

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Уфимский государственный нефтяной технический университет»

Кафедра математики
Кафедра «Технологические машины и оборудование»

РОЛЬ МАТЕМАТИКИ В СТАНОВЛЕНИИ СПЕЦИАЛИСТА

**Материалы
Всероссийской научно-методической конференции**

Уфа
Издательство УГНТУ
2015

УДК 378
ББК 74.58
Р 68

Редакционная коллегия:
Исмаков Р.А. (отв. редактор)
Фаткуллин Н.Ю.
Кузеев И.Р.
Шамшович В.Ф.
Зинатуллина Э.Я. (отв. секретарь)

Рецензент:
доктор технических наук, ведущий специалист
департамента развития систем мониторинга
ООО «РН-УфаНИПИнефть» *К.Р. Уразаков*

Р 68 Роль математики в становлении специалиста: материалы Всероссийской научно-методической конференции / редкол.: Р.А. Исмаков и др. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2015. – 70 с.

Всероссийская научно-методическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Роль математики в становлении специалиста» проводилась с целью ознакомления студентов направления «Технологические машины и оборудование» профиля «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов» с использованием математики в сфере их будущей профессиональной деятельности.

В сборник включены материалы докладов студентов, аспирантов и молодых ученых в области совершенствования бурового и нефтепромыслового оборудования с применением методов математического анализа.

УДК 378
ББК 74.58

© Уфимский государственный нефтяной
технический университет, 2015

СОДЕРЖАНИЕ

Использование математических методов для расчетов напряженно деформированного состояния базовых узлов пакерно-якорного комплекса работающего в открытых стволах скважины <i>И.С. Копейкин (аспирант УГНТУ),</i> <i>А.В. Лягов (д.т.н., профессор каф. ТМО УГНТУ)</i>	4
Оценка показателей надежности штангового скважинного насоса с цепным приводом с использованием формулы Байеса <i>С.Н. Ленков (аспирант УГНТУ)</i>	7
Анализ упруго-напряженного состояния компоновки перфобура при бурении глубоких каналов по прогнозируемой траектории <i>И.А. Лягов (к.т.н., ассистент кафедры РНГМ «Национального минерально-сырьевого университета «Горный», г. Санкт Петербург)</i> <i>М.А. Качемаева (к.т.н., ООО «РН-УфаНИПИнефть», г.Уфа)</i>	11
Объяснение механизма разрушения водонефтяных эмульсий в результате магнитной обработки <i>И.А.Голубев (ассистент, кафедра РНГМ «Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», г. Санкт-Петербург)</i>	44
Исследование напряженно-деформированного состояния опоры шарошечного долота с помощью математического моделирования <i>А.Е. Тихонов (ММП21-14-01), А.Г. Губайдуллин (аспирант УГНТУ),</i> <i>Ф.З. Булюкова (к.т.н., доцент каф. ТМО УГНТУ)</i>	52
Применение новых технологий для повышения износостойкости деталей и узлов штанговых скважинных насосов <i>Д.А. Немирович (ММП21-14-01),</i> <i>Ф.Ш. Забиров (к.т.н., профессор каф. ТМО УГНТУ)</i>	54
Штанговая винтовая насосная установка для добычи нефти из скважин с большим содержанием песка <i>А.М. Нурмухаметов (ММП21-14-01),</i> <i>И.Е. Ишемгузин (к.т.н., доцент каф. ТМО УГНТУ)</i>	56
Обзор существующих способов термического и термохимического воздействия на призабойную зону скважины <i>Е.С. Назарова (ММП21-14-01),</i> <i>С.В. Назаров (к.т.н., доцент каф. ТМО УГНТУ)</i>	58
Энергоэффективность компримирования попутного нефтяного газа <i>Д.И. Еремин (ММП21з-13-01), О.А. Голованов (зам. начальника отдела подготовки и компримирования газа ООО «РН-Пурнефтегаз»)</i>	60
Разработка методики сличительных испытаний установки для измерения гф и дебитов скважин <i>А.П. Супрунов (ММП21з-13-01)</i>	63

УДК 622.35.05

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ДЛЯ РАСЧЕТОВ НАПРЯЖЕННО ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БАЗОВЫХ УЗЛОВ ПАКЕРНО-ЯКОРНОГО КОМПЛЕКСА РАБОТАЮЩЕГО В ОТКРЫТЫХ СТВОЛАХ СКВАЖИНЫ

*И.С. Копейкин (аспирант УГНТУ),
А.В. Лягов (д.т.н., профессор каф. ТМО УГНТУ)*

Испытание пластов на продуктивность в открытом стволе скважин, включает комплекс работ, обеспечивающий вызов притока пластовой жидкости, выявление газонефтеводосодержания перспективного пласта, отбор проб и определение основных гидродинамических параметров, необходимых для подсчета запасов нефти и газа и составления проектов разработки нефтяных месторождений. На сегодняшний день на территории России использует преимущественно иностранное оборудование для исследования и испытания перспективных горизонтов бурящихся скважин. Зарубежные аналоги испытателей пластов имеют неоправданно высокую стоимость. Это связано с низкой конкуренцией аналогичного оборудования на отечественном рынке. Для стимулирования замещения импорта российскими технологиями необходима большая теоретическая и исследовательская база для отдельного и наиболее важного оборудования комплекса испытателя пластов.

Таким оборудованием в комплексе является пакерно-якорное оборудование для открытого ствола скважины. Зачастую надежность и долговечность данных изделий определяется ресурсами работы отдельно взятых деталей и узлов. В таком случае при правильном подборе этих узлов и деталей, а так же верной оценки их работоспособности и надежности, возможно, увеличить ресурс работы всего оборудования в целом. На сегодняшний день основная оценка работоспособности и надежности работы производится на этапах стендовых и опытно-промышленных испытаний, связи, с чем возникает потеря времени и средств на разработку и внедрение оборудования, из-за необходимости дорабатывать узлы, работоспособность и надежность которых подверглась сомнению во время испытаний.

По нашему мнению, перспективным направлением дальнейшего совершенствования пакерно-якорного оборудования является развитие научной и теоретической базы, которая должна обеспечить теоретическое обоснование подбора наиболее важных и ответственных узлов в оборудование, доказать их будущую работоспособность и надежность. В связи с чем, сформулирована цель данного исследования: изучение напряженно-деформационного состояние узлов пакерно-якорного оборудования, применяемого в составе комплекса для селективного

испытания скважин в открытом стволе. Основными задачами работы является: разработка математических моделей на основе конечно-элементного анализа (рисунок 1); составление схем нагружения пакерно-якорного оборудования и последующее их решение с определением мест критических нагрузок в ответственных узлах и в комплексе в целом, а также составление рекомендаций для выполнения последующих прочностных расчетов.

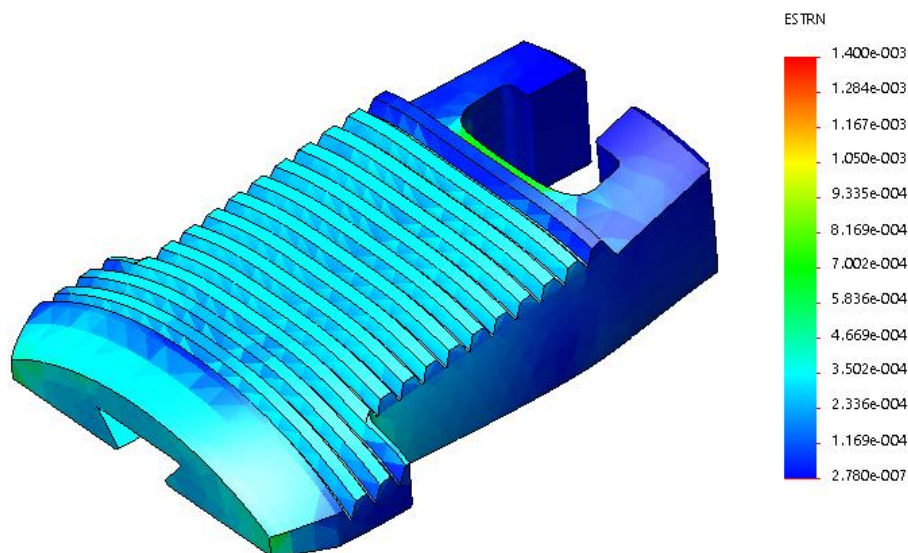


Рисунок 1 - Математическая модель на основе конечно-элементного анализа

На начальной стадии изучения выше приведенной проблемы были определены узлы с неудовлетворительной надежностью отдельных деталей, НДС которых необходимо маниторить:

- 1) расчет цилиндрической детали и получение зависимости коэффициента запаса прочности от сил действующих на деталь;
- 2) расчет сборных узлов в составе оборудования;
- 3) расчет напряженно-деформационного состояния конуса плашек (опоры);
- 4) расчет напряженно-деформационного состояния плашек.

Были установлены зависимости запаса прочности цилиндрической детали (корпуса) при заданном диаметре, толщине стенки t , δ_T – предел текучести материала, P -внутреннего давления и Q - осевой нагрузки.

Получено уравнение равенства осевых усилий и предела текучести:

$$N = \frac{\sigma_T}{\frac{PR_{\text{внутренний}}}{2t} + \frac{Q}{2\pi R_{\text{внутренний}} t}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{осевые}}}$$

Получены уравнения коэффициента запаса прочности из условия предотвращения недопустимых пластических деформаций трубы:

$$\sigma_{кц}^H = \frac{NPR_{внутренний}}{2t} \leq \sigma_T \qquad N = \frac{2t\sigma_T}{PR_{внутренний}}$$

Методически поставленные задачи решались с помощью анализа соответствующей технической литературы, моделирования напряженно-деформированного состояния пакерно-якорного оборудования в программном комплексе ANSYS. В ходе выполнения работы установлены закономерности возникающих эквивалентных напряжений в ответственных узлах пакерно-якорного оборудования (рисунок 3). Проведена оценка вероятности отказа оборудования вследствие возникновения критических напряжений и деформаций в узлах оборудования. На основании теоретических расчетов предложены выводы и рекомендации по эксплуатации рассматриваемого оборудования.

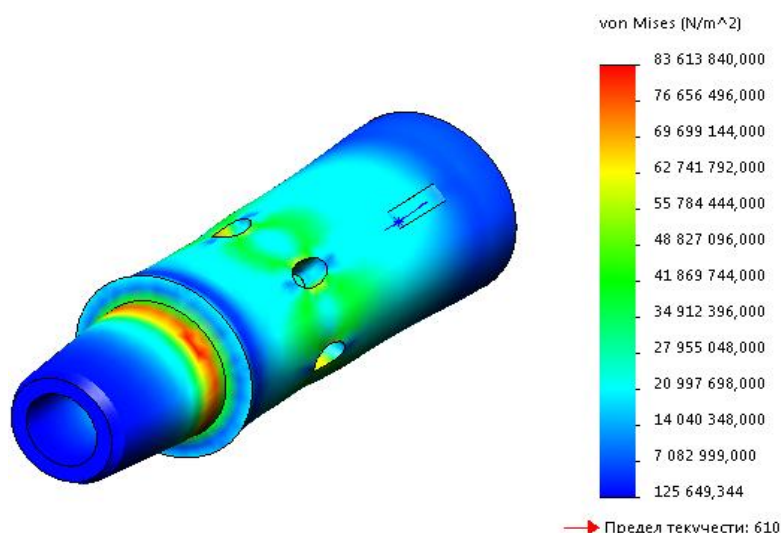


Рисунок 2 - Эквивалентные напряжения в ответственных узлах пакерно-якорного оборудования

Подводя итоги, можно с уверенностью сказать, что математика играет важную роль в работе инженера. И без использования математических методов расчета, было бы затруднительно проводить разработки инновационного оборудования отвечающего требованиям надежности и долговечности. Без таких разделов математики как: дифференциальное и интегральное исчисления, дифференциальная геометрия, математическая статистика, вариационное исчисление, было бы невозможно проводить работу по конструированию нового оборудования.

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ШТАНГОВОГО СКВАЖИННОГО НАСОСА С ЦЕПНЫМ ПРИВОДОМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФОРМУЛЫ БАЙЕСА

С.Н. Ленков (аспирант УГНТУ)

В настоящее время для добычи нефти скважинными штанговыми насосами наряду с уже традиционными балансирными приводами, получают все более широкое применение безбалансирные, а именно цепные приводы. Основанием для использования данных приводов являются следующие их преимущества:

- постоянная скорость движения штанг на преобладающей части хода, величина которой в 1,6-1,7 раза меньше максимальной скорости штанг за цикл у балансирных станков-качалок;
- меньшая по сравнению с балансирными станками-качалками зависимость полной массы и габаритов цепного привода от длины хода;
- спокойные длинноходовые режимы откачки, способствующие снижению динамических и гидродинамических нагрузок на штанги и привод, сокращению числа аварий со штангами, уменьшению износа штанг и труб, увеличению коэффициента наполнения насоса, увеличению срока службы устьевого сальника, улучшению показателей при откачке продукции с повышенным газосодержанием и высокой вязкостью;
- повышение коэффициента использования мощности за счёт обеспечения равномерной нагрузки электродвигателя цепного привода.
- сокращение энергетических затрат на подъем продукции из скважин;

Поэтому изучение работы цепных приводов скважинных штанговых насосов является актуальным.

Были проанализированы данные по наработке штангового глубинного насоса с цепным приводом с месторождений, эксплуатируемых ОАО АНК «Башнефть», за период с 01.06.2005 по 30.03.2014.

По полученным данным было установлено, что отказы штангового глубинного насоса с цепным приводом соответствуют закону распределения Вейбулла и параметры распределения показаны в таблице 1. Также построены гистограмма и функция вероятности безотказной работы $P(t)$, представленные на рисунке 1. Построенная функция дает возможность прогнозирования работы оборудования, позволяет определить вероятность безотказной работы штангового глубинного насоса с цепным приводом, в зависимости от наработки.

Таблица 1 – Параметры статистического распределения

Наименование	Среднее арифметическое значение случайной величины t , сут.	Среднее квадратическое отклонение σ , сут.	Коэффициент вариации V
Штанговый глубинный насос	880,7	480,6	0,545

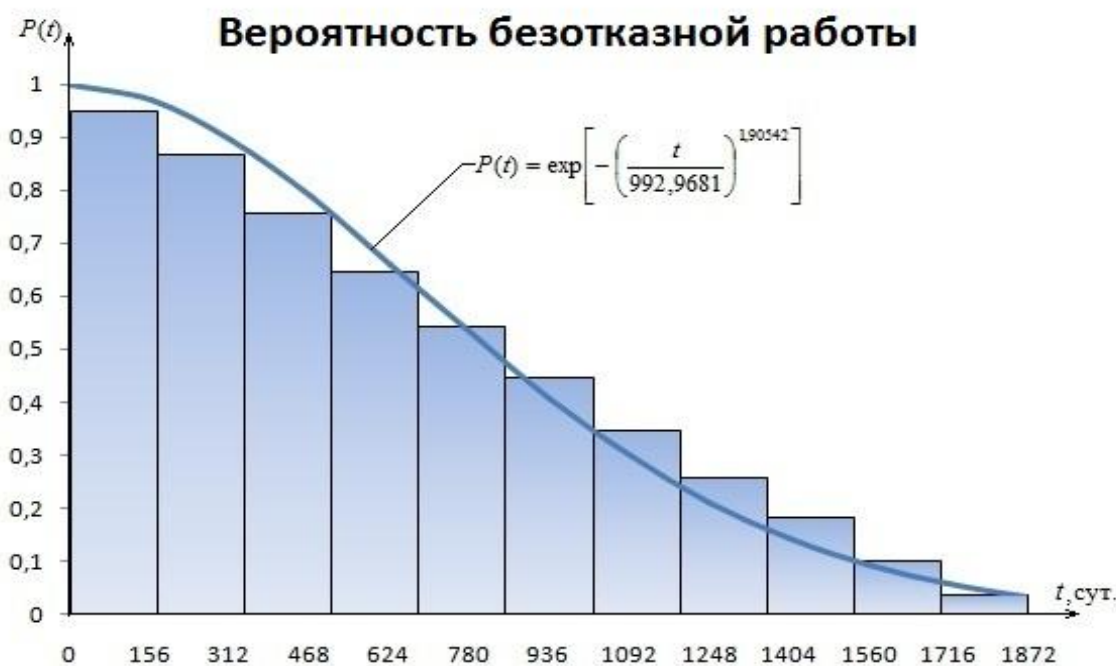


Рисунок 1 – Гистограмма и функция вероятности безотказной работы $P(t)$ штангового глубинного насоса

Вероятность безотказной работы дает представление о распределении показателя надёжности. Однако в статистическом материале из-за ограниченного числа наблюдений всегда присутствуют элементы случайности. При обработке статистического материала важной задачей является подбор теоретического закона распределения наилучшим образом описывающего статистическое распределение, выражающее его существенные черты без элемента случайности.

В результате обработки статистической информации, полученной с динамограмм штанговых глубинных насосов с цепным приводом, была разработана диагностическая матрица, представленная в таблице 2.

Таблица 2 – Диагностическая матрица штангового глубинного насоса

диагноз	Признак K_j								
	Число ходов в минуту K_1			Глубина подвески насоса K_2 , м			Коэффициент подачи насоса K_3		
	K_{11} <1,4	K_{12} 1,4-2,3	K_{13} >2,3	K_{21} 700-900	K_{22} 900-1100	K_{23} 1100-1300	K_{31} <0,33	K_{32} 0,33-0,66	K_{33} >0,66
	$P(K_{11}/Di)$	$P(K_{12}/Di)$	$P(K_{13}/Di)$	$P(K_{21}/Di)$	$P(K_{22}/Di)$	$P(K_{23}/Di)$	$P(K_{31}/Di)$	$P(K_{32}/Di)$	$P(K_{33}/Di)$
D1	0,358	0,327	0,315	0,481	0,284	0,235	0,062	0,253	0,685
D2	0,247	0,364	0,389	0,299	0,325	0,377	0,234	0,338	0,428

диагноз	Признак K_j								
	Затрубное давление K_4 , кгс/см ²			Диаметр плунжера K_5 , мм			Содержание воды K_6 , %		
	K_{41} <6	K_{42} 6,1-12	K_{43} >12,1	K_{51} 27	K_{52} 32	K_{53} 44	K_{61} <0,33	K_{62} 0,33-0,66	K_{63} >0,66
	$P(K_{41}/Di)$	$P(K_{42}/Di)$	$P(K_{43}/Di)$	$P(K_{51}/Di)$	$P(K_{52}/Di)$	$P(K_{53}/Di)$	$P(K_{61}/Di)$	$P(K_{62}/Di)$	$P(K_{63}/Di)$
D1	0,469	0,284	0,247	0,346	0,333	0,321	0,346	0,333	0,321
D2	0,416	0,337	0,247	0,299	0,338	0,364	0,273	0,247	0,481

где диагноз D_1 – безотказная работа, диагноз D_2 – отказ.

Для оценки показателей надежности погружного оборудования для добычи нефти наиболее применим метод Байеса, позволяющий определить вероятность наступления события D (отказа или безотказной работы) при различных признаках K_j , присутствующих при наступлении события, т.е. данный метод позволяет оценить техническое состояние штангового глубинного насоса при различных условиях эксплуатации.

Формула Байеса записывается

$$P(D_i / K_j) = P(D_i) \frac{P(K_j / D_i)}{\sum_{s=1}^m P(D_s) P(K_j / D_s)}, \quad (4)$$

где i – данная гипотеза;

s – любая гипотеза;

m – число гипотез;

D_i – диагноз;

$P(D_i/K_j)$ – вероятность диагноза D_i , после того как стало известно наличие признака K_i (апостериорная вероятность диагноза);

K_i – признак, встречающийся при диагнозе D_i ;

$P(D_i)$ – априорная вероятность диагноза D_i , полученная по статистическим данным;

$P(K_i/D_i)$ – вероятность появления признака K_i у изделия с состоянием D_i .

$P(K_i)$ – полная вероятность, т.е. вероятность наступления признака K_i с любой из гипотез.

Рассмотрим пример оценки вероятности отказа штангового глубинного насоса с применением диагностической матрицы.

Допустим, необходимо оценить вероятность отказа ШГН, эксплуатируемого при следующих условиях: глубина подвески насоса – 1200 м, коэффициент подачи насоса – 0,7; затрубное давление – 13 кгс/см²; число ходов в минуту – 1,5; диаметр плунжера – 32 мм; содержание воды – 45%. Нарботка погружной установки на текущий момент составила $t = 200$ сут.

Отказы штанговых глубинных насосов с цепным приводом в ОАО АНК «Башнефть» описываются законом распределения Вейбулла, данные по наработке до отказа представлены в таблице 1.

На рисунке 1 приводится график вероятности безотказной работы $P(t)$ штангового глубинного насоса.

Вероятность безотказной работы для $t = 200$ сут составляет $P(D_1) = 0,954$; следовательно вероятность отказа $P(D_2)=0,046$.

Определение вероятности наступления события D_2 (отказа) при различных признаках находим по выражению 1 и таблице 2:

$$P(D_2 / K_i) = 0,046 \frac{0,377 \cdot 0,428 \cdot 0,247 \cdot 0,364 \cdot 0,338 \cdot 0,247}{0,954 \cdot 0,235 \cdot 0,685 \cdot 0,247 \cdot 0,327 \cdot 0,333 \cdot 0,333 + 0,046 \cdot 0,377 \cdot 0,428 \cdot 0,247 \cdot 0,364 \cdot 0,338 \cdot 0,247},$$

$$P(D_2 / K_i) = 0,0389.$$

Вероятность отказа рассматриваемого штангового глубинного насоса при данных условиях эксплуатации мала и составляет 3,89%, поэтому его использование может быть продолжено.

Использование метода Байеса при оценке технического состояния штангового глубинного насоса дает возможность с достаточной точностью судить о текущем состоянии оборудования и спрогнозировать ремонтные мероприятия, оценить работоспособность отремонтированного оборудования. Диагностическая матрица позволяет выявить влияние числа ходов в минуту, глубины подвески, коэффициента подачи, затрубного давления и диаметра плунжера на надежность насоса. Статистические данные, на которых базируется матрица, необходимо постоянно уточнять, притом для определенных регионов следует составлять свои таблицы, опираясь на промысловые данные.

АНАЛИЗ УПРУГО-НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОМПОНОВКИ ПЕРФОБУРА ПРИ БУРЕНИИ ГЛУБОКИХ КАНАЛОВ ПО ПРОГНОЗИРУЕМОЙ ТРАЕКТОРИИ

*И.А. Лягов (к.т.н., ассистент кафедры РНГМ «Национального
минерально-сырьевого университета «Горный», г. Санкт Петербург)
М.А. Качемаева (к.т.н., ООО «РН-УфаниипиНефть», г.Уфа)*

В цикле строительства, реконструкции и капитального ремонта процесс вторичного вскрытия продуктивной зоны (ПЗ), исследуемого и осваиваемого объекта остается одним из основных и сложных этапов заканчивания скважин. Анализ состояния проблемы показал, что применение современных кумулятивных перфорационных систем нарушает целостность цементного камня (рисунок 1) и не всегда позволяет преодолеть образовавшиеся при первичном вскрытии ПЗ загрязнения, достигающая нескольких метров (рисунок 2), тем самым ухудшая гидравлическую связь скважины с продуктивным коллектором.

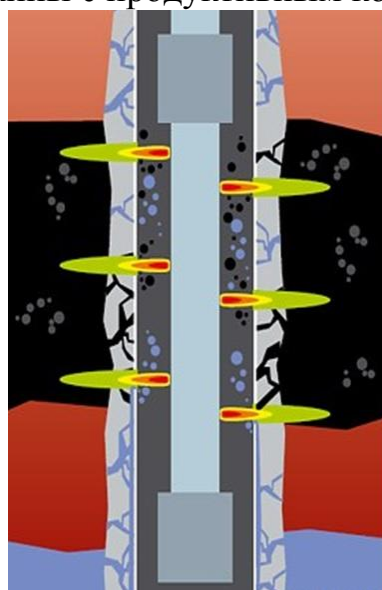


Рисунок 1 - Растрескивание цементного камня при проведении кумулятивной перфорации



Рисунок 2 - Схема вскрытия пласта при кумулятивной перфорации

Бурение боковых стволов (БС) по традиционным технологиям, позволяющее выйти из закольматированной зоны, является экономически затратным и имеет специальную область применения, так как формирует

каналы относительно большого диаметра и радиуса кривизны. Технологии, использующие высоконапорные струи жидкости с абразивными материалами являются технологически ограниченными, поскольку не позволяют управлять траекторией канала и сами загрязняют продуктивный пласт различными фильтрами и твердой фазой.

Ряд ведущих российских и зарубежных компаний в последние годы занимаются разработкой технологий радиального бурения, позволяющие вскрывать пласт сетью каналов малого диаметра большой протяженностью и устанавливать качественную гидравлическую связь пласта со скважиной без ущерба для проницаемости пласта.

В этой связи, дальнейшие исследования, направленные на повышения эффективности вторичного вскрытия пластов методами «щадящей» перфорации является весьма актуальной задачей.

Ряд ведущих российских и зарубежных компаний в последние годы занимаются разработкой технологий радиального бурения, позволяющие вскрывать пласт сетью каналов малого диаметра большой протяженностью и устанавливать качественную гидравлическую связь пласта со скважиной без ущерба для проницаемости пласта.

В этой связи, дальнейшие исследования, направленные на повышения эффективности вторичного вскрытия пластов методами «щадящей» перфорации является весьма актуальной задачей.

Компания ООО «Перфобур» разработала и применяет устройство (рисунок 3) для бурения веера спиралеобразных перфорационных каналов (скважин) диаметром 56...60 мм и длиной до 50 м по прогнозируемой траектории [1].

Для достижения требуемых параметров режима работы перфорационного комплекса бурильная компоновка должна обладать высокими прочностными характеристиками. В случае малогабаритных компоновок низа бурильной колонны (КНБК) это принимает еще большее значение, так как жесткость на изгиб оборудования перфобура кратно меньше чем у крупногабаритных аналогов. Применение высококачественных легированных сталей решает только часть проблемы, а грамотная постановка задачи: от составления моделей и условий однозначности, до выбора алгоритма решения, может заметно повысить качественные и количественные параметры КНБК, а следовательно - увеличить межремонтный период эксплуатации [2,3].

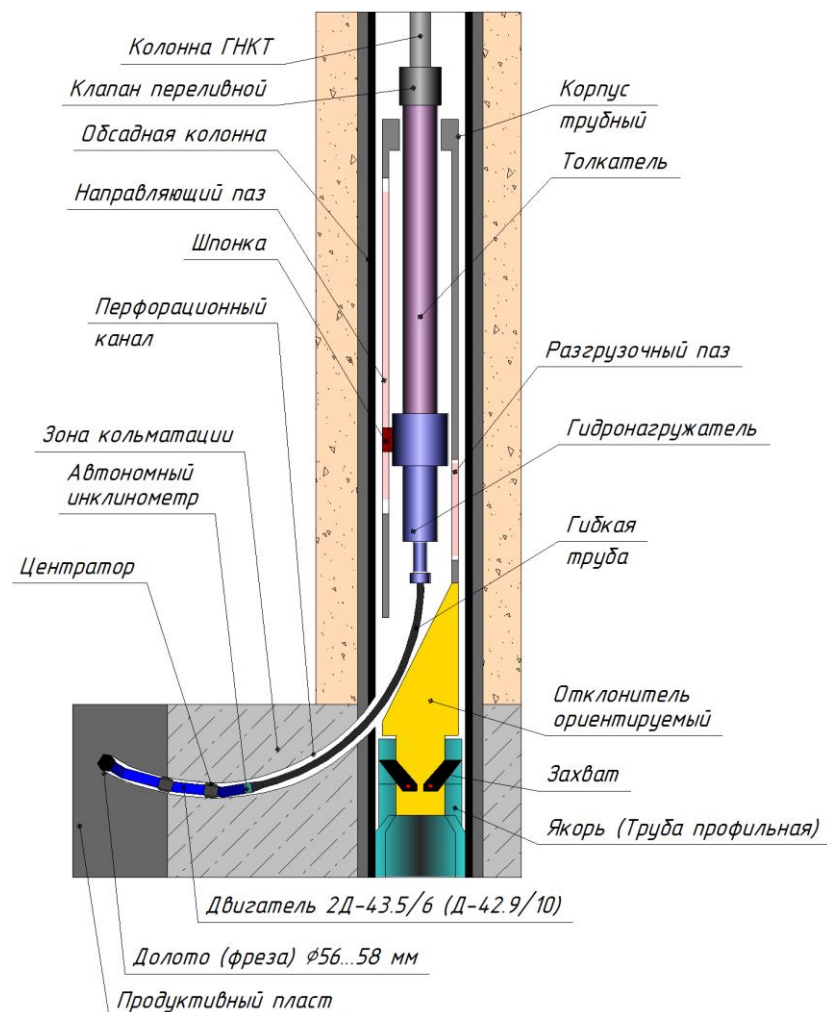


Рисунок 3 – Устройство модульного перфобура типа ПБ

В настоящей статье проанализированы основные аналитические и технологические просчеты, выявленные после анализа полученных промысловых данных и детальном исследовании напряженного состояния компоновок на различных этапах строительства перфорационного канала.

Силовая и шпиндельная секции винтового забойного двигателя является одним из основных элементов технической системы «Перфобур», поэтому приоритетной задачей при проектировании новой техники является обеспечение её надежной и безотказной работы при строительстве оригинальных перфорационных каналов.

Так как КНБК перфобура, впрочем, как и вся техническая система, взаимодействует с окружающей средой по алгоритму, разработанному человеком, поэтому при оценке надежности необходимо учитывать причины вредных воздействий лежащих в основе взаимодействия его с окружающими объектами при учете субъективного фактора [4].

Не стоит забывать и об экономической составляющей вопроса, которая влияет на рентабельность и востребованность разрабатываемой техники и технологии.

В соответствии с ГОСТ13377-75 «Надежность в технике. Термины и определения», отказ – это событие, заключающееся в нарушении работоспособности изделия. Как правило, все отказы, в том числе и отказы базовых узлов перфобура, можно разделить по характеру процессов, приводящих к отказу, на постепенные и внезапные, однако при создании новой техники из-за небольшого количества экспериментальных данных, и не всегда сразу достоверно установленных причин, будем считать все отказы неожиданными или внезапными.

Постепенные отказы в основном связаны с износом, который протекает медленно (характерно для серийных изделий), внезапные отказы связаны с сочетанием условий, которые превосходят возможности изделия, не учтенные инжинирингом.

Существует мнение, что внезапные и постепенные отказы взаимосвязаны, и поэтому разделение на эти основные виды носит условный характер, другое. Второй национальный конкурс инновационных проектов (материалы конкурса мнение – что деление на постепенные и внезапные отказы обусловлено природой их возникновения, причем за основу деления отказов взята зависимость вероятности появления отказа от срока службы или её отсутствие.

Анализ напряженно-деформированного состояния компоновки перфобура без центраторов

Для обеспечения работоспособности конструкции компоновки в процессе бурения канала сверхмалого диаметра и радиуса кривизны, важно знать силовой характер взаимодействия базовых узлов бурильной компоновки со стенками клина - отклонителя и перфорационного канала, как в процессе забуривания, так и при бурении, когда компоновка находится внутри канала при различных зенитных углах в процессе изменения его траектории, а также - качественный и количественный характер взаимодействия бурильной колонны со стенками канала, так как от показателей этой связи зависит функциональность и долговечность оборудования. Для достижения требуемых параметров режима работы перфорационного комплекса бурильная компоновка должна обладать высокими прочностными характеристиками. В случае малогабаритных компоновок низа бурильной колонны (КНБК) это принимает еще большее значение, так как жесткость на изгиб оборудования перфобура кратно меньше чем у крупногабаритных аналогов. Применение высококачественных легированных сталей решает только часть проблемы, а грамотная постановка задачи: от составления моделей и условий однозначности, до выбора алгоритма решения, может заметно повысить качественные и количественные параметры КНБК, и, следовательно - увеличить межремонтный период эксплуатации.

При работе в скважине бурильная колонна подвергается различным статическим и динамическим нагрузкам. Исходя из характера действия этих нагрузок, бурильную колонну условно разделяют на растянутую и сжатую части.

Как правило, участок КНБК от долота до точки касания со стенками скважины, относят к сжатой части. Обычно в расчетах, с достаточной для практики точностью, форма полуволны изгиба низа бурильной колонны принимается квазиплоской [5,6].

Для сравнения значений изгибающих моментов, возникающих в КНБК перфобура, до установки центриатора и после его размещения. Сначала рассмотрим взаимодействие технической системы «долото – компоновка перфобура (без центриатора) – гибкие трубы» со стенками канала (расчетная схема представлена на рисунке 4).

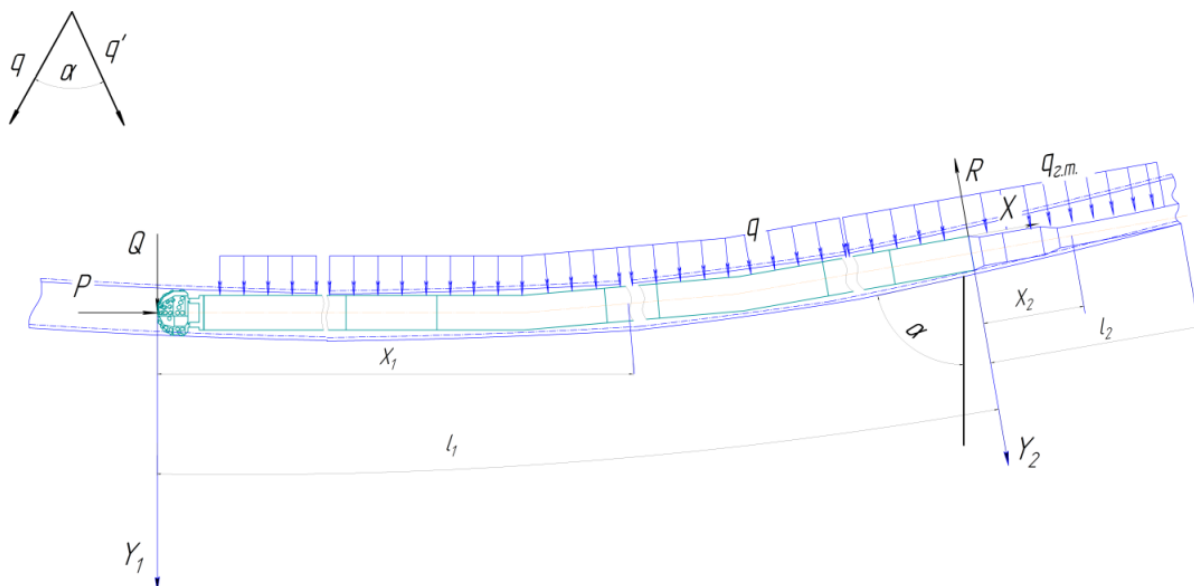


Рисунок 4 - Схема действия сил на перфорационную компоновку без центриатора в наклонном канале

Предположим, что КНБК касается стенок канала по гибким трубам. Пусть l_1 – длина компоновки перфобура от долота до верхнего переводника; l_2 – расстояние от верхнего переводника корпуса перфобура до точки касания гибких труб со стенкой перфорационного канала.

Дифференциальное уравнение изогнутой оси КНБК на участке I будет иметь вид [6].

$$E \cdot I_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = -P \cdot y_1 + Q \cdot x_1 + \frac{q_1 x_1^2}{2}, \quad (1)$$

где P – осевая нагрузка на долото, $P=6000\text{Н}$;

Q – отклоняющая сила на долоте (реакция забоя);

$E \cdot I$ – изгибная жесткость компоновки перфобура.

Граничные условия по концам и в точке сопряжения участков:

$$\begin{aligned} & \text{при } x_1 = 0, y_1 = 0, \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = 0; \\ & \text{при } x_1 = l_1, x_2 = 0, y_1 = y_2, \frac{dy_1}{dx_1} = \frac{dy_2}{dx_2}; \\ & \text{при } x_2 = l_1, y_2 = r_2, \frac{dy_2}{dx_2} = 0, \frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = 0. \end{aligned}$$

Решение уравнения (1) находится в виде [8]:

$$y_1 = A_1 \cdot \sin k_1 x_1 + A_2 \cdot \cos k_1 x_1 + \frac{Q \cdot x_1}{P} + \frac{q_1 \cdot x_1^2}{2P} - \frac{q_1}{k_1^2 \cdot P}, \quad (2)$$

где A_1 и A_2 постоянные интегрирования.

Подставляя граничные условия в выражение (2), получим систему уравнений:

$$\begin{cases} A_2 - \frac{q_1}{k^2 \cdot P} = 0 \\ A_1 \cdot k_1 \cdot \cos k_1 l_1 - A_2 \cdot k_1 \cdot \sin k_1 l_1 + \frac{Q}{P} - \frac{q_1 l_1}{P} = 0 \\ A_1 \cdot \sin k_1 l_1 + A_2 \cdot \cos k_1 l_1 + \frac{Q \cdot l_1}{P} + \frac{l_1^2 \cdot q_1}{2P} - \frac{q_1}{k^2 P} = r_1. \end{cases} \quad (3)$$

Решая систему относительно Q , A_1 и A_2 , получим:

$$Q = \frac{q k_1^2 l_1^2 \cos(k_1 l_1) - 2 P r k_1^2 \cos(k_1 l_1) - 2 q_1 k_1 l_1 \sin(k_1 l_1) + 2 q \cos(k_1 l_1)^2 - 2 q_1 \sin(k_1 l_1)^2 + 2 q \cos(k_1 l_1)}{2 k_1 \sin(k_1 l_1) - 2 k^2 l_1 \cos(k_1 l_1)}, \quad (4)$$

$$A_1 = \frac{P r k_1^2 - q_1 (\cos k_1 l_1 + k_1 l_1 \sin k_1 l_1 - 0,5 k_1^2 l_1^2 - 1)}{P k_1^2 (\sin k_1 l_1 - k_1 l_1 \cos k_1 l_1)}; \quad (5)$$

$$A_2 = \frac{q_1}{k_1^2 P}. \quad (6)$$

Формула (4) устанавливает взаимосвязь составляющей реакции забоя, перпендикулярной оси канала, «кажущегося» радиуса, жесткости и

единицы длины колонны. Учитывая, что $\frac{d^2 y}{dx^2} = 0$ и $x_1 = l_1$, получается формула:

$$Q = \frac{P r_1 - 0,5 q_1 l_1^2}{l_1}. \quad (7)$$

Для определения точки касания гибкой трубы со стенкой канала воспользуемся зависимостью:

$$P \cdot r_2 - Q \cdot (l_{II} + l_2) + R \cdot l_2 - 0,5 \cdot q_2 \cdot l_2^2 - 0,5 \cdot q_1 \cdot l_2^2 - q \cdot l_{II} l_2 = 0. \quad (8)$$

Значение изгибающих моментов на первом участке будет определяться по формуле (9):

$$M_1 = -P \cdot A_1 \cdot \sin k_1 x_1 + A_2 \cdot \cos k_1 x_1 + \frac{Q \cdot x_1}{P} + \frac{q_1 \cdot x_1^2}{2P} - \frac{q_1}{k_1^2 \cdot P} + Q \cdot l_1 + \frac{q_1 l_1^2}{2} . \quad (9)$$

Дифференциальное уравнение упругой линии на участке II:

$$E \cdot I_2 \cdot \frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = -P \cdot y_2 + Q \cdot (l_1 + x_2) - R \cdot x_2 - \frac{q_2 x_2^2}{2} + \frac{q_1 l_1^2}{2} + q_1 l_1 x_2 . \quad (10)$$

Решение уравнения для второго участка:

$$y_2 = C_1 \cdot \sin k_2 x_2 + C_2 \cdot \cos k_2 x_2 + \frac{q_2 \cdot x_2^2}{2P} + \frac{(Q + q_1 l_1) x_2}{P} + \frac{Q \cdot l_1}{P} + \frac{q_1 l_1^2}{2P} - \frac{q_2}{Pk_2^2} . \quad (11)$$

При подстановке граничных условий получим:

$$R = \frac{q \cdot l_{II}^2 + 2q \cdot l_{II} \cdot x^2 - 2 \cdot Q \cdot l_{II} + q_2 \cdot x_2 - 2 \cdot Q \cdot x_2 + 2 \cdot P \cdot r_2}{2 \cdot x_2} ; \quad (12)$$

$$C_1 = \frac{k_2 \cdot q_2 \cdot x^2 \cdot \cos(k_2 \cdot x^2) - 2 \cdot q^2 \cdot x_2^2 \cdot \sin(k_2 \cdot x_2) -}{2 \cdot k_2^2 P \cdot x^2} - \frac{2P \cdot k_2 \cdot r \cdot \cos(k_2 \cdot x_2) + 2 \cdot P \cdot k_2 \cdot r_2 \cdot \sin(k_2 \cdot x_2)}{2 \cdot k_2^2 P \cdot x^2} \quad (13)$$

$$C_2 = \frac{2 \cdot q_2 \cdot x^2 \cdot \sin(k_2 \cdot x^2) + k_2 \cdot q^2 \cdot x_2^2 \cdot \sin(k_2 \cdot x_2) -}{2 \cdot k_2^2 P \cdot x^2} - \frac{2P \cdot k_2 \cdot r \cdot \sin(k_2 \cdot x_2) + 2 \cdot P \cdot k_2 \cdot r_2 \cdot \sin(k_2 \cdot x_2)}{2 \cdot k_2^2 P \cdot x^2} . \quad (14)$$

Выражение для определения изгибающих моментов запишем в следующем виде:

$$M_2 = -P \cdot C_1 \cdot \sin k_2 x_2 + C_2 \cdot \cos k_2 x_2 + \frac{q_2 \cdot x_2^2}{2P} + \frac{(Q + q_1 l_1) x_2}{P} + \frac{Q \cdot l_1}{P} + \frac{q_1 l_1^2}{2P} - \frac{q_2}{Pk_2^2} + Q \cdot (l_1 + x_2) - R \cdot x_2 + \frac{q_2 \cdot x_2}{2} + \frac{q \cdot l_1}{2} + q \cdot l_1 \cdot x_2 . \quad (15)$$

Поперечная составляющая от собственного веса компоновки:

$$q_1 = q_B \cos(\alpha) = \frac{m_1}{l_{II}} g \cos(\alpha) = \frac{14}{2} \cdot 9,81 \cdot \cos 45^\circ = 48,5 H / м,$$

где m_1 – масса винтового двигателя Д-43.5/6.42, $m = 14$ кг;

α – зенитный угол канала, принимаем $\alpha = 45^\circ$;

l_{II} – длина КНБК перфобура принятая на участке от долота до верхнего переводника.

$$q_2 = q_{Г.Т} \cos \alpha = \frac{m_2}{l_{Г.Т.}} g \cos \alpha = \frac{1,45}{0,8} \cdot 9,81 \cdot \cos 45^\circ = 12,556 H / м,$$

где m_2 – масса гибкой трубы диаметром 25мм, $m = 1,405$ кг;

$l_{Г.Т.}$ – длина гибкой трубы до точки касания, $l = 800$ мм.

Приведенный момент инерции поперечного сечения двигателя определяем по формуле (схема сечения винтового двигателя представлена на рисунке 5):

$$I_1 = \frac{\pi D_{ВЗД}^4}{64} \left(1 - \frac{D_{СТАТ}^4}{D_{ВЗД}^4}\right) + \frac{\pi D_{СР}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,043^4}{64} \left(1 - \frac{0,033^4}{0,043^4}\right) + \frac{3,14 \cdot 0,02^4}{64} = 1,175 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4,$$

где $D_{ВЗД}$ – диаметр ВЗД Д-43, $D_{ВЗД} = 43 \text{ мм}$;

$D_{СТАТ}$ – диаметр статора ВЗД Д-43, $D_{СТАТ} = 33 \text{ мм}$;

$D_{СР}$ – средний диаметр зацепления винтовой пары,

$$D_{СР} = \frac{24,8 + 18,4}{2} = 21,6 \text{ мм}.$$

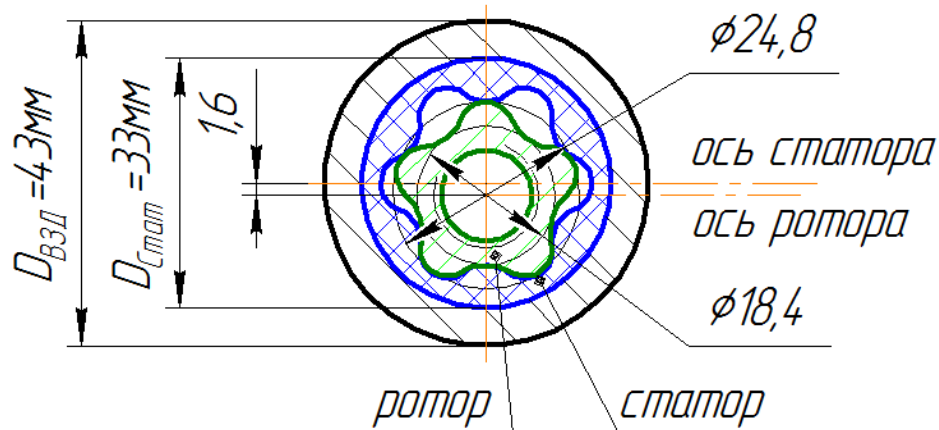


Рисунок 5 - Сечение винтового двигателя Д43.5/6.42.010

Момент инерции гибких труб:

При диаметре гибкой трубы 25 мм и толщине стенки 2,5 мм:

$$I_2 = \frac{\pi D_{H1}^4}{64} \left(1 - \frac{D_B^4}{D_{H1}^4}\right) = \frac{3,14 \cdot 0,025^4}{64} \left(1 - \left(\frac{0,020}{0,025}\right)^4\right) = 1,132 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

При диаметре гибкой трубы 27 мм и толщине стенки 3,5 мм:

$$I_3 = \frac{\pi D_{H2}^4}{64} \left(1 - \frac{D_B^4}{D_{H2}^4}\right) = \frac{3,14 \cdot 0,027^4}{64} \left(1 - \left(\frac{0,020}{0,027}\right)^4\right) = 1,823 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

где D_{H1} - наружный диаметр гибкой трубы, $D_{H1} = 25 \text{ мм}$;

D_{H2} - наружный диаметр гибкой трубы, $D_{H2} = 27 \text{ мм}$;

D_B - внутренний диаметр гибкой трубы, $D_B = 20 \text{ мм}$.

Изгибная жесткость винтового забойного двигателя и гибких труб определится:

$$E_1 \cdot I_1 = 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,175 \cdot 10^{-7} = 24675 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$E_2 \cdot I_2 = 198 \cdot 10^9 \cdot 1,132 \cdot 10^{-8} = 2241,36 \text{ Н} \cdot \text{м}^2 \text{ (гибкая труба диаметром 25 мм)};$$

$E_2 \cdot I_3 = 198 \cdot 10^9 \cdot 1,132 \cdot 10^{-8} = 3609,54 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ (гибкая труба диаметром 27мм);

где E – модуль упругости стали 40ХН2МА, $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$.

$$k_1 = \sqrt{\frac{P}{E_1 \cdot I_1}} = 0,493 \text{ м};$$

$$k_2 = \sqrt{\frac{P}{E_2 \cdot I_2}} = 1,289 \text{ м};$$

r_1 – «кажущийся» радиус канала.

$$r_1 = \frac{D_\partial - D_{\text{гз\partial}}}{2} = \frac{58 - 43}{2} = 7,5 \text{ мм},$$

где D_∂ – диаметр долота, $D_\partial = 58 \text{ мм}$.

Решая выражения 9 и 15 построим график изменения изгибающего момента по длине КНБК перфобура представленный на рисунке 6. Полученная форма графика при правильно выбранных условиях однозначности существенно отличается от тех зависимостей (форм) которые были получены ранее и приведены в работах [2,3,8,9,10].

Как видно из рисунка 6 изгибающий момент принимает максимальную величину в месте шаровых соединений вала шпинделя с ротором силовой винтовой секции, значение которой соизмеримо с крутящим моментом двигателя Д-43. Проанализировав полученный результат можно сделать вывод, что компоновка перфобура без центратора испытывает значительные изгибные напряжения, которые в сочетании с вращением вала могут с большой вероятностью приводить к усталостным поломкам, что не учитывалось ранее. В связи с этим приступаем к расчету компоновки с центратором и к выбору оптимального места его установки. Следует отметить, что из-за конструктивной особенности технической системы «Перфобур» установить центратор в любом месте КНБК невозможно.

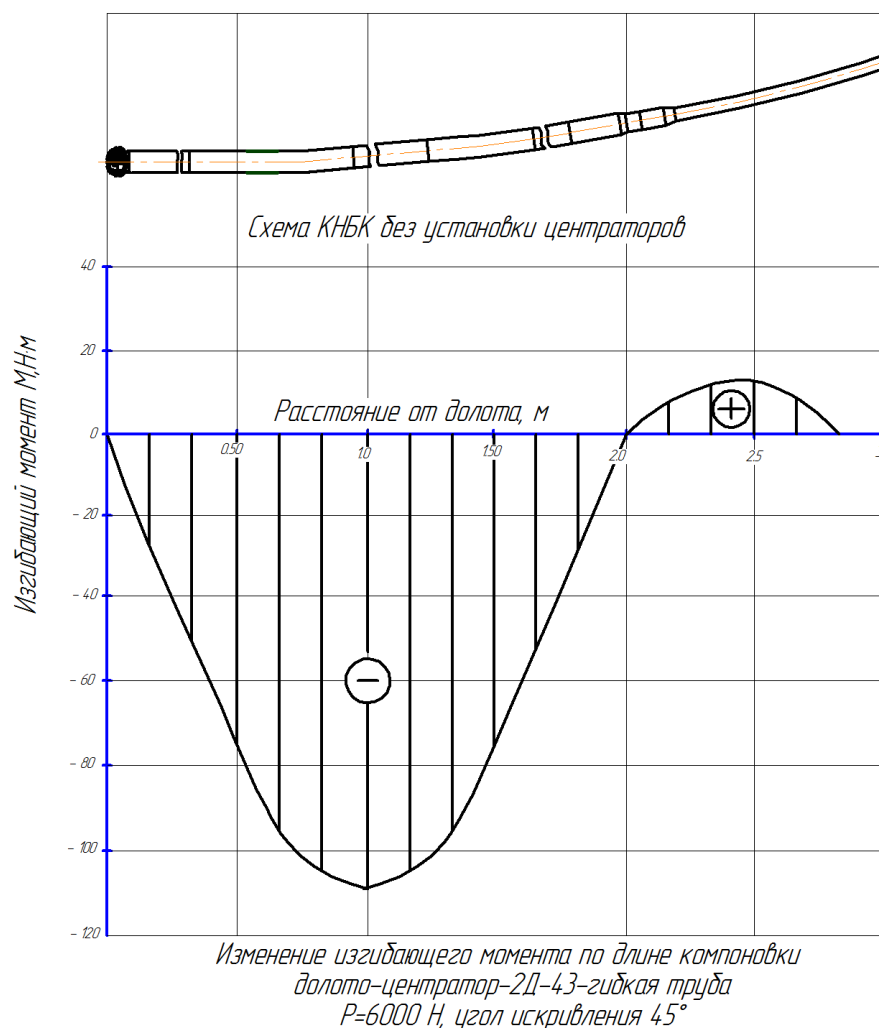


Рисунок 6 - Изменение изгибающих моментов при работе КНБК без центраторов

Одной из актуальных задач наклонно направленного бурения является применение «неориентируемых» компоновок, позволяющих осуществлять проходку скважин по заданному профилю без дополнительного ориентирования бурильной колонны. Многочисленные исследования и многолетний промысловый опыт подтверждают возможность прогнозировать изменение угла искривления наклонных скважин при помощи центраторов определенного диаметра, установленных в регламентированных местах бурильной колонны [5,6].

Тем не менее, установка центратора в соответствии с рекомендациями не всегда приводит к стабилизации зенитного угла скважины, и инженеры-технологи вынуждены подбирать компоновку, отвечающую условиям конкретного месторождения. Нередко компоновка, предназначенная на одном месторождении для набора угла, на другом - не может даже стабилизировать его [5,6].

Анализ исследований и результатов промысловых работ по стабилизации, набору или снижению угла искривления ствола скважины,

позволил создать алгоритм расчета места установки центратора при наклонном бурении забойными двигателями со следующими допущениями.

1. Забойная компоновка рассматриваемой технической системы, включающая КНБК перфобура с центратором и утяжеленные трубы, представляется как одно упругое тело, но с участками различной жесткости.

2. Положение в канале технической системы: «долото - шпindel с центратором, винтовая силовая секция (ВЗД) - гибкие трубы», определяется в зависимости от угла искривления, диаметра канала, типа ВЗД и гибких труб, диаметра и места установки центратора, и нагрузки на долото.

3. Для более точного представления о наборе, стабилизации или снижения угла искривления, возможности управления азимутом, кроме обычно рассматриваемой составляющей реакции забоя, перпендикулярной к оси канала, исследуется взаимодействие центратора и ВЗД со стенками канала, а также угол наклона компоновки перфобура.

Исследование напряженно-деформированного состояния КНБК перфобура с центратором в наклонном перфорационном канале

Рассмотрим перфорационную компоновку с центратором в наклонно-прямолинейном канале. Схема представлена на рисунке 7.

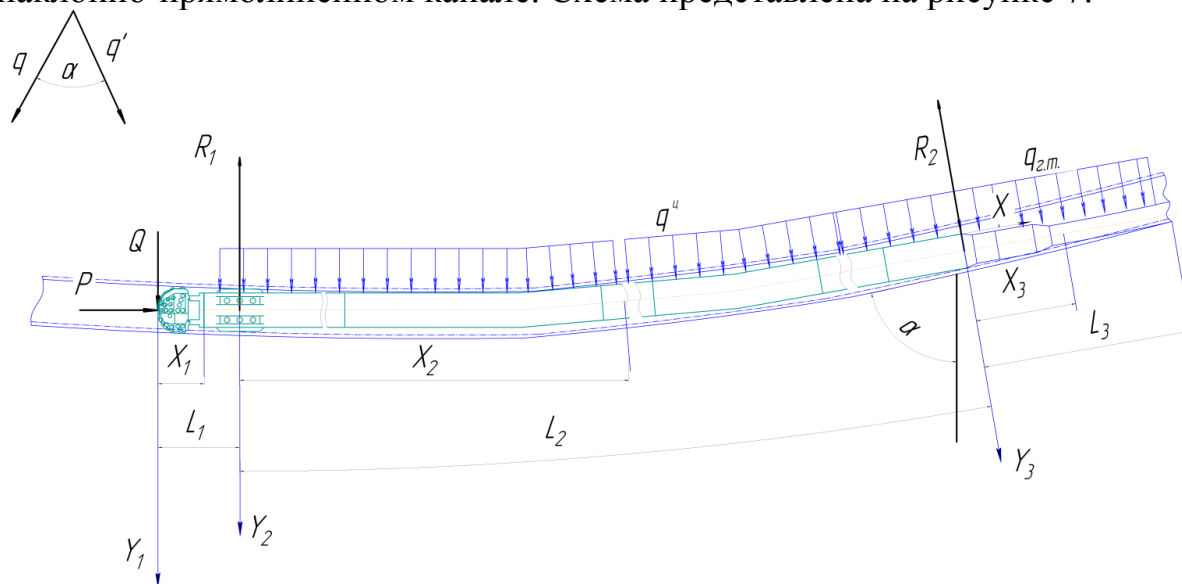


Рисунок 7 - Схема действия сил на перфорационную компоновку с центратором в наклонном канале

Дифференциальное уравнение изогнутой оси КНБК на участке I будет иметь вид:

$$E_1 \cdot I_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = -P \cdot y_1 + Q \cdot x_1 + \frac{q_1'' x_1^2}{2} . \quad (16)$$

Решение уравнения 16 будет иметь вид:

$$y_1 = A_1 \cdot \sin k_1 x_1 + A_2 \cdot \cos k_1 x_1 + \frac{Q \cdot x_1}{P} + \frac{q_1'' \cdot x_1^2}{2P} - \frac{q_1''}{k_1^2 \cdot P}. \quad (17)$$

Дифференциальное уравнение упругой линии на участке II:

$$E \cdot I_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = -P \cdot y_2 + Q \cdot (L_1 + x_2) - R_1 \cdot x_2 + \frac{q_1'' x_2^2}{2} + \frac{q_1'' L_1^2}{2} + q_1'' L_1 x_2. \quad (18)$$

Решение уравнения 18 будет иметь вид:

$$y_2 = C_1 \cdot \sin k_1 x_1 + C_2 \cdot \cos k_1 x_1 + \frac{(Q + q_1'' \cdot L_1 - R_1) \cdot x_2}{P} + \frac{q_1'' \cdot x_2^2}{2P} + \frac{q_1'' \cdot L_1^2}{2P} + \frac{Q \cdot L_1}{P} - \frac{q_1''}{k_1^2 \cdot P}. \quad (19)$$

Дифференциальное уравнение упругой линии на участке III:

$$E_2 \cdot I_2 \cdot \frac{d^2 y_3}{dx_3^2} = -P \cdot y_3 + Q \cdot (L_1 + L_2 + x_2) - R_1 \cdot (L_2 + x_3) - R_2 \cdot L_3 + q_1'' L_1 L_2 + q_1'' L_1 x_3 + \frac{q_1'' L_1^2}{2} + \frac{q_1'' L_2^2}{2} + q_1'' L_2 x_3 + \frac{q_{г.т} x_3^2}{3}. \quad (20)$$

Решение уравнения 20 будет иметь вид:

$$y_3 = D_1 \cdot \sin k_1 x_1 + D_2 \cdot \cos k_1 x_1 + \frac{(Q + q_1'' \cdot L_1 + q_1'' \cdot L_2 - R_1 - R_2) \cdot x_3}{P} + \frac{q_1'' \cdot x_3^2}{2P} + \frac{q_1'' \cdot L_1^2}{2P} + \frac{q_1'' \cdot L_2^2}{2P} + \frac{q_1'' \cdot L_1 \cdot L_2}{2P} + \frac{Q \cdot (L_1 + L_2)}{P} - \frac{R_1 \cdot L_2}{P} - \frac{q_{г.т.}}{k_2^2 \cdot P}. \quad (21)$$

В уравнениях 16...21 приняты следующие обозначения: $A_1, A_2, B_1, B_2, D_1, D_2$ – постоянные интегрирования; R_1, R_2 – реакции стенок скважин в месте установки центратора и в верхнем переводнике соответственно; P – осевая нагрузка на долото; Q – отклоняющая сила на долоте; (остальные символы аналогичны обозначениям приведенным ранее).

Дифференциальные уравнения 16, 18, 20 решаются при подставлении соответствующих граничных условий по концам и в точке сопряжения участков:

при $x_1 = 0, y_1 = 0$; при $x_1 = L_1, y_1 = r_1''$; при $x_2 = 0, y_2 = r_1''$;

$\frac{dy_1}{dx_1} = \frac{dy_2}{dx_2}$ при $x_2 = 0$, и $x_1 = L_1$; при $x_2 = L_2$ и $x_3 = 0, y_2 = y_3$;

$\frac{dy_2}{dx_2} = \frac{dy_3}{dx_3}$ при $x_3 = 0$, и $x_2 = L_2$; при $x_3 = L_3, \frac{dy_3}{dx_3} = 0$;

$\frac{d^2 y_3}{dx_3^2} = 0$ при $x_3 = L_3$, и $y_3 = r_2''$; при $x_3 = L_3, \frac{d^2 y_3}{dx_3^2} = 0$.

где L_1 – расстояние от долота до центратора,

L_2 – расстояние от центратора до верхнего переводника корпуса перфобура,

L_3 – расстояние от верхнего переводника корпуса перфобура до точки касания гибкой трубы со стенкой перфорационного канала. Остальные символы аналогичны обозначениям на рисунке 4.

Вычислив прогиб технической системы по переводнику корпуса перфобура и сравнив его с радиальным зазором между стенкой канала и КНБК, можем определить при каком диаметре центратора, месте его установки, угле искривления канала и нагрузке на долото, перфобур коснётся стенок канала.

Принимая во внимание, что при $x_3=0$ и $y_3=f$, то получим уравнение для определения прогиба перфорационной системы f по верхнему переводнику корпуса перфобура:

$$f = D_2 + \frac{Q(L_1 + L_2)}{P} - \frac{R_1 L_2}{P} + \frac{q_1'' L_2 L_1}{P} + \frac{q_1'' L_1^2}{2P} + \frac{q_1'' L_2^2}{2P} - \frac{q_{г.т.}}{Pk_2^2}. \quad (22)$$

Значения величины реакции забоя и прогиба КНБК по верхнему переводнику в зависимости от диаметра центратора и места его установки, полученные в программном комплексе MathCAD, представлены в таблице 1.

Анализ значений величины прогиба КНБК перфобура с центратором по верхнему переводнику и сопоставление их закономерностей с известными данными традиционных КНБК [5,6], позволяет выбирать наиболее рациональные схемы расчета (эти величины в таблице – выделены), то есть для синтеза рациональной КНБК в задаче можно ограничиться рассмотрением только двух вариантов: $r \geq f$ или $r < f$. Положительное или отрицательное значение параметров, говорит о контакте КНБК с нижней или с верхней стенкой перфорационного канала соответственно. Проанализировав значения прогиба, можно сказать, что в верхнем переводнике будет контакт со стенкой перфорационного канала в каждом из рассмотренных случаев.

Так как модернизированная КНБК перфобура разрабатывается для возможности её работы с использованием колтюбинговой установки (для сокращения времени на спускоподъёмные операции (СПО)), то целесообразно рассмотреть варианты ее комплектации как при «забурировании» перфорационного канала, так и на этапах непосредственного бурения самого канала при контролируемом изменении зенитных углов.

При «забурировании» канала, наибольшее значение имеет геометрия клина-отклонителя, его конструктивные особенности (т.е. невозможность применения больших углов внутреннего ложемента клина, в сочетании с соответствующей твердостью и шероховатостью его поверхности). Одной из проблем при скважинных испытаниях было фрезерование внутренней поверхности ложемента клина при забурировании канала.

Таблица 1 - Величина реакции забоя и прогиба КНБК перфобура в зависимости от габарита центратора и места его установки.

Угол, градус	Величина отклоняющей силы Q, Н (в зависимости от установки центратора)			Величина прогиба f, м (в зависимости от установки центратора)			Величина радиального зазора, мм	Диаметр центратора, мм
	l1=0,1 м	l2=0,571 м	l3=1,283 м	l1=0,1 м	l2=0,571 м	l3=1,283 м		
4°	-27,5811	-32,812	-18,078	-0,0212	-0,0229	-0,01809	0,0005	57мм
4°	-25,688	-30,2381	-13,079	-0,027	-0,0228	-0,0165	0,001	56 мм
4°	-23,795	-27,664	-8,08	-0,0203	-0,0216	-0,015	0,0015	55 мм
7°	35,887	43,387	31,616	0,0355	0,038	0,03407	0,0005	57мм
7°	37,7806	45,96189	36,615	0,03594	0,03867	0,0355	0,001	56 мм
7°	39,6727	48,535	41,614	0,03638	0,03934	0,03703	0,0015	55 мм
9°	-39,191	-46,751	-27,169	-0,03158	-0,0341	-0,02757	0,0005	57мм
9°	-37,298	-44,177	-22,17	-0,03114	-0,0334	-0,0209	0,001	56 мм
9°	-35,406	-41,603	-17,171	-0,024	-0,0262	-0,1901	0,0015	55 мм
11°	2,09226	2,8136	5,155	0,0053	0,00554	0,0063	0,0005	57мм
11°	3,984	5,387	10,154	0,00575	0,00621	0,0078	0,001	56 мм
11°	5,877	7,9617	15,153	0,00619	0,0068	0,00928	0,0015	55 мм
15°	-32,362	-38,552	-21,822	-0,02548	-0,02754	-0,02197	0,0005	57мм
15°	-30,47	-35,987	-16,823	-0,02504	-0,02687	-0,02049	0,001	56 мм
15°	-28,577	-33,409	-11,824	-0,024	-0,0262	-0,01901	0,0015	55 мм
30°	8,84814	10,924	10,449	0,01134	0,01203	0,0118	0,0005	57мм
30°	10,74	13,498	15,44	0,01178	0,0127	0,01335	0,001	56 мм
30°	12,633	16,072	20,443	0,0122	0,01337	0,0148	0,0015	55 мм
45°	25,5803	31,01326	23,545	0,02629	0,0281	0,02561	0,0005	57мм
45°	27,473	33,587	28,544	0,02673	0,02877	0,02709	0,001	56 мм
45°	29,365	36,161	33,543	0,02717	0,02844	0,02857	0,0015	55 мм
60°	-41,053	-48,0986	-28,626	-0,0332	-0,0358	-0,0291	0,0005	57мм
60°	-39,16	-46,412	-23,627	-0,0328	-0,0352	-0,0276	0,001	56 мм
60°	-37,267	-43,838	-18,628	-0,0323	-0,0345	-0,02615	0,0015	55 мм
90°	-18,3116	-21,683	-10,82	-0,0129	-0,01405	-0,0104	0,0005	57мм
90°	-16,418	-19,108	-5,8215	-0,0124	-0,01338	-0,00895	0,001	56 мм
90°	-14,526	-16,535	-0,8225	-0,01205	-0,0127	-0,00747	0,0015	55 мм

Для решения этой проблемы увеличили твердость покрытия ложементов, снизили её шероховатость, применили эластичное покрытие долота и изменили угол отклонителя с целью повышения реакции забоя Q (отклоняющей силы на долоте) для быстрой резки канала. Из таблицы 1 видно, что при угле отклонителя 7 градусов (при варианте установки центратора в позиции L₂, на расстоянии 0,571 мм от долота), величина реакции забоя выше, чем в остальных случаях, данная компоновка наиболее рациональна при забурировании канала.

В процессе бурения канала, так же прогнозируются хорошие функциональные показатели при установке центратора в положении L₂.

На рисунке 8 показана графическая закономерность величины реакции забоя при различных, конструктивно допустимых местах установки центратора диаметром 56 мм, в зависимости от изменения

зенитного угла канала в процессе его строительства. Данная закономерность позволяет прогнозировать и контролировать траекторию канала при оперативной смене КНБК в сочетании с колтюбингом.

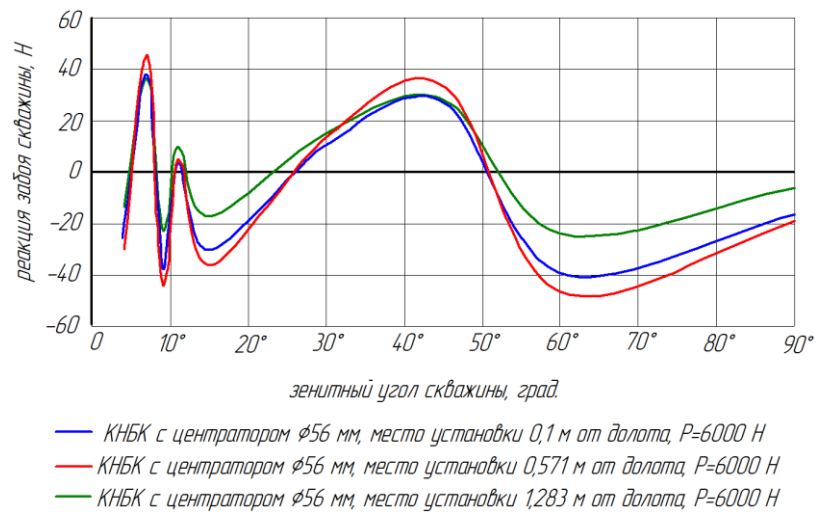


Рисунок 8 - Закономерности влияния величины составляющей реакции забоя Q при установке на перфобур центратора диаметром 56мм на изменение зенитного угла перфорационного канала

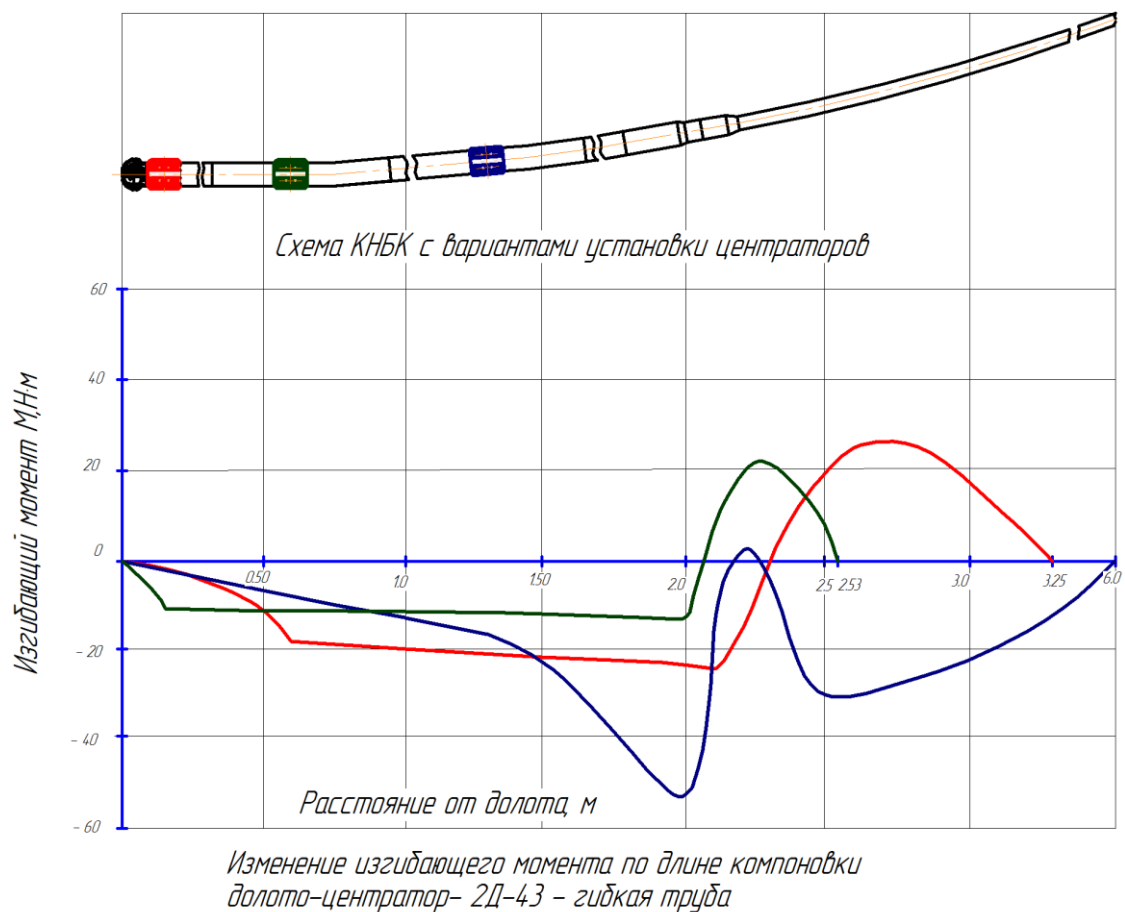
В уравнении прогиба (22) неизвестным является величины: L_3 , Q , R , B_2 . Для определения L_3 , воспользовавшись граничными условиями:

$$\frac{d^2 y_3}{dx_3^2} = 0$$

$x_3 = L_3$ и $y_3 = r_2''$, и $x_3 = L_3$ $\frac{dx_3^2}{dx_3^2}$, получим уравнение:

$$-Pr_2'' + Q(L_1 + L_2 + L_3) - R_1(L_2 + L_3) - R_1L_3 + q_1''L_1L_2 + q_1''L_1L_3 + 0,5q_1''L_1^2 + 0,5q_1''L_2^2 + q_1''L_2L_3 + 0,5q_{г.т.}''L_3^2 = 0. \quad (23)$$

Решая совместно дифференциальные уравнения (16, 18, 20), получили закономерности изменения изгибающих моментов по длине КНБК перфобура в зависимости от диаметра центратора и места его установки (рисунки 9 и 10) (более подробно результаты решения приведены в статье [11]).



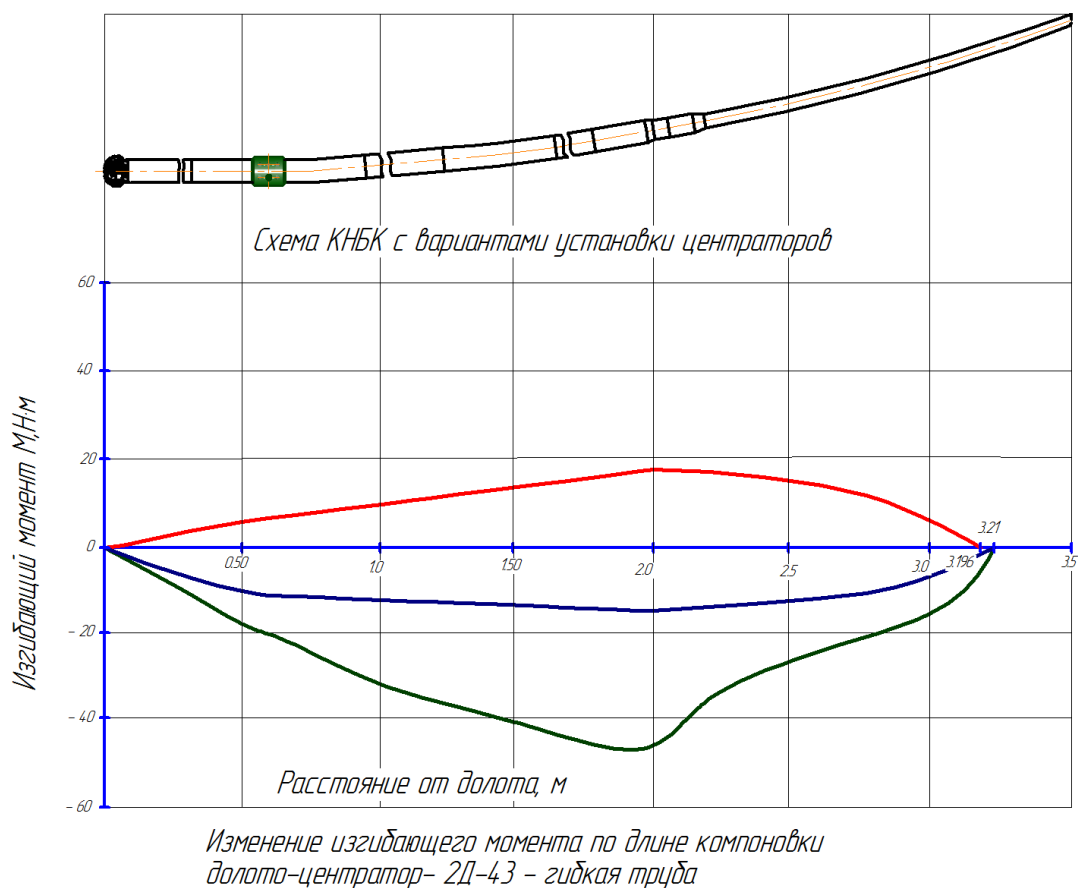
- $P=6000 \text{ Н}$, угол искривления 45° , ϕ центратора 56 мм, место установки 0,1 м от долота
- $P=6000 \text{ Н}$, угол искривления 45° , ϕ центратора 56 мм, место установки 0,571 м от долота
- $P=6000 \text{ Н}$, угол искривления 45° , ϕ центратора 56 мм, место установки 1,283 м от долота

Рисунок 9 - Изменение изгибающего момента по длине КНБК при бурении перфорационного канала с зенитным углом 45° (варианты установки центраторов диаметрами по 56 мм на расстояние 0,1, 0,571 и 1,283 м от долота)

Диаметр центраторов на графиках зависимостей выбран 56 мм, так как это является оптимальным значением с точки зрения величин отклоняющей силы и изгибающих моментов (согласно таблице 1).

На рисунке 9, зенитный угол канала для моделирования процесса его бурения выбран равным 45 градусам, а на рисунке 10 угол канала выбран таким образом, что бы показать работу перфобура при забуривание из клина- отклонителя с разными углами входа в пласт.

Полученные зависимости [11] были использованы для подбора винтового забойного двигателя с необходимым крутящим моментом при максимальном КПД, гибких труб с минимальной изгибной жесткостью, клина - отклонителя с рациональным углом, функциональной конструкции гидронагружателя и другого базового оборудования, и инструмента КНБК.



- $P=6000$ Н, угол искривления 4° , ϕ центратора 56 мм, место установки 0,571 м от долота
- $P=6000$ Н, угол искривления 7° , ϕ центратора 56 мм, место установки 0,571 м от долота
- $P=6000$ Н, угол искривления 11° , ϕ центратора 56 мм, место установки 0,571 м от долота

Рисунок 10 - Изменение изгибающего момента по длине КНБК при бурении перфорационного канала с зенитными углами 4° , 7° и 11° (вариант установки центратора диаметром 56 мм на расстояние 0,571 м от долота)

Исследования работы КНБК перфобура с двумя центраторами при стабилизации траектории канала

Известно, что стабилизировать режим работы бурового оборудования и траекторию перфорационного канала можно путем установки двух и более опорно-центрирующих элементов [5,6]. Для чего необходимо определить положение центраторов в КНБК исходя из конструктивных особенностей и наиболее вероятных мест контакта инструмента со стенками канала.

Принимая во внимание конструктивные особенности серийных двигательных секций и невозможностью свободной установки на них центраторов, были подобраны места их установки с учетом вероятных точек контакта КНБК со стенками скважины по методике, разработанной на кафедре бурения скважин во Фрайбергской горной академии (Федеративная Республика Германия) (см. рисунок 11) [12].

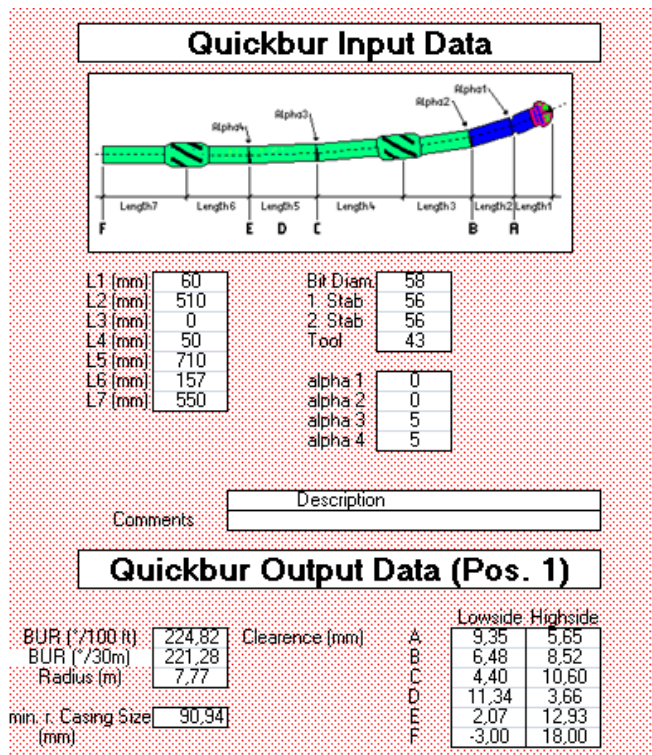


Рисунок 11 - Интерфейс программы с заданной геометрией КНБК

На рисунке 11 представлена схема КНБК с двумя центраторами диаметрами по 56 мм, установленными на расстоянии 570 мм и 1480 мм от долота диаметром 58мм, которая оказалась наилучшей компоновкой с точки зрения рационального радиуса кривизны, который составил 7,77 м. Недостатком данной методики является отсутствие учета изгибающих нагрузок в явном виде.

Для действия учета изгибающих моментов был произведен расчет напряженного состояния КНБК перфобура с двумя центраторами выполненный с использованием уравнения 3-х моментов [5,6] и учетом изгибающих сил. Расчетная схема представлена на рисунке 12.

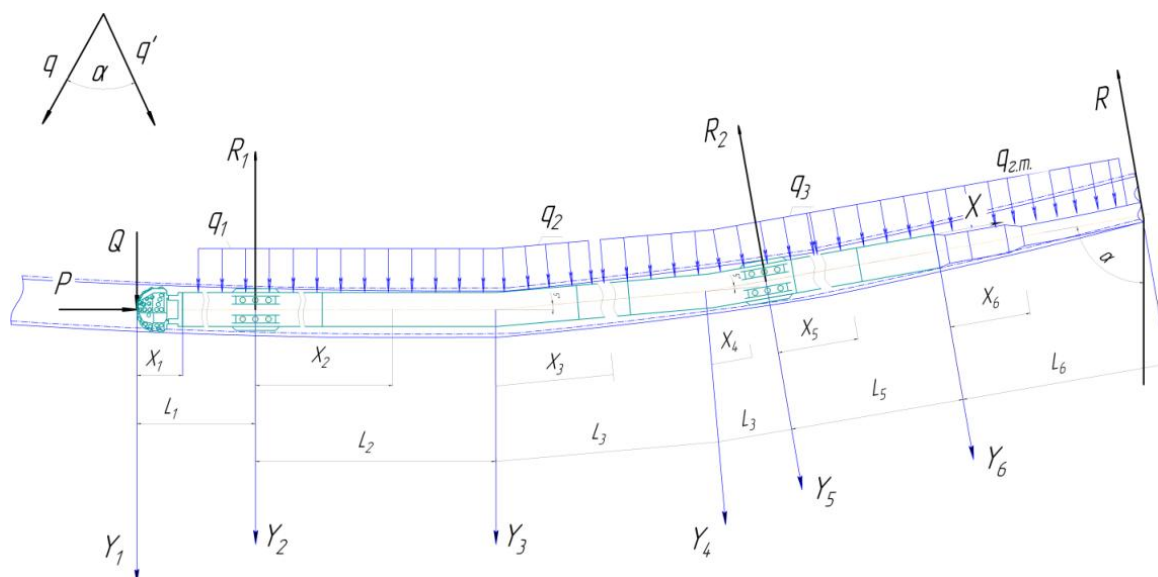


Рисунок 12 - Схема расчета работы КНБК «Перфобура» в криволинейном канале с двумя центраторами

При квазиплоской задаче отклоняющая сила Q , создаваемая клином отклонителем при постоянной осевой нагрузке передаваемой специальным гидронагружателем и неизменной изгибной жесткости конструкции, также не изменяется в процессе работы, как и углы перекося в базовых узлах комплекса, которые учитываются при определении поперечных составляющих от собственного веса единицы длины узлов КНБК, как показано на схеме: $q_1, q_2, q_3, q_{2.m}$.

Далее задача решалась по известному алгоритму, приведенному выше в программном комплексе MathCAD. Дифференциальные уравнения для каждого участка и граничные условия однозначности аналогичны тем, что используются при решении схем представленных на рисунках 4 и 7 и в настоящем разделе не приведены из-за их громоздкости. Изгибающий момент на долоте, из-за схожести конструкции с шарниром принимается равным нулю, что является общепринятым допущением [5,6,11].

На рисунке 13 приведены графические зависимости изменения изгибающего момента действующего на КНБК с двумя центраторами согласно схеме представленной на рисунке 12.

Сравнив данные графические зависимости с полученными ранее, представленными на рисунке 13 можно сделать вывод, что при работе перфобура в канале с зенитным углом 45 градусов, компоновка с двумя центраторами будет вести себя стабильнее, а величины изгибающих моментов и напряжений - ниже, чем при бурении компоновкой с одним центратором. Также стоит отметить, что и прогиб по верхнему переводнику ниже чем в КНБК с одним центратором. Это создает более комфортные условия работы оборудования технической системы «Перфобур»

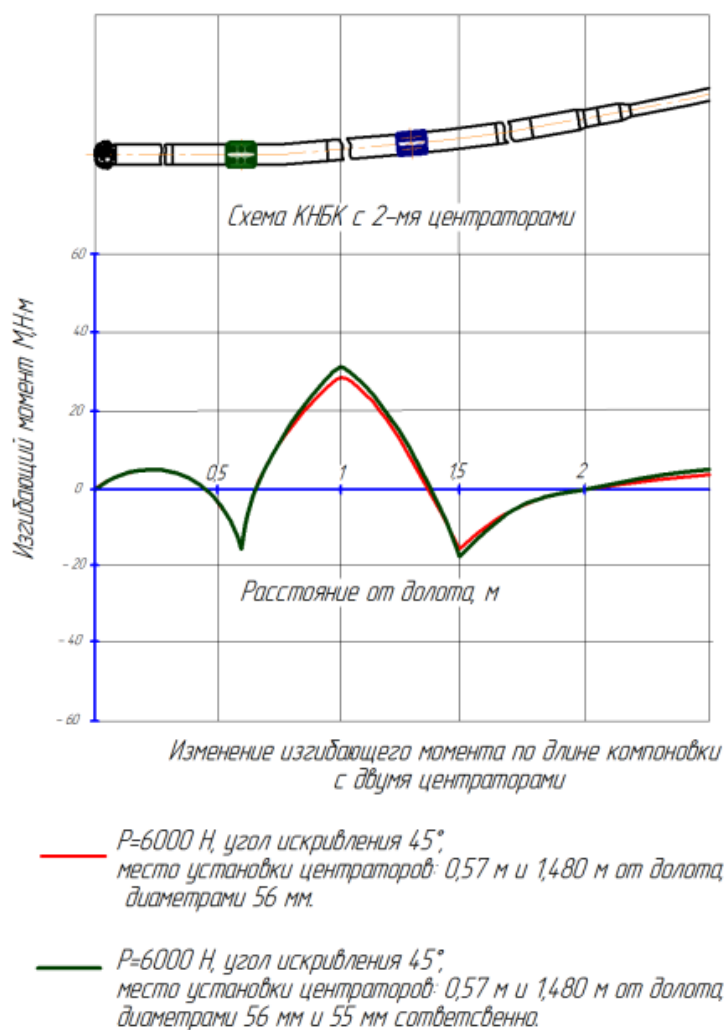


Рисунок 13 - Графики зависимости изгибающих моментов действующих на компоновку с двумя центраторами

Влияние конструкции шпиндельной секции в составе технической системы перфобура на надежность и эффективность строительства перфорационного канала

Для передачи крутящего момента от силовой секции винтового забойного двигателя на долото, а также для восприятия осевой и радиальных нагрузок от веса КНБК, и гидравлических сил - от перепада давлений в узлах технической системы, возникающих в процессе бурения, применяется специальная шпиндельная секция [13]. В процессе проектирования КНБК, именно к этой части силовой установки перфорационного комплекса уделяется наибольшее внимание, так как от качества исполнения шпиндельной секции, её функциональности, зависит эффективность процесса бурения.

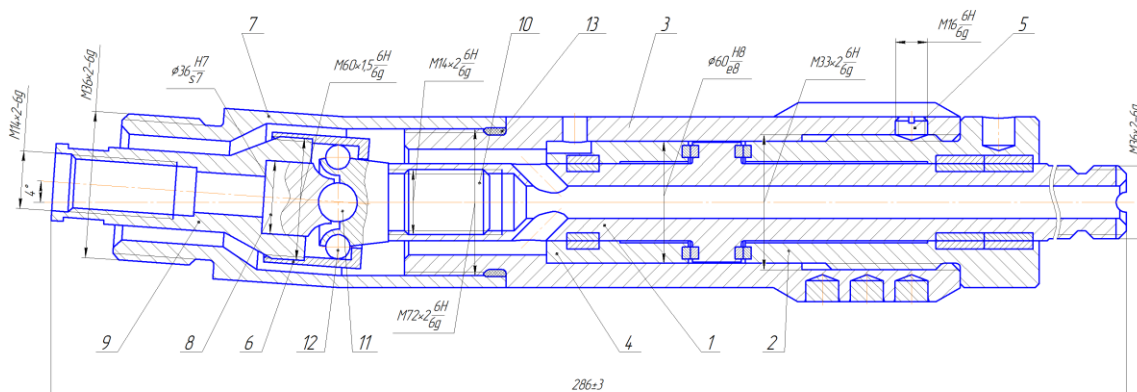
Поломки, возникающие в шпинделе, показывают на необходимость проведения более тщательных аналитических расчетов работы проблемных элементов и узлов конструкции, естественно с соблюдением особенностей технологии изготовления.

В современных конструкциях серийных винтовых забойных двигателях, как правило, применяют торсионные системы, изготовленные с применением титановых сплавов. В этом технологическом решении помимо большого количества положительных сторон, присутствует и ряд отрицательных, к которым относятся: малый угол перекоса, увеличение линейных габаритов КНБК, что ведет к большому радиусу кривизны.

В ходе многочисленных аналитических исследований, стендовых и скважинных испытаний, было изготовлено несколько моделей шпинделей и гибких соединений, для силовой секции перфорационного комплекса [10].

Расчет нагрузок в радиальных опорах шпиндельной секции КНБК перфобура при бурении двухсекционным двигателем типа Д2-43

На рисунке 14 представлена одна из первых конструкция шпинделя - отклонителя, разработанная для технологии вторичного вскрытия ПЗ бурением каналов сверхмалого диаметра и радиуса кривизны. Данная конструкция хорошо себя показала в ходе многочисленных экспериментов на стенде, результаты которых опубликованы нами в статье [10]. Центратор установленный на ниппеле шпинделя в прямой компоновке, способствует снижению изгибающих моментов в процессе бурения, но его применение в КНБК с кривыми переводниками, ведет к возникновению больших изгибающих моментов, и в дальнейшем к излому вала.



- 1- вал шпинделя; 2- гайка-ниппель; 3- корпус шпинделя;
 4- опора радиально осевая; 5- винт; 6- обойма; 7- переходник угловой;
 8 - подпятник; 9 – полумуфта верхняя; 10- полумуфта нижняя;
 11,12 - шарик; 13- кольцо

Рисунок 14 - Шпиндель-отклонитель перфобура

В ходе последних промысловых испытаний перфобура на нефтегазоконденсатном месторождении ООО «Газпром добыча Оренбург», после бурения двух метров канала, была выведена из строя секция шпинделя-отклонителя в связи с поломкой вала в месте соединения

с долотом и поломка шарового соединения вала шпинделя с ротором силовой секции (см. рисунок 15 и 16). Для установления причин выявленных разрушений необходимо аналитически более детально, чем было сделано ранее [2,3,11], проанализировать работу КНБК различной комплектации в искривленном канале, опираясь на существующие апробированные методики описывающие работу бурильной колонны в скважине и особенно работу шпиндельной секции как наиболее нагруженный узел перфобура.



Рисунок 15 - Усталостный излом вала шпиндельной секции (слева),
справа - заготовка нового вала



Рисунок 16 - Выход из строя шарового соединения вала шпинделя с
ротором силовой секции

Как было упомянуто и показано вал шпинделя и его шарнирное соединение вышли из строя при промысловых испытаниях. Для решения данной проблемы необходимо синтезировать новую конфигурацию проблемных узлов и их функциональное взаимодействие с учетом действия установленных изгибающих моментов в КНБК различных комплектации. На рисунке 17 представлена подготовленная для расчета в программе ANSYS 3D модель вала шпиндельной секции, который использовался при проведении промысловых испытаний.

Перед тем, как рассчитать прочность конструкции в программе Ansys необходимо рассмотреть напряженно-деформированное состояние вала шпинделя используя уравнение трех моментов. Расчет аналогичен приведенному ранее.

На рисунке 18 представлена схема для расчета нагрузок возникающих на валу шпиндельной секции перфобура в процессе бурения каналов.

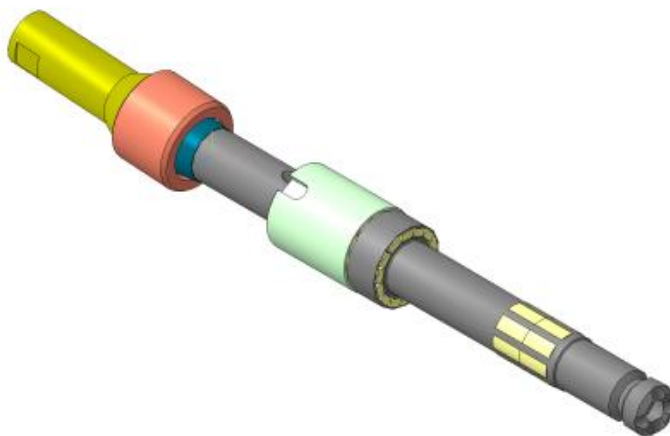


Рисунок 17 - Трехмерная модель вала шпинделя с радиальными опорами и шарнирным соединением подготовленной для расчета в программе Ansys 14.5

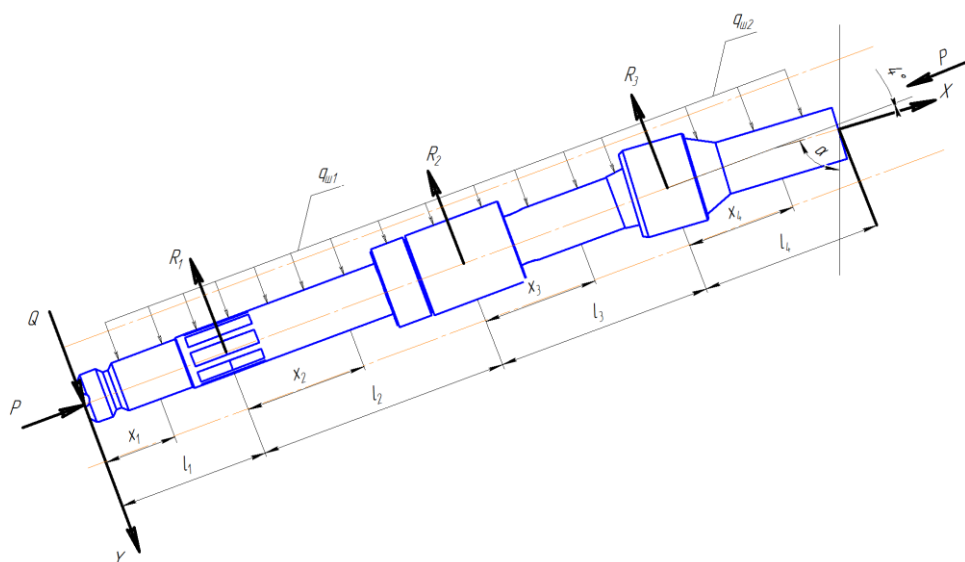


Рисунок 18 - Схема действия продольных и поперечных сил на вал шпинделя с шарнирным соединением (первый вариант изготовления)

Дифференциальное уравнение изогнутой оси вала шпинделя на участке I определяется по формуле:

$$E_1 \cdot I_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = -P \cdot y_1 + Q \cdot x_1 + \frac{q_{ш1} x_1^2}{2} \quad (24)$$

Решение уравнения:

$$y_1 = A_1 \cdot \sin k_1 x_1 + A_2 \cdot \cos k_1 x_1 + \frac{Q \cdot x_1}{P} + \frac{q_1 \cdot x_1^2}{2P} - \frac{q_{ш1}}{k_1^2 \cdot P} \quad (25)$$

Дифференциальное уравнение упругой линии на участке II:

$$E \cdot I_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = -P \cdot y_2 + Q \cdot (l_1 + x_2) - R_1 \cdot x_2 + \frac{q_{ш1} x_2^2}{2} + \frac{q_{ш1} l_1^2}{2} + q_{ш1} l_1 x_2 \quad (26)$$

Решение уравнения:

$$y_2 = C_1 \cdot \sin k_1 x_2 + C_2 \cdot \cos k_1 x_2 + \frac{q_{ш1} \cdot x_2^2}{2P} + \frac{(Q + q_{ш1} l_1 - R) x_2}{P} + \frac{Q \cdot l_1}{P} + \frac{q_{ш1} l_1^2}{2P} - \frac{q_{ш1}}{P k_1^2} \quad (27)$$

Дифференциальное уравнение упругой линии на участке III:

$$E_2 \cdot I_2 \cdot \frac{d^2 y_3}{dx_3^2} = -P \cdot y_3 + Q \cdot (l_1 + l_2 + x_3) - R_1 \cdot (l_2 + x_3) - R_2 \cdot x_3 + q_{ш1} l_1 l_2 + q_{ш1} l_1 x_3 + \frac{q_{ш1} l_1^2}{2} + \frac{q_{ш1} l_2^2}{2} + q_{ш1} l_2 x_3 + \frac{q_{ш1} x_3^2}{2} \quad (28)$$

Решение уравнения:

$$y_3 = B_1 \cdot \sin k_1 x_3 + B_2 \cdot \cos k_1 x_3 + \frac{q_{ш1} \cdot x_3^2}{2P} + \frac{(Q - R + q_{ш1} l_2 + q_{ш1} l_1) x_3}{P} + \frac{Q \cdot (l_1 + l_2)}{P} - \frac{R l_2^2}{P} + \frac{q_{ш1} l_2 l_1}{P} + \frac{q_{ш1} l_1^2}{2P} + \frac{q_{ш1} l_2^2}{2P} - \frac{q_{ш1}}{P k_1^2} \quad (29)$$

Дифференциальное уравнение упругой линии на участке IV:

$$E \cdot I_2 \cdot \frac{d^2 y_4}{dx_4^2} = -P \cdot y_4 + Q \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + x_4) - R_1 \cdot (l_2 + l_3 + x_4) - R_2 \cdot (l_3 + x_4) - R_2 \cdot (x_4) + \frac{q_{ш1} l_1^2}{2} + q_{ш1} l_1 l_2 + q_{ш1} l_1 x_4 + \frac{q_{ш1} l_2^2}{2} + q_{ш1} l_2 l_3 + \frac{q_{ш1} l_3^2}{2} + q_{ш1} l_2 x_4 + q_{ш1} l_3 x_4 + q_{ш1} l_1 l_3 + \frac{q_{ш2} x_4^2}{2} \quad (30)$$

Решение уравнения:

$$y_4 = D_1 \cdot \sin k_1 x_4 + D_2 \cdot \cos k_1 x_4 + \frac{q_{ш1} \cdot l_1^2}{2P} + \frac{(Q - R_1 - R_2 - R_3 + q_{ш1} l_2 + q_{ш1} l_1 + q_{ш1} l_3) x_4}{P} + \frac{q_{ш1} \cdot l_2^2}{2P} + \frac{q_{ш1} \cdot l_3^2}{2P} + \frac{Q \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{P} - \frac{R_1 l_2^2}{P} - \frac{R_1 l_3^2}{P} - \frac{R_2 l_3^2}{P} + \frac{q_{ш1} l_2 l_1}{P} + \frac{q_{ш1} l_2 l_3}{P} + \frac{q_{ш1} l_3 l_1}{P} - \frac{q_{ш2}}{P k_2^2} \quad (31)$$

где l_1 – расстояние от долота до нижней радиальной твердосплавной опоры вала шпинделя;

l_2 – расстояние между опорами вала шпинделя;

l_3 – расстояние от верхней радиально - осевой опоры вала шпинделя до обоймы шарнирного соединения;

l_4 – расстояние от обоймы шарнирного соединения до верхней полумуфты (крепление к ротору ВЗД).

Регламентированные радиальные зазоры в опорных узлах вала шпиндельной секции:

$$r_1 = 0,0006\text{м}, r_2 = 0,0003\text{м}, r_3 = 0,0035\text{м}, r_4 = 0,002\text{м}.$$

Дифференциальные уравнения (3.24, 3.26, 3.28, 3.30) имеют граничные условия, аналогичные условиям однозначности, описанным ранее в уравнениях для расчета КНБК перфобура при его работе в наклонном канале.

Алгоритм решения уравнений также аналогичен расчетам выполненным выше. В таблице 2 приведены величины изгибающих моментов полученные при осевой нагрузке 6000 Н (максимально допустимая осевая нагрузка на долото для ВЗД габарита 43 мм) и различных зенитных углах перфорационных каналов.

Таблица 2 - Результаты расчетов действия сил на вал шпинделя (схема представлена на рисунке 18)

Угол, град	Отклоняющая сила Q, Н	Величина изгибающего момента в узлах, Н·м				Величина реакции в опорах вала шпинделя, Н		
		M_1	M_2	M_3	M_4	R_1	R_2	R_3
4°	-12570	-720	-1546	2,067	-2,235	-30,7	-29398	16798
7°	-12570	-720	-1546	1,492	0,068	-23,34	-29392	17001
11°	-12570	-720	-1546	1,798	-11,67	-27,3	-29395	17171,1
45°	-12570	-720	-1546	1,585	4,618	-24,54	-29394	16938
60°	-12570	-720	-1546	2,189	6,02	-32,22	-29399	16926
90°	-12570	-720	-1546	1,983	14,894	-29,6	-29397	16798,3

**Q- меняется не значительно*

Для возможности соединения между собой двух укороченных двигательных секций и передачи крутящего момента в шпинделе – отклонителе под углом 4 градуса применяли специальную шаровую муфту. Как показали аналитические исследования, данные которых приведены в таблице 2, изгибающий момент в шаровой муфте незначительный и не может приводить к поломкам, о чем так же свидетельствуют результаты стендовых испытаний [10].

Так же анализируя данные в таблице 2 можно отметить значительные напряжения на первом и втором участках вала (в этих местах как показано на рисунках 15 и 16).

Расчет напряженно-деформированного состояния вала шпинделя методом конечных элементов в программе ANSYS

Корпус шпиндельной секции в расчете был заменен действием на него изгибающих моментов, полученными ранее аналитически, а также его радиальными перемещениями в опорах с учетом конструктивных

особенностей шпинделя. Эти допущения повлияли на задание граничных условий, и сил, действующих на вал шпиндельной секции. Режим работы перфобура для расчета в ANSYS был выбран наиболее нагруженный, который возникает при забуивании канала (т.е. величина угла отклонителя 7 градусов).

Материалы базовых узлов шпинделя в программе ANSYS выбраны в соответствии с реальными материалами для вала - это сталь 40XH , 40XH2MA и BK8 для твердосплавных опор.

После выбора материала приступили к генерации сетки (рисунок 19). Узлы и элементы сетки используются в дискретном решении инженерной задачи. Сетка генерируется на геометрической модели и является основой для составления и решения системы уравнений в матричном виде. Следует отметить, что при выборе дискретности сетки необходимо понимать, что чем больше расчетных узлов, тем выше точность решения, но соответственно, и выше потребление ресурсов системы и как следствие время на расчет сетки. Предпочтительной формой элементов является гексаэдр, а наилучшей - является регулярная сетка [14,15].

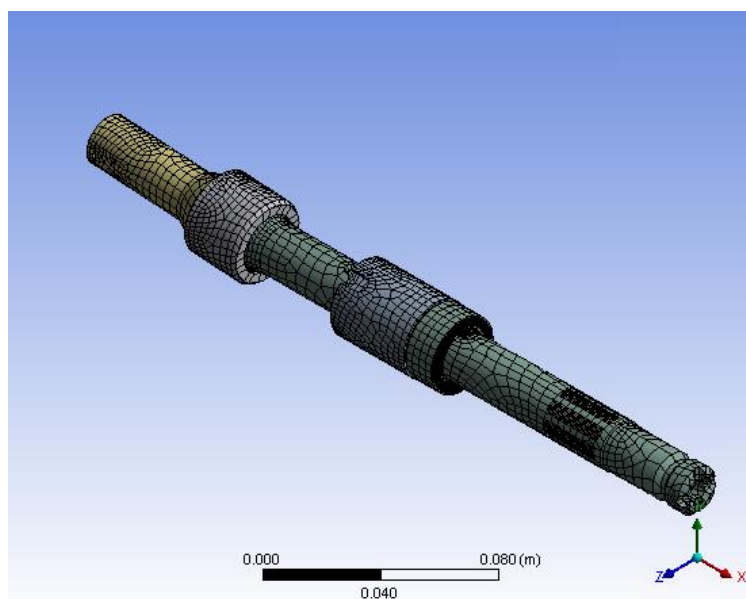


Рисунок 19 - Генерация сетки на модели вала шпинделя (метод разбиения «hexdomination», для более точного решения («hexdomination» позволяет создавать по возможности параллелепипеды; где это невозможно, использовать пирамиды и тетраэдры))

После того как деталь разбита сеткой, необходимо задать действие сил, и определить закрепление деталей в соответствии с полученными ранее в расчетах. Решение задачи в ANSYS осуществляется методом конечных элементов, это метод позволяет численно решать широкий спектр физических задач, которые математически формулируются в виде системы дифференциальных уравнений или в вариационной постановке.

Этот метод можно использовать для анализа напряжённо-деформированного состояния конструкций, для термического анализа, для решения гидродинамических и газодинамических задач, и задач электродинамики. Могут решаться и связанные задачи [15].

После решения задачи методом конечных элементов проведен анализ полученных решений (см. рисунки 20...22).

На рисунке 20, показана величина смещения вала шпинделя под действием приложенных сил. Место с наибольшим смещением является самым опасным, там, вероятнее всего, следует ожидать поломку в опоре вала или его самого. Полученную величину смещения сравнивали с величинами прогиба вала шпинделя полученными при расчетах в MathCAD. Разность результатов вычислений не превышала 0.1%, что указывает на высокую достоверность и точность вычислений.

Как показал анализ разрушенных деталей перфобура, после промышленных испытаний, осевая опора шарнирного соединения сломалась примерно в том же месте, где наблюдается наибольшая величина прогиба вала шпинделя.

Предел текучести определяем в соответствии с полученными эквивалентным напряжением (по Мизесу) возникаемые на валу шпинделя (см. рисунок 21).

Результаты стандартных одноосных испытаний на растяжение с целью определения предела текучести и предела прочности материала (а также выявления модели материала по кривой упрочнения) соотносятся с тензором напряжений через инварианту – эквивалентные напряжения.

В результате решения мы получили Stresses (напряжения) и strains (деформацию) возникшие в сборочном узле рассматриваемых деталей под действием приложенных сил и моментов. Затем вычислили упругую деформацию – elastic strains, представленную на рисунке 22 [15].

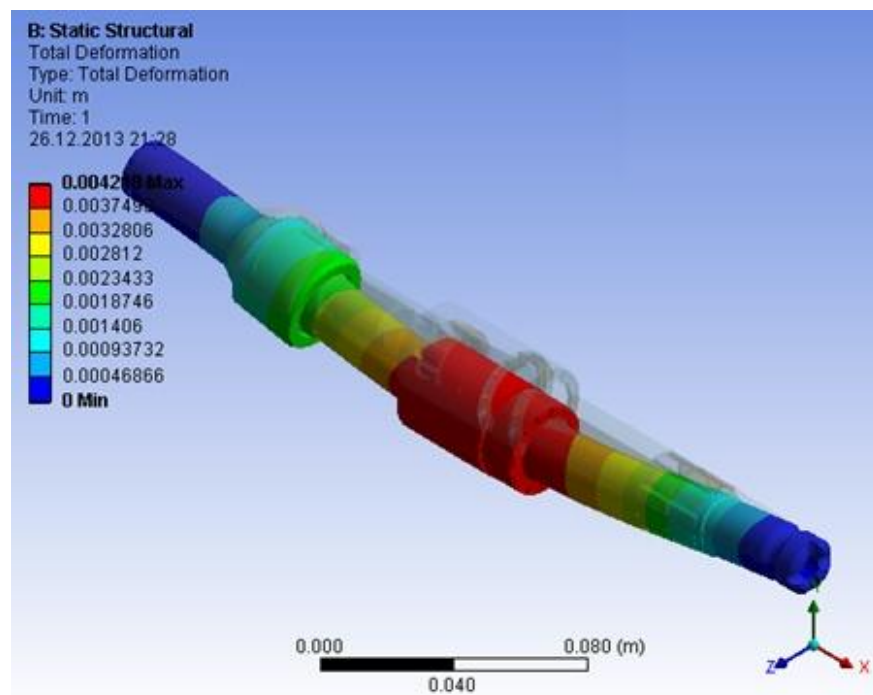


Рисунок 20 - Смещение вала шпинделя и шарового шарнирного соединения

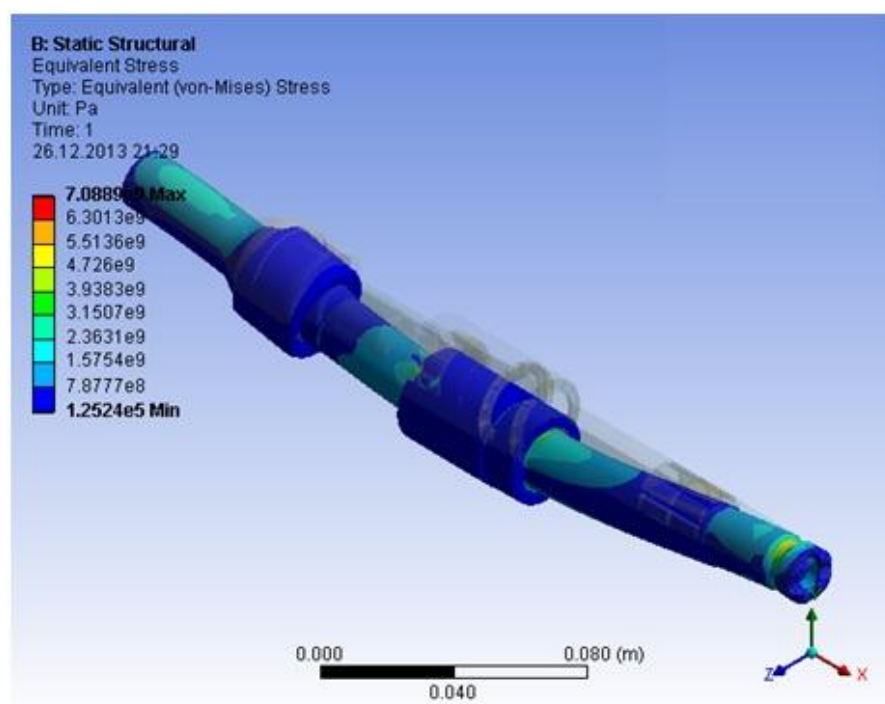


Рисунок 21 - Эквивалентные напряжения возникаемые на валу шпинделя

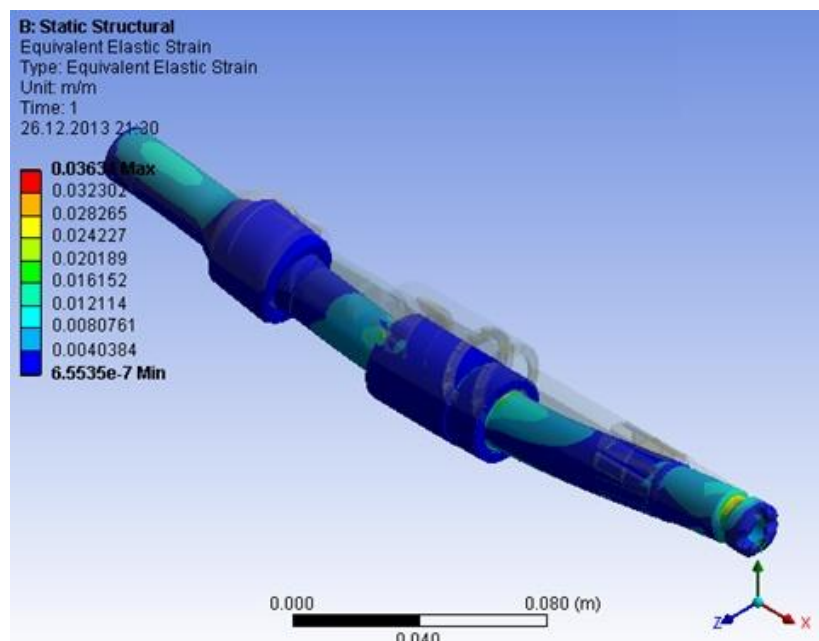
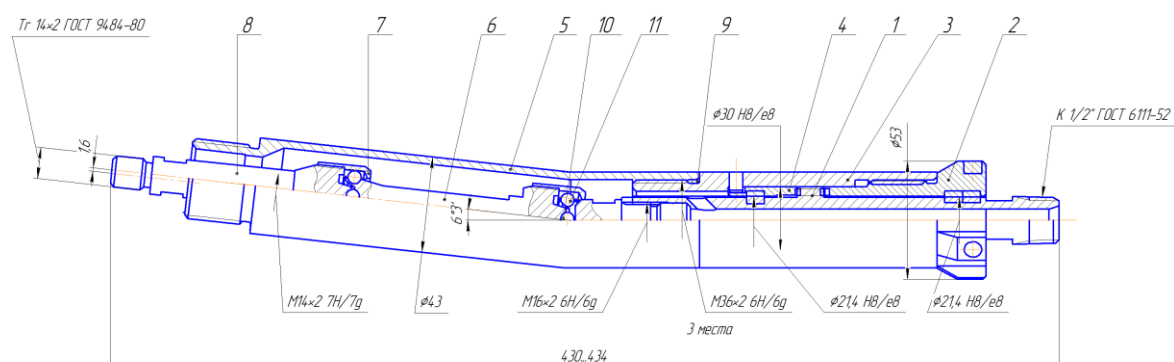


Рисунок 22 - Упругая деформация вала шпинделя и шарового шарнирного соединения

Расчет нагрузок в радиальных опорах шпиндельной секции КНБК перфобура при бурении двухсекционным двигателем типа Д2-43

По завершению испытаний на скважине, было принято решение в проведении дальнейшей модернизации КНБК «Перфобура», в ходе которой по нашему Техническому Заданию, в Пермском филиале ВНИИБТ был изготовлен новый шпиндель, с новым шарнирным соединением с применением титановых сплавов чертеж которого представлен на рисунке 23.



1- вал шпинделя; 2- гайка-ниппель; 3- корпус шпинделя; 4- опора радиально осевая; 5- переходник угловой; 6 - вал шарнирного соединения; 7 - обойма; 8 – полумуфта вала 6; 9- кольцо; 10,11 – шарики

Рисунок 23 - Конструкция шпинделя - отклонителя перфобура с шарнирным соединением шарового типа полумуфта

Применение твердых сплавов повышает надежность конструкции при восприятии и передаче крутящего момента. Шаровая муфта позволяет передавать крутящий момент и воспринимать осевую нагрузку с углом перекоса 6,3 градуса.

На рисунке 24 представлена схема к расчету «модернизированного» вала, шпиндельной секции перфобура с шарнирным соединением шарового типа. Расчет проводился по алгоритму аналогичному предыдущим.

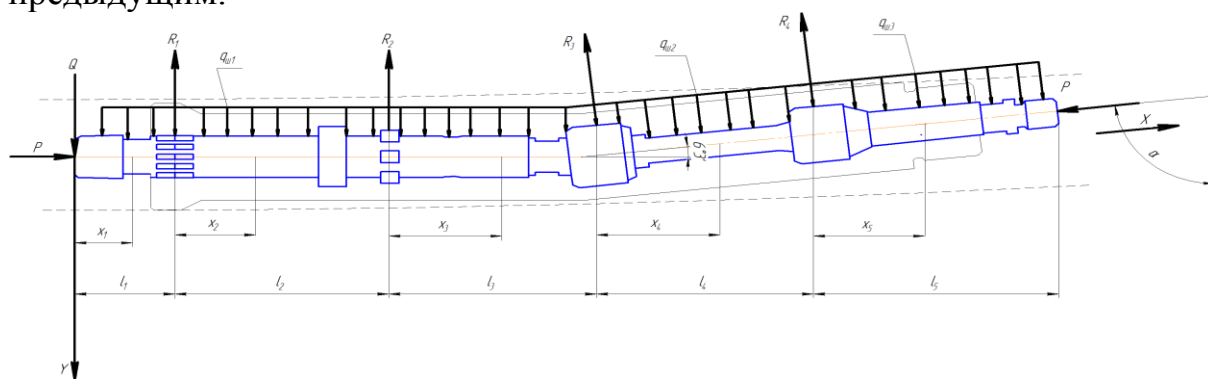


Рисунок 24 - Схема действия сил на вал шпинделя с двумя шарнирными соединениями (второй вариант изготовления)

В таблице 3 представлены результаты аналитического расчета зависимостей изменения величин изгибающих моментов на валу шпинделя от величины зенитного угла перфорационного канала при осевой нагрузке 6000 Н, анализ которых показал, что силы, действующие на исследуемый вал кратно ниже, чем в первой модификации шпинделя.

Так как у второго варианта компоновки шпиндельной секции, схема которого представлена на рисунке 18, величина изгибающих моментов ниже (о чем свидетельствуют сравнение данных полученных в таблицах 2 и 3). Следовательно, можно предположить, что если рассчитать методом конечных элементов величины упругой деформации, эквивалентных напряжений и смещений, то они тоже будут меньше, чем у первой модели шпиндельной секции. Таким образом, вторую конструкцию вала шпинделя можно считать более надежной и работоспособной, и именно по этой схеме намечено проводить дальнейшую модернизацию конструкции перфобура.

Таблица 3 - Результаты расчетов действия сил на модернизированный вал шпинделя (схема представлена на рисунке 24)

Угол, град	Отклоняющая сила Q, Н	Величина изгибающего момента в узлах, Н·м				Величина реакции в опорах вала шпинделя, Н		
		M_1	M_2	M_3	M_4	R_1	R_2	R_3
4°	-169,34	-19,176	-37,861	4,368	-2,062	-39,98	-616,08	469,982
7°	-171,92	-19,083	-37,42	2,714	2,4	-25,645	-607	407,5
11°	-170,5	-19,176	-37,124	3,595	0,068	-32,98	-611,84	440,3
45°	-171,506	-19,098	-37,332	2,982	1,644	-27,883	-608,4	417,86
60°	-168,79	-19,19	-36,74	4,72	-3,047	-42,35	-618,01	483,64
90°	-169,72	-19,163	-36,943	4,127	-1,49	-37,415	-614,75	461,615

Результатом синтеза конструкции шпиндельной секции и узла отклонителя, а также технологической модернизации стала компоновка перфобура повышенной работоспособности представленная на рисунке 25.



Рисунок 3.20 - КНБК перфорационного комплекса с двухсекционным винтовым двигателем 2Д-43.5/6.42.010, с кривыми переводниками с углами перекосов 5° и шпинделем ВНИИБТ с усиленным валом

Выводы:

1. Проведен инструментальный анализ поломок шпиндельной секции перфобура и его шарнирного соединения, выявленных в ходе скважинных испытаний. Установлен усталостный характер разрушений и аналитически определены причины возникновения отказов базовых узлов.
2. В ходе мер по модернизации перфобура, разработана новая компоновка с работоспособным ВЗД обеспечивающая наиболее эффективное забуривание перфорационного канала в щадящем режиме для шпиндельной секции и перфобура в целом.
3. Исследованы и аналитически установлены качественные и количественные закономерности изменения изгибающих моментов, действующих в КНБК перфобура различной конфигурации и комплектации в зависимости от места установки и диаметра центраторов, при забуривании и в процессе бурения длинных перфорационных каналов

малого диаметра и радиуса кривизны с различными траекториями (зенитными углами).

4. Аналитически установлены допустимые соотношения значений диаметров долот, центрирующих элементов и места их размещения в КНБК перфобура, параметров функционального назначения малогабаритных винтовых забойных двигателей, а также клина отклонителя и других технологических модулей компоновки бурильной колонны перфобура при ее работе в канале сверхмалого диаметра и радиуса кривизны при оптимальном КПД.

5. Исследованием напряженно-деформированного состояния технической системы «Перфобур» с применением конечно-элементного анализа идентифицированы наиболее нагруженные зоны базовых узлов системы, напряжения и деформации в которых достигает предельного состояния.

6. Разработана конструкция шпинделя - отклонителя перфобура с шарнирным соединением шарового типа, и аналитически обоснована ее надежность и работоспособность при восприятии изгибающих моментов, которые действуют в КНБК на всех этапах строительстве перфорационного канала.

7. Установлены причины возникновения отказов. Идентифицирован качественный и количественный характер процессов взаимодействия базовых узлов технической системы со стенками перфорационного канала. Аналитически установлены закономерности изменения изгибающих моментов действующих на малогабаритные компоновки перфобура различной комплектации и конфигурации. Разработана функционально новая конструкция и компоновка узлов секции шпинделя - отклонителя перфобура.

Список литературы

1. Технология бурения глубоких перфорационных каналов компании ООО «Перфобур» [Электронный ресурс]. -Режим доступа : <http://perfobur.com>

2. Лягова М.А. Компоновка перфобура для бурения глубоких каналов специальными винтовыми двигателями малого диаметра: автореферат . дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Лягова Марина Александровна. – Уфа., 2012. –24с.

3. Лягов И.А. Обоснование и разработка технологии вторичного вскрытия продуктивных пластов разветвленными скважинами сверхмалого диаметра: автореферат . дисс. ... канд. техн. наук: 25.00.15 / Лягов Илья Александрович. – СПб., 2014. –20с.

4. Лягов, А.В. Динамические компоновки для бурения забойными двигателями: дис.... д-ра тех. наук: 05.02.13/ Лягов Александр Васильевич.- Уфа, 2005г.- 480с.

5. Калинин, А.Г., Григорян, Н.А., Султанов, Б.З. Бурение наклонных скважин: Справочник/ Под редакцией А.Г. Калинина. – М.: Недра, 1990. – 348 с.:ил.
6. Султанов, Б.З. Работа бурильной колонны в скважине /Султанов Б.З. и др. М.: Недра, 1973. 216с.
7. Белоруссов, В.О. Прогнозирование и расчет естественного искривления скважин: справ. пособие/ В.О. Белоруссов, Т.М. Боднарук. – М.: Недра, 1988. – 175с.
8. Шамов, Н.А. Интенсификация процессов строительства и ремонта нефтедобывающих и нагнетательных скважин на основе теории нелинейной волновой механики многофазных сред: автореферат. дисс. ... д-ра техн. наук: 25.00.15 / Шамов Николай Александрович. - М., 2013. 50с.
9. Шамов, Н.А., Лягов А.В., Асеев Е.Г. и др. Технология и технические средства улучшения гидродинамической связи скважины с пластом. "Нефтегазовое дело".-2006.-Том 4 №1.-С.47-57.
10. Шамов, Н.А., Лягов А.В., Пантелеев Д.В., Васильев А.В., Лягова М.А., Лягов И.А., Назаров С.В., Асеев Е.Г. Техника и технология создания сверхглубоких перфорационных каналов // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". 2012. №2. С.131-174. Режим доступа: http://www.ogbus.ru/authors/Shamov/Shamov_1.pdf.
11. Лягов, И. А. Анализ результатов промысловых испытаний технической системы «Перфобур». Аналитический синтез базовых узлов «Перфобура» повышенной надежности для бурения сверхдлинных каналов по прогнозируемой траектории/ Лягов И. А./ Нефтегазовое дело: 2014 №1. С. 52-76
12. Lyagov, I.A. Bottomhole formation zone completion through ultra deep multibranch channels experimental research of a new technology/ Lyagov I. A.// Springer. Mine planning and equipment selection. 2013, Dresden Germany P.1221-1229.
13. Шаисламов, Ш.Г. Геофизические исследования и работы в скважинах: в 7 т. Т.5. Вторичное вскрытие пластов и специальные операции /Ш.Г. Шаисламов, С.Б. Миндияров // Уфа: Информреклама, 2010.-228 с.,ил.
14. Бруйка, В. А./Инженерный анализ в ANSYS Workbench: учеб. пособие /Бруйка В. А. и др. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010.-271с.:ил.
15. Оценка стоимости объектов промышленной и другой интеллектуальной собственности, расчет размера уставного капитала, образуемого объектами нематериальных активов. Методические рекомендации. – М.: АО "ВНИИЭТЕС", 1993. – 39с.

УДК 54.058

ОБЪЯСНЕНИЕ МЕХАНИЗМА РАЗРУШЕНИЯ ВОДОНЕФТЯНЫХ ЭМУЛЬСИЙ В РЕЗУЛЬТАТЕ МАГНИТНОЙ ОБРАБОТКИ

И.А.Голубев (ассистент, кафедра разработки и эксплуатации нефтяных и газовых месторождения Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», г. Санкт-Петербург)

Использование магнитного поля для активации процессов протекающих в водонефтяных средах достаточно известно. Учеными Московского энергетического института [1-4], Азербайджанского государственного научно-исследовательского и проектного института нефти [5], Новочеркасского политехнического института [6-8] и других организаций проведен большой объем научно-исследовательских работ, который позволил начать широкое применение магнитной обработки в различных сферах нефтяной промышленности.

Однако до настоящего времени учеными не решен круг задач касающихся объяснения механизма влияния магнитного поля на водонефтяные системы. Высказан ряд гипотез, которые можно классифицировать следующим образом:

1. Разрушение бронирующих оболочек. При воздействии магнитным полем низкой частоты на движущуюся жидкость происходит разрушение соединения являющихся стабилизаторами бронирующих оболочек стойких эмульсий, что приводит к коалесценции глобул воды эмульсии и ее последующей седиментации [9].

2. Воздействие на примеси находящиеся в коллоидном состоянии. В основном на ферромагнитные соединения входящие в состав нефти [10].

3. Воздействие на структуру воды, что может вызвать изменение в агрегации молекул воды и нарушить ориентацию спинов водорода в молекулах. Изменение физических свойств воды при воздействии магнитного поля зависит от магнитной восприимчивости воды и содержащихся в ней ионов [11-13].

Анализ литературных источников показал, что на сегодняшний момент нет четко сформулированной теории, которая бы в полной мере объясняла все процессы, происходящие в водонефтяной эмульсии после обработки ее магнитным полем. Выдвинутые гипотезы в ряде случаев противоречат друг другу. Поэтому целью проводимых исследований являлась обобщение опыта прошлых лет, анализ и выдвижение своих теорий.

Изменение поверхностного натяжения после обработки магнитным полем

Основным способом разрушения водонефтяных эмульсии на сегодняшний день остается так называемый реагентный метод,

закрывающийся в добавлении на определенной стадии технологического процесса подготовки, реагента деэмульгатора, подобранного в зависимости от физико-химических свойств нефти. Природа такого рода воздействия на сегодняшний день до конца не изучена. Однако, с достаточной степенью точности, можно утверждать, что применения реагентов снижает поверхностное натяжение на границе раздела фаз нефть-вода, тем самым ускоряя процесс отделения глобул нефти от водной среды и как следствие коагуляцию и всплытие на поверхность.

Проведенные стендовые испытания по изучению поведения нефти в водной среде после магнитной обработки позволили сделать вывод, что воздействие магнитного поля является своего рода катализатором процесса коалесценции, вызванного активным движением глобул нефти после обработки. В ходе эксперимента проба воды помещалась на измерительное стекло и исследовалась под микроскопом. Для анализа было подготовлено два образца: нефтесодержащая вода после обработки, и до. Анализ проводился сразу после воздействия, через 5, 10 и 15 минут статического отстоя в делительной воронке. В ходе эксперимента было выявлено:

1. Для пробы воды не подвергнувшейся обработке характерно достаточно пассивное поведение капель нефти в водной среде. Процесс коалесценции идет очень медленно, частицы не стремятся сближаться и укрупняться (рисунок 1, а).

2. В воде, подвергнувшейся обработке магнитным полем, наблюдается активное движение капель нефти. Для капель характерен процесс коалесценции. С течением времени наблюдается агрегация нефтяных глобул (рисунок 1, б).

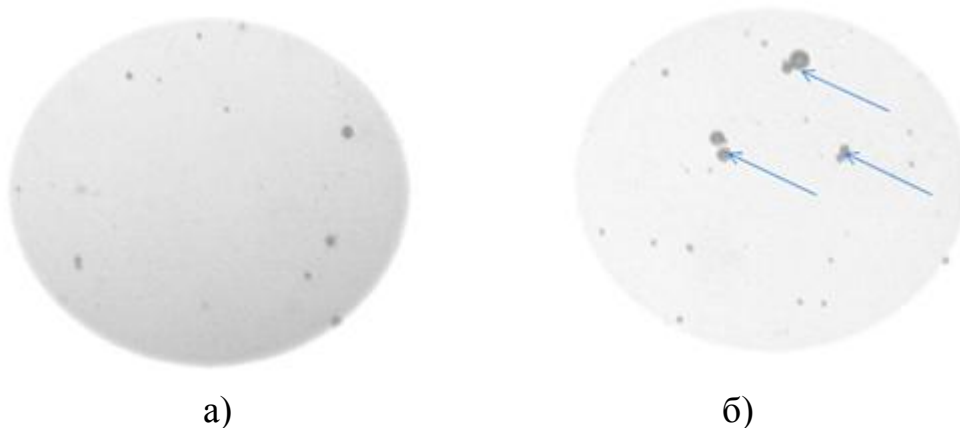


Рисунок 1 – Водонефтяная эмульсия

а) до обработки, размер капель не больше 20 мкм б) после обработки, размер капель до 60 мкм (стрелками показана коагуляция)

Поскольку результатом магнитной обработки является ускорение коагуляции, то можно предположить, что природа воздействия на нефтяную эмульсию у магнитного поля и деэмульгатора схожи. Для

подтверждения этой гипотезы необходимо установить как поверхностное натяжение влияет на стабильность водонефтяной эмульсии.

Поверхностное натяжение – это энергия, затраченная на образование эмульсии, сосредоточенная на границе раздела фаз в виде свободной поверхностной энергии. Поверхностное натяжение жидкостей вызывает образование капель и связано с силами притяжения между молекулами (рисунок 2). Все молекулы в объеме жидкости подвержены воздействию сил притяжения со всех сторон. По природе это дисперсионные, диполь-дипольные и индукционные взаимодействия, а также водородные связи.

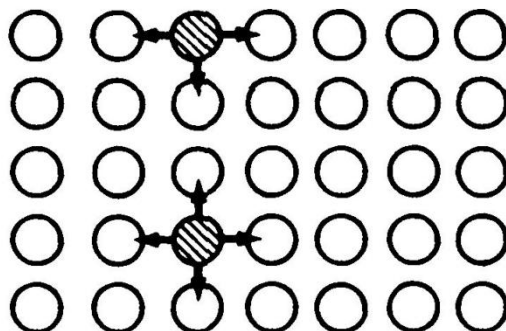


Рисунок 2 – Дисбаланс сил притяжения между молекулами

Согласно молекулярной физике, межфазное натяжение является прямым следствием сил когезии в жидкости. Энергия когезии определяется дисперсионными силами, действующими в жидкости. Рассмотрим Ниже приводятся значения поверхностного натяжения некоторых жидкостей (таблица 1).

Таблица 1 - Поверхностное натяжение для некоторых жидкостей при 25 °С

Вещество	σ , мН/м
Диэтиловый эфир	17
н-Гексан	18
-Октан	22
Хлороформ	27
Вода	72
Ртуть	480

Согласно таблице 1 поверхностное натяжение хлороформа выше, чем у диэтилового эфира, это объясняется тем, что молекулы последнего менее поляризуемы. У алканов значение когезии зависит от свободного объема жидкости, соответственно, чем больше это значение, тем меньше энергия когезии, а значит и поверхностное натяжение.

Межфазное натяжение — это поверхностное натяжение или свободная поверхностная энергия на границе двух несмешивающихся или частично смешивающихся жидкостей. Причина несмешиваемости обычно заключается в большой разнице сил когезии. Чем больше разница этих сил,

тем выше межфазное натяжение. При достаточно небольшой разнице сил когезии жидкости смешиваются друг с другом. Проблема смешиваемости или несмешиваемости удовлетворительно описывается теорией регулярных растворов [14]. Эта теория описывает жидкие смеси и основана на решеточной модели, в которой каждая позиция решетки может заместить одну молекулу независимо от ее типа и размера. Основные постулаты модели сводятся к следующему:

1. Компоненты смеси смешиваются хаотически.
2. Число соседних молекул постоянно.
3. Взаимодействие ограничивается ближайшими соседями.

Помимо того что межфазное натяжение зависит от разницы сил когезии в жидкостях, оно зависит также от специфических взаимодействий между молекулами двух жидкостей. Например, в растворе вода-октан гидроксильные группы октана ориентируются в сторону водной фазы, снижая тем самым межфазное натяжение. Таким же образом действуют реагенты деэмульгаторы, состоящие из полярной группы и гидрофобной части, которые снижают межфазное натяжение между нефтью и водой.

Для определения межфазного натяжения нефть-вода использовался метод «всплывающей» капли [15]. Данный метод является наиболее эффективным поскольку межфазное натяжение зависит только от плотностей нефти и воды и размеров капли и не зависит от угла смачивания между жидкостью и поверхностью.

Для проведения эксперимента по сравнению значений межфазного натяжения на границе раздела фаз нефть-вода до и после обработки, было приготовлено две соответствующие пробы. Измерения проводились на приборе EasyDrop фирмы Kruss (рисунок 3). Прибор состоит из трех основных узлов:

1. Столик, на который помещается кювета с исследуемой жидкостью;
2. Капилляр, устанавливаемый над кюветой так, что бы его конец погружался в жидкость;
3. Камера, фиксирующая всплытие капли и передающая полученной изображение на компьютер, где происходит анализ полученных результатов.

Для подготовки установки кювета заполняется дисперсной средой – водой. Внутри на необходимую глубину от поверхности погружается капилляр, предварительно заполненный нефтью. Капилляр устанавливают таким образом, чтобы его загнутый конец смотрел вверх. Это обуславливается большей плотностью воды, по сравнению с нефтью, поэтому капля будет всплывать.

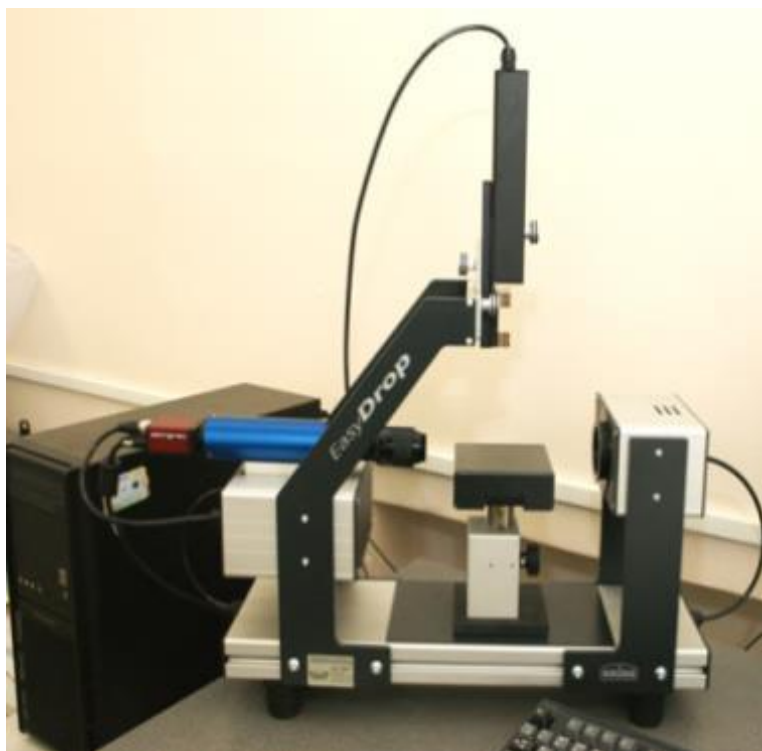


Рисунок 3 – Прибор EasyDrop фирмы Kruss

Выполнение измерений: из капилляра специальным устройством выдавливается капля нефти. Изображение формы капли фиксирует цифровая камера. Изображение в цифровом виде поступает на ПК, где обрабатывается с помощью программы DSA-209.

Расчет межфазного натяжения в программе производится по формуле Лапласа–Юнга (1), основанной на форме капли и разности плотностей газа и воды:

$$\sigma = \frac{9,81 \cdot d_e^2 (\rho_s - \rho_n)}{H}, \quad (1)$$

где σ — межфазное натяжение, мН/м;

d_e — максимальный диаметр капли в определенном сечении, мм;

ρ_w, ρ_g — плотности воды и газа, между которыми измеряется натяжение, г/см³;

H — параметр формы капли, который определялся по специальной функции в зависимости от соотношения d_s/d_e , где d_s — диаметр «шейки» капли [16].

Предполагается, что капля имеет сферическую форму, но на практике каплю можно считать условно сферической только в ее верхней части. Условием правильного выбора сечения для измерения межфазного натяжения капли было определение участка капли, который соответствует сферической форме. Принимается, что капля имеет сферическую форму на участке от верхней точки до сечения «шейки» капли d_s , расположенного на расстоянии равном максимальному диаметру капли d_e от нижней точки капли (рисунок 4).

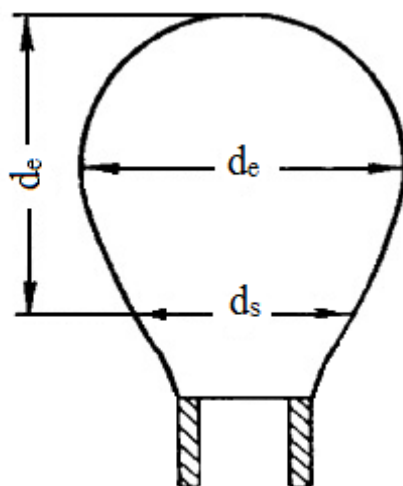


Рисунок 4 - Определение межфазного натяжения по методу висячей капли

Результаты замеров в системе нефть – вода показывают уменьшение межфазного натяжения, после обработки нефти магнитным полем со значения 35,9 (для нефти не подверженной воздействию) до 20,14 мН/м. Полученные результаты в полной мере подтверждают нашу гипотезу.

С целью изучения влияния частот обработки (в диапазоне 5-50 Гц) на интенсивность процесса коалесценции были проведены эксперименты по замеру межфазного натяжения в соответствующих частотах. Полученные результаты сведены в таблицу 2. В таблицу добавлен так же результат предыдущего опыта.

Таблица 2 – Результаты эксперимента

	№ опыта	Частота, Гц										
		Без частоты	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
σ , мН/м	1	35,9	29,2	25,5	22,3	21,2	21,4	21,3	21,4	21,2	21,4	21,2
	2	35,8	30,1	25,2	22,7	21,7	21,5	21,5	21,6	21,5	21,2	21,4
	3	35,2	29,5	25,9	21,8	20,8	20,8	21,7	20,9	20,8	20,9	21,5
	4	36,2	29,4	24,9	22,6	21,5	21,4	21,2	21,4	21,3	21,2	21,6
$\bar{\sigma}$		35,7	29,5	25,3	22,3	21,3	21,2	21,4	21,3	21,2	21,1	21,4
$\Delta \sigma$		0,33	0,31	0,34	0,32	0,31	0,21	0,17	0,23	0,23	0,16	0,13

После проведения экспериментов и сведения всех данных в таблицу 2 было обнаружено, что постепенное увеличение частоты следования импульсов уменьшает поверхностное натяжение до определенного предела, соответствующего значению обработки с частотой 20 Гц (рисунок 5).

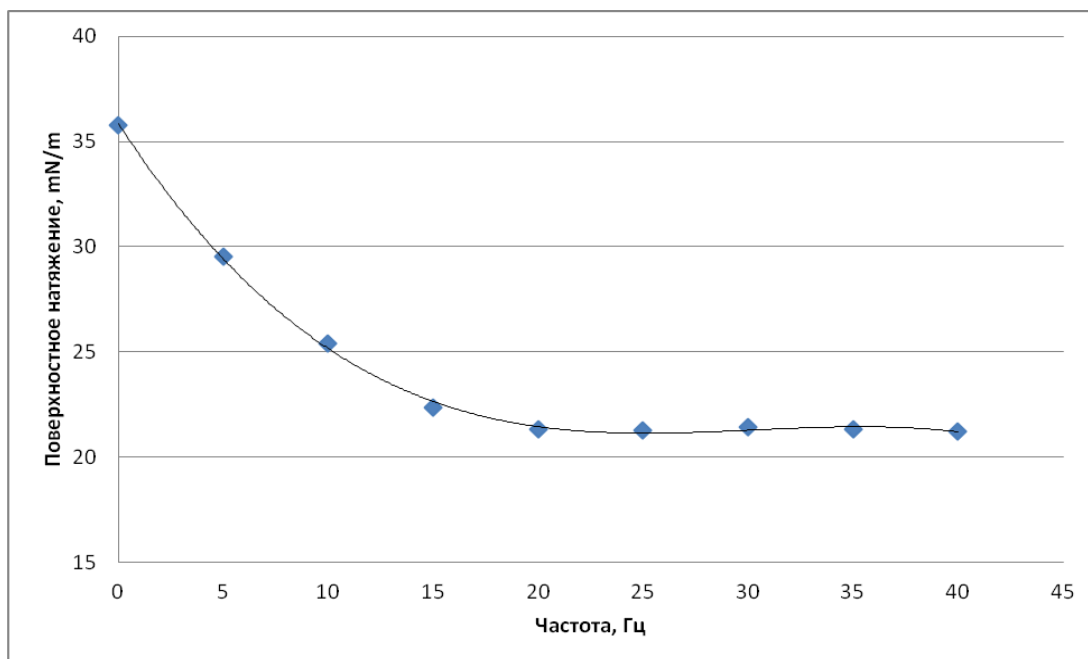


Рисунок 5 – Зависимость межфазного натяжения от частоты обработки

Достижение данного предела означает, что система нефть-вода находится в состоянии равновесия. Иными словами, компоненты раствора полностью диссоциированы и разделению фаз больше не препятствуют силы межмолекулярного взаимодействия. Эмульсия разрушена и в скором времени за счет разности плотностей произойдет окончательная деэмульсация с образованием пленки нефти на поверхности воды.

Проанализировав полученные значения был сделан вывод, о том что после магнитной обработки процессы происходящие в эмульсии схожи с поведением ее после добавления деэмульгатора. Наблюдается заметное снижение межфазного натяжения и как следствие падение устойчивости дисперсной системы. Результатом является изменение полярности молекул на границе раздела фаз: гидрофильные группы нефти поворачиваются в сторону водной фазы, сближаются и коагулируют, всплывая на поверхность

Список литературы:

1. Копылов А.С. О механизме изменения свойств технических водных растворов при магнитной обработке / А.С. Копылов, Е.Ф. Тебенихин, В.Ф. Очков // Труды МЭИ, 1979. - Вып. 405. - С. 57.
2. Очков В.Ф. О влиянии электромагнитных аппаратов на работу теплообменников опреснителей / В.Ф. Очков, Е.А. Павлов, А.А. Кудрявцев // Труды МЭИ, 1977. - Вып. 328. - С. 88.
3. Абурийя М.А. Исследование магнитной системы барабанного магнитного сепаратора : автореф. дис. ... канд. техн. Наук : 05.09.05 / Абурийя Майкл Аямба. – М., 1994. - 15 с.

4. Тебенихин Е.Ф. Обработка воды магнитным полем в теплоэнергетике / Е.Ф. Тебенихин, Б.Т. Гусев. - М.: Энергия, 1970. — 142 с.
5. Огибалов П.М. Нестационарные движения вязкопластичных сред / П.М. Огибалов, А.Х. Мирзаджанзаде. - М.: Изд-во Московского ун-та, 1977. — 375 с.
6. Кукоз Ф.И. Применение серной кислоты, обработанной в магнитном поле, в производстве свинцовых аккумуляторов / Ф.И. Кукоз, В.И. Гончаров, В.П. Бреславец // Тез. докл. III Всесоюз. науч. семинара «Вопросы теории и практики магнитной обработки воды и водных систем». — Новочеркасск, 1975. — С. 255.
7. Кукоз Ф.И. Акустическая и магнитная обработка веществ / Ф.И. Кукоз, В.И. Макаров. - Новочеркасск. — 1966 С. 209.
8. Кукоз Ф.И. Время жизни двусторонних (свободных) жидкостных пленок как критерий эффективности магнитной обработки / Ф.И. Кукоз, В.Я. Хентов, Ю.А. Качалов, В.Г. Быхов // Тез. докл. III Всесоюз. науч. семинара «Вопросы теории и практики магнитной обработки воды и водных систем». — Новочеркасск, 1975. — С. 104.
9. Копылов А.С. О механизме изменения свойств тезнических водных растворов при магнитной обработке / А.С. Копылов, Е.Ф. Тебенихин, В.Ф. Очков // Труды МЭИ, 1975. — Вып. 238. — с. 89.
10. Персиянцев М.Н. Добыча нефти в осложненных условиях / М.Н. Персиянцев. - М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2000. — 653 с.
11. Терновцев А.Г. Магнитные установки в системах оборотного водоснабжения / А.Г. Терновцев. - Киев: Будівельник, 1976. — 88 с.
12. Куценко А.Н. О механизме силового действия магнитных полей на водные системы / А.Н. Куценко // Тез. докл. III Всесоюз. науч. семинара «Вопросы теории и практики магнитной обработки воды и водных систем». — Новочеркасск, 1975.— С. 13.
13. Мосин. О.В. Перспективы и направления магнитной обработки воды / О.В. Мосин // Энергосбережение и водоподготовка. — 2011. - №5. — с. 29 – 32.
14. Катц Д.Л. Руководство по добыче, транспорту и переработке природного газа / Д.Л. Катц, Д. Корнелл; пер. с англ. [под ред. Ю. П. Каротаева, Г. В. Пономарева]. - М.: Недра, 1965. - 676 с.
15. Fordham S. On the calculation of surface tension from measurements of pendant drops / S. Fordham. — London: Proc. Roy., 1948. — 194 P.
16. Мавлютова М.З. Нефтяные отходы при подготовке нефти на промыслах и способы их утилизации / М.З. Мавлютова, Л.М. Мамбетова // Совершенствование системы заводнения нефтяных месторождений: Тр. БашНИПИнефть. — Уфа, 1975. — Вып. 42. - С. 97-104.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОПОРЫ ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА С ПОМОЩЬЮ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

*А.Е. Тихонов (ММП21-14-01), А.Г. Губайдуллин (аспирант УГНТУ),
Ф.З. Булюкова (к.т.н., доцент каф. ТМО УГНТУ)*

При строительстве скважин на шельфе, из-за сложной ледовой обстановки или высокой стоимости морских платформ, возникает необходимость строительства скважин с большим наклонным профилем, у которых длина ствола намного больше глубины скважины по вертикали. Проводка таких скважин возможна лишь с адаптированным под данные условия оборудованием.

Практика отработки шарошечных долот при наклонно-направленном бурении показывает, что их работоспособность часто определяется стойкостью подшипниковых узлов. Низкая стойкость подшипников объясняется особыми условиями эксплуатации долотных опор, а именно: большими радиальными и осевыми нагрузками, отсутствием сепараторов, эксплуатацией в абразивной среде, повышенными зазорами между телами качения и опорными поверхностями цапф и шарошек, что обусловлено технологией сборки долот. В современных шарошечных долотах применяются шариковые и роликовые подшипники качения и опоры скольжения в самых различных комбинациях. Отметим, что на сегодняшний день, существующие конструкции опор шарошечных долот мало приспособлены для бурения наклонно-направленных скважин. В связи с этим была предложена конструкция опоры трехшарошечного долота для наклонно-направленного и горизонтального бурения. В рабочей среде Ansys нами была смоделирована работа шарошечного долота в момент набора кривизны при строительстве наклонно-направленных скважин. Как показали исследования, в условиях набора кривизны замковый подшипник опоры, испытывает отклоняющее усилие, значение которого может быть сравнимо с осевой нагрузкой на долото. С увеличением угла наклона скважины, отклоняющая сила возрастает, следовательно, увеличивается момент, создаваемый этой силой относительно оси роликового подшипника.

Для повышения работоспособности опоры, нами предлагается усилить конструкцию замкового подшипника, изменив его месторасположение в опоре, вследствие чего, снижается воздействие отклоняющего момента на опору и продлевается срок службы долота.

Классическая методика расчета шарошечных долот не в полной мере учитывает особенности возможного искривления профиля скважины. В программном комплексе Ansys были проведены численные расчеты напряженно-деформированного состояния трехшарошечного долота диаметром 215,9 мм с модернизированной опорой в условиях наклонно-

направленного бурения. При моделировании свойства материала лапы задавали согласно свойствам долотной стали. Для описания пластического поведения материала в свойствах дополнительно задается закон билинейного кинематического упрочнения. Расчет выполнялся при осевой нагрузке 90000 Н, крутящем моменте 2100 Нм с изменением отклоняющей силы в пределах 0-3000Н. Результаты расчетов показаны на рисунке 1.

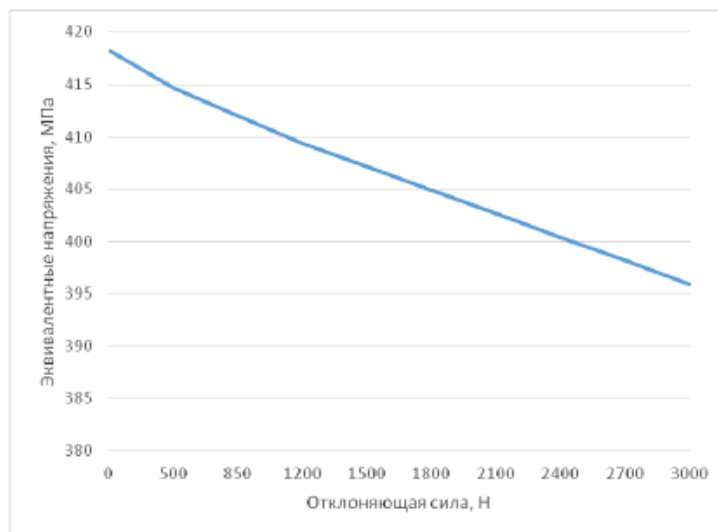


Рисунок 1 – Эквивалентные напряжения в замковом шарикоподшипнике опоры долота при изменении отклоняющей силы

Как видно из рисунков, с ростом отклоняющей силы эквивалентные напряжения в опоре долота уменьшаются. Таким образом, замковый шариковый подшипник, на месте роликового подшипника, будет воспринимать действие отклоняющей силы, тем самым, увеличивая долговечность шарошечного долота. В результате проведенных аналитических и численных прочностных расчетов шарошечного долота диаметром 215,9 мм, предлагается вариант опоры с увеличенным диаметром замкового шарикоподшипника. Увеличение диаметра позволяет увеличить запас прочности подшипника, снизить контактное давление от отклоняющей силы за счет увеличения поверхности контакта. Использование предложенных совершенствований в конструкции шарошечного долота усилит их конкурентоспособность на рынке буровых долот и повысит технико-экономические показатели бурения наклонно-направленных и горизонтальных скважин.

Список литературы

1. Губайдуллин А.Г., Тихонов А.Е., Булюкова Ф.З. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния шарошечного долота для наклонно-направленного и горизонтального бурения [Текст] // материалы Всероссийской с международным участием научно-практической конференции. Т. 4; – Тюмень: ТюмГНГУ, 2015. – С. 76-80.

ПРИМЕНЕНИЕ НОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСОВ

Д.А. Немирович (ММП21-14-01),

Ф.Ш. Забиров (к.т.н., профессор каф. ТМО УГНТУ)

Долговечность основных деталей и узлов штанговых скважинных насосов (ШСН) зависит от износостойкости их рабочих поверхностей. Наибольшему износу в ШСН подвержены рабочие поверхности деталей пары "плунжер-цилиндр", всасывающего и нагнетательного клапанов (клетка клапана, седло, шарик), а так же резьбовые соединения.

Детали и узлы ШСН изготавливаются из конструкционных углеродистых и легированных сталей и подвергаются термической обработке. С целью обеспечения износостойкости деталей ШСН используют различные способы и методы повышения твердости их рабочих поверхностей: химико-термическая обработка поверхностей (азотирование, цементация, цианирование, борирование, нитроцементация и др.), нанесение покрытий (хромирование, никелирование, алитирование и др.), модифицирование поверхности (сульфоцианирование), пластическое деформирование (наклеп), напыление или наплавка износостойкими материалами, микролегирование поверхностных слоев и др. Каждый из выше перечисленных методов имеет свои достоинства и недостатки.

В последние годы для повышения эксплуатационных свойств поверхностей деталей наибольшее распространение получили методы порошковой металлургии. Применение последнего метода позволяет не только существенно повысить твердость поверхности деталей, но снизить трудоемкость их изготовления, коэффициент использования материала.

Этот метод позволяет сразу получить готовое к использованию (без дополнительной обработки) изделие сложной формы практически при 100%-ном значении коэффициента использования материала. Механическая обработка отдельных участков поверхности таких деталей (например, шлифование, полирование, доводка, притирка) необходима только для обеспечения специальных требований, предъявляемых к их эксплуатационным характеристикам.

Аддитивные технологии демонстрируют современный уровень комплексного использования вышеуказанных разновидностей технологий машиностроения. В настоящее время она реализуется с использованием 3D принтеров, как правило, в оборонных и аэрокосмических отраслях промышленности.

При применении аддитивных технологий используют различные пластмассы, металлические проволоки, а также металлические порошки, содержащие сферические частицы микро и наноразмерного диапазона.

Наибольший эффект может дать использование аддитивных технологий при изготовлении клетки клапана ШСН, учитывая ее сложную геометрическую форму и большой объем металлорежущих работ (сверление, точение, фрезерование), применяемых при ее изготовлении традиционным способом. С целью получения дополнительного экономического эффекта при изготовлении клетки клапана ШСН на 3D принтере авторы предлагают изготавливать ее не с нуля, а используя заранее изготовленную матричную основу в виде стальной втулки. Для изготовления этой втулки можно использовать менее качественную углеродистую сталь, вместо сталей марок 45, 40Х, 38ХМЮА, используемых согласно технологической документации заводов-изготовителей. Для реализации вышеуказанной технологии для 3D принтера потребуется разработка специального программного обеспечения для осуществления точного позиционирования рабочего органа принтера на матричной основе до начала процесса наложения на нее различными методами (например, методом лазерной или плазменной сварки) слоев материала для формирования недостающих элементов формы клетки клапана, обладающие повышенными эксплуатационными свойствами, в частности, с поверхностными слоями повышенной твердости (см. рисунок 1).

Суть *Additive Fabrication (AF)* может быть проиллюстрирована простым примером: CAD-модель → AF-машина → деталь (рис. 2).

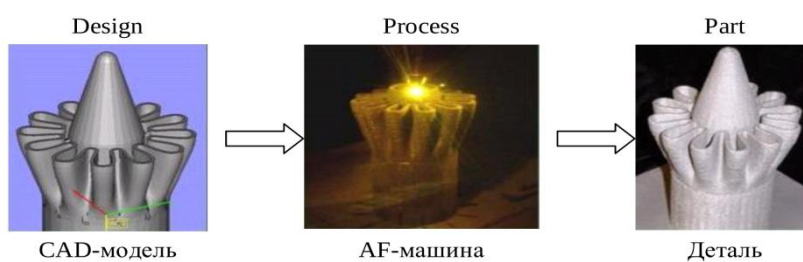


Рисунок 1 – Пример процесса создания детали

ШТАНГОВАЯ ВИНТОВАЯ НАСОСНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ДОБЫЧИ НЕФТИ ИЗ СКВАЖИН С БОЛЬШИМ СОДЕРЖАНИЕМ ПЕСКА

А.М. Нурмухаметов (ММП21-14-01),

И.Е. Ишемгузин (к.т.н., доцент каф. ТМО УГНТУ)

В последние годы предлагаются новые технические решения для увеличения эффективности добычи. К наиболее перспективным средствам добычи нефти относится установка скважинного винтового насоса с приводом от вращающейся штанговой колонны.

В данное время при эксплуатации нефтеносных скважин, возникает проблема накопления песка в зумфе, которая может стать причиной закупоривания на входе в насос, что приводит к снижению дебита скважины и к необходимости ее остановки для промывки.

Для обеспечения промывки скважины, предлагается использовать компоновку сдвоенного винтового насоса. Конструкция установки предусматривает обратную геометрию для возбуждения флюида находящегося ниже эксплуатационного насоса. Насос с нижней (левосторонней) винтовой спиралью соединяется с находящимся над ним с эксплуатационным насосом большего объема и с более высокой производительности. Для соединения двух роторов используется эксцентриковая муфта, что обеспечивает их одновременное вращение. Данная установка нижнего насоса под эксплуатационным насосом позволяет направленному вниз течению флюида непрерывно промывать скважину, осложненную пескопроявлением. Постоянный процесс промывки помогает избежать накопление твердой фазы и преждевременного выхода насоса из строя, происходящего из-за недостаточного притока флюида, и в тоже время обеспечивает добычу необходимых объемов флюида за счет находящегося выше насоса большего объема.

Данная компоновка (рисунок 1) обеспечивает непрерывную промывку скважины в процессе добычи нефти. Данный процесс позволяет избежать накопление песка в зумпфе и избежать снижения дебита скважины, а следовательно и динамического уровня, предотвращая преждевременный выход из строя насоса из-за его перегрева.

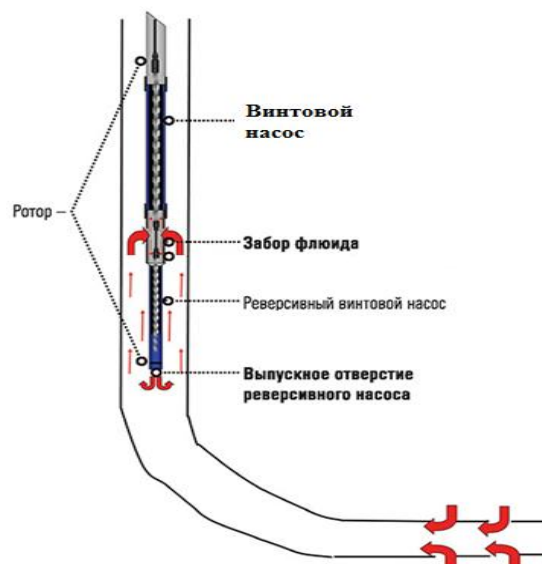


Рисунок 1 – Компоновка сдвоенного винтового насоса с непрерывной промывкой скважины

**ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ СПОСОБОВ
ТЕРМИЧЕСКОГО И ТЕРМОХИМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ
НА ПРИЗАБОЙНУЮ ЗОНУ СКВАЖИНЫ**

Е.С. Назарова (ММП21-14-01),

С.В. Назаров (к.т.н., доцент каф. ТМО УГНТУ)

В процессе бурения и эксплуатации скважин ухудшается фильтрационная характеристика призабойной зоны пласта (ПЗП). Это обусловлено проникновением в пласт фильтрата и твердой фазы промывочной жидкости при бурении, а также в связи с асфальто-смолистыми и парафиновыми отложениями (АСПО) в процессе эксплуатации скважин.

Существует несколько способов обработки ПЗП для восстановления ее коллекторских свойств в следствии АСПО: электропрогрев термогазохимическое воздействие, прокачка горячей нефти и паропрогрев, термоимплозия.

Электропрогрев эффективен на истощенных месторождениях, пластовые давления в которых составляли в период операции 0,6-1,6 МПа.

Сопоставление результатов электропрогрева по скважинам показывает, что путем таких операций можно увеличить температуру жидкости на забое на 10-90°C, редко на 100-120°C. Причем температурный градиент не всегда зависит от продолжительности.

Термогазохимическое воздействие – метод интенсификации добычи нефти и закачки воды в пласт путем разрыва и прогрева его порохowymi газами.

На месторождениях используют следующие три разновидности термогазохимического воздействия (ТГХВ), отличающийся между собой по типам, составу и числу зарядов, по способу их доставки до обрабатываемого пласта, а также конструкцией аппаратов для спуска зарядов в скважину и временем их горения; метод обработки скважин с помощью аккумуляторов давления (АДС), обработка призабойных зон с использованием порохового генератора давления бескорпусного (ПГДБК), термогазохимическое воздействие с применением топливо– и горюче – окислительных смесей (ТОС, ГОС).

Прокачка горячей нефти и паропрогрев – этот способ обработки применяют в основном для прогрева призабойных зон и депарафинизации подъемных труб в нефтяных скважинах. Рассматриваемое мероприятие – это самый неэффективный метод интенсификации добычи нефти. Однако благодаря своей простоте он находит самое широкое применение, особенно на истощенных месторождениях, где другие способы оказываются безрезультатными.

Метод термоимплозионного воздействия на призабойную зону скважин - этот метод сочетает положительные стороны ТГХВ и очистку пласта с помощью пластоиспытателя, отличается оперативностью работ. Его внедрили на промыслах с целью увеличения дебита эксплуатационных, приемистости нагнетательных, ускорение и повышение эффективности освоения вводимых в эксплуатацию скважин.

Термоимплозионный метод, сочетающий высокую температуру, газохимическое воздействие и депрессию давления:

а) данный метод целесообразно применять в скважинах, в продукции которых содержится значительное количество асфальто-смолистых и парафинистых веществ, отлагающихся в порах пласта и снижающих его коллекторские свойства;

б) депрессия давления в пласт, создающаяся при работе имплозионной камеры, способствует притоку жидкости к забою скважины. При этом эффективность воздействия в значительной степени зависит от соотношения между пластовым и гидростатическим давлением.

УДК 665.612.2

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ КОМПРИМИРОВАНИЯ ПОПУТНОГО НЕФТЯНОГО ГАЗА

*Д.И. Еремин (ММП21з-13-01); О.А. Голованов (зам. начальника отдела
подготовки и компримирования газа ООО «РН-Пурнефтегаз»)*

Специфика добычи попутного нефтяного газа (ПНГ) состоит в том, что он является побочным продуктом нефтедобычи. По геологическим характеристикам различают газ газовых шапок и газ, растворенный в нефти. ПНГ представляет собой смесь газо- и парообразных углеводородных и неуглеводородных компонентов, выделяющихся из нефтяных скважин и из пластовой нефти при ее разгазировании. Согласно планам крупнейших нефтяных компаний на реализацию проектов утилизации ПНГ до 2015 г. будет потрачено около 300 млрд . руб. (порядка 6% суммарных инвестиций в добычу нефти). Такой объем инвестиций позволит снизить показатель сжигания по России в целом до 5%, но не ранее 2015 – 2016 гг.

Наиболее эффективный способ утилизации попутного нефтяного газа – его переработка на газоперерабатывающих заводах с получением сухого отбензиненного газа (СОГ), широкой фракции легких углеводородов (ШФЛУ), сжиженных газов (СГ) и стабильного газового бензина (СГБ). Одним из наиболее энергоёмких технологических процессов данного способа является компримирование низконапорного попутного нефтяного газа. Дополнительные проблемы создает как нестабильный состав ПНГ, так и нестабильный объем добычи. После начального этапа добыча значительно падает, причем добыча попутного газа из-за снижения газового фактора падает больше, чем добыча нефти. В связи с этим работа компрессорного оборудования должна обеспечивать эффективную работу на разных режимах загрузки.

Одним из объектов по подготовке и компримированию низконапорного попутного нефтяного газа, является дожимная компрессорная станция Комсомольского месторождения ООО «РН-Пурнефтегаз». ДКС включает в себя компрессорную станцию сырого газа (далее станция) предназначенную для подготовки (очистки от капельной жидкости и механических примесей), сжатия попутного нефтяного газа и дальнейшей его подачи на установку подготовки газа. Основным оборудованием станции являются турбокомпрессорные агрегаты ТКА-Ц-16/0.3-5.6М1 (далее ТКА) представляющие собой модернизированный блочно-контейнерный автоматизированный агрегат с газотурбинным двигателем НК-16-18СТ мощностью 18 МВт, мультипликатором, центробежным трехкорпусным компрессором (низкого, среднего и высокого давления) номинальной производительностью 95000 м³/час.

В настоящий момент в Обществе в качестве критерия для сравнения энергоэффективности работы систем компримирования, принят удельный расход топливного газа: расход ТГ (q_{TG}), отнесённый к эффективной производительности ГПА (q), - параметр определяет затраты ТГ на единицу объёма продукции, тыс.м³/млн. м³.

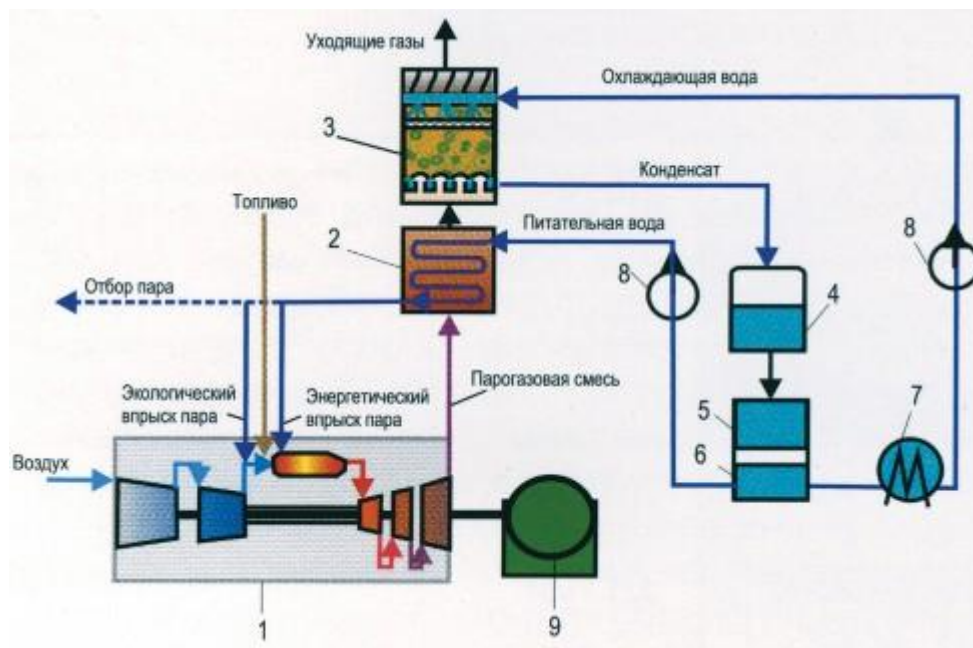
$$q_{TG}^{yd} = \frac{N_e^{yd}}{Q_H^P \cdot \eta_e}, \quad (1)$$

где N_e^{yd} - удельная мощность компримирования: потребная мощность «на валу» привода (N_e), отнесённая к производительности ГПА (q), определяющая энергозатраты на единицу объёма продукции, кДж/(млн м³/сут);

η_e - эффективный КПД привода.

Как видно из формулы (1) одним из ключевых показателей является КПД привода и, как известно максимальный наибольший КПД газотурбинных установок НК-16-18СТ не более 31%. Также к существенным недостатком к данным ГТУ можно отнести значительное снижение их КПД при повышении температуры наружного воздуха.

Одним из направлений решения этой проблемы является модернизация данных ГТУ с обеспечением впрыска пара в камеру сгорания. На выходе ГТД устанавливается утилизационный котел, производящий водяной пар, подаваемый в камеру сгорания ГТУ. Поток парогазовой смеси, покидающий КУ, поступает в контактный конденсатор (КК), где с помощью впрыскиваемой против потока газа охлаждающей воды достигается конденсация водяного пара. Смесь охлаждающей воды и конденсата отводится из КК в бак-накопитель, откуда предварительно очищенная вода поступает в КУ, а также через охладитель – в КК. Пар, подаваемый в камеру сгорания ГТД, состоит из двух частей: большей части (около 90%) – так называемый энергетический впрыск пара, подаваемого непосредственно в камеру сгорания и «ответственного» за увеличение мощности турбины, и меньшей части (порядка 10%) – так называемый экологический впрыск пара, подаваемого в топливные форсунки с целью уменьшения вредных выбросов в продуктах сгорания за счет снижения температуры горения. При этом впрыскиваемый пар генерируется в котле-утилизаторе ГТУ, а в турбине расширяется газопаровая смесь, что приводит к росту мощности газопаровой турбины и установки в целом как за счет увеличения расхода рабочего тела в турбине, так и за счет роста теплоемкости газопаровой смеси.



- 1 – газотурбинный двигатель; 2 – паровой котел-утилизатор;
 3 – контактный конденсатор; 4 – конденсатосборник; 5 – блок
 очистки конденсата; 6 – расходный бак питательной воды;
 7 – охладитель воды; 8 – насос; 9 – нагнетатель газа

Рисунок 1 – Принципиальная тепловая схема контактной
 газопаровой установки

Как показывают многочисленные расчеты и проектные проработки, а также имеющийся опыт эксплуатации отечественных и зарубежных установок с газопаровыми турбинами, их широкое внедрение позволяет реально рассчитывать на снижение удельных расходов топлива по сравнению в ближайшей перспективе, по крайней мере, на 10-15%, а в дальнейшем и до 20-25%, с соответствующим существенным уменьшением удельных затрат.

Благодаря высоким значениям параметров рабочего процесса, совершенству конструктивных и технологических решений газопаровая установка по удельным параметрам превосходит лучшие зарубежные двигатели данного класса, а также двигатели нового поколения и является наиболее перспективным направлением увеличения энергоэффективности компримирования газа.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ СЛИЧИТЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ГФ И ДЕБИТОВ СКВАЖИН

А.П. Супрунов (ММП21з-13-01)

Современное развитие нефтегазовой отрасли в России и в мире в целом не стоит на месте. Потребность в разработке трудно извлекаемых запасов нефти, тяжелые климатические условия и территориальная удаленность от развитой инфраструктуры ведут данную отрасль на пике технического прогресса.

Чтобы успешно выполнять поставленные задачи и следовать тенденциям рынка, необходимо применять в своей деятельности самые современные технологии и перенимать опыт лидеров в данной индустрии.

Особое внимание нефтегазовые и сервисные компании, а так же производители оборудования уделяют квалификации инженерского состава. Хорошая базовая подготовка в учебных заведениях, позволяет за 3-5 лет из «молодого» инженера сделать высококвалифицированного специалиста.

Во время обучения нефтегазовые университеты стараются делать упор на фундаментальные науки. Одним из основных предметов является математика. Вклад данной науки в нефтегазовую отрасль невозможно переоценить. Ее следы прослеживаются абсолютно во всех уголках большого «организма» под названием нефтегазовая отрасль.

Без математических расчетов невозможно правильно подобрать сечение и размеры сепарационной емкости, во время разработки нефтегазовой залежи резервуар-инженеры прибегают к помощи математического моделирования. Даже транспортировка углеводородов с места добычи до терминалов отгрузки и потребителей, тщательно просчитывается, что позволяет оптимально подобрать сечение трубопроводов, расположение и мощность дожимных насосных станций (ДНС).

С каждым годом нефтяные и сервисные компании совместными усилиями придумывают все новые способы получения достоверной информации, как о каждой скважине отдельно, так и обо всей нефтегазоносной залежи в целом.

На данный момент одним из самых достоверных, полных и экономически эффективных способ получения информации о скважине являются Гидродинамические исследования (ГДИ)

Сервисные и добывающие компании для проведения вышеуказанных работ используют различное оборудование. К ним можно отнести стационарные и передвижные измерительные установки (ПИУ) для определения Газового фактора (ГФ) и дебитов скважин. Они бывают сепарационного и многофазного метода измерения, так же их можно

разделить на установки блочного (стационарного) исполнения и передвижные, на базе шасси грузового автомобиля.

Наиболее популярными являются установки, базирующиеся на сепарационном методе измерения, где при помощи горизонтального или вертикального сепаратора происходит разделение скважинного флюида по фазам (нефть, газ и вода или жидкость и газ) с последующим измерением каждой фазы. Данный метод имеет свои преимущества и недостатки. Основным преимуществом сепарационного метода являются: относительная простота конструкции, дешевизна и массовость применения. Наряду с преимуществами существуют и недостатки: а именно, ограниченные технические возможности, связанные с пропускной способностью сепаратора, плохое качество сепарации из-за образования эмульсий и пены, а так же большое кол-во движущихся компонентов из которых состоит измерительная установка, что приводит к повышенному износу и впоследствии к необходимости обслуживания и ремонта.

На Российском рынке можно выделить несколько крупных производителей оборудования для измерения ГФ и дебитов нефтяных и газовых скважин. К ним можно отнести такие компании как: ЗАО «ОЗНА-Измерительные Системы» г. Октябрьский РБ, «ГМС НЕФТЕМАШ» г. Тюмень, «Аргоси Технолджис» г. Москва и ООО «СОЗАиТ» п. Серафимовский РБ. Существуют и другие производители, но они имеют либо ограниченный ассортимент продукции, либо незначительно представлены на Российском рынке.

Каждое оборудование проектируется и изготавливается по Техническим требованиям (Техническое задание), которые формируют и предъявляют заказчики. В большинстве случаев данные требования включают, как технические и метрологические характеристики установок, так и материалы и комплектующие из которых должно изготавливаться данное оборудование.

Важным этапом поставки измерительного оборудования являются метрологические и сравнительные испытания в реальных условиях на месторождении заказчика. Во время таких испытаний параметры нового оборудования сравниваются с параметрами контрольного средства измерения (КСИ) а так же проверяется работоспособность оборудования и соответствие заявленным характеристикам.

Грамотно разработанная программа сличительных испытаний, позволяет с большой достоверностью выявить несоответствия в процессе измерений и определить точность полученных результатов. Ниже приведена методика измерений для сепарационной измерительной установки (ИУ) ОЗНА-МАССОМЕР производства ЗАО «ОЗНА-Измерительные системы».

Определяемые показатели и точность их измерений (для ИУ «ОЗНА-МАССОМЕР»)

Определение качества сепарации жидкости. Описанная далее методика пригодна только для нефтеводяных эмульсий, не склонных к самопроизвольному разделению на нефть и воду в условиях измерения.

Максимально достижимое качество сепарации в условиях измерения определяется при помощи статического отстаивания порции жидкости в перекрытой линии кориолисового расходомера жидкости без отклонения от рабочих условий измерения. Оценка объемной доли остаточного свободного газа в жидкости производится по формуле (1), используя данные о плотностях жидкости в статике, в динамике и плотности газа в динамике (используются значения, определенные при рабочих условиях по показаниям имеющихся КИПиА).

В реквизитах отвода, используемого для измерения, до начала измерения опция «Конец слива» должна быть установлена в значение «ждать». Запускается измерение по выбранной для исследования скважине, ожидается окончание времени стабилизации подачи, отрабатывается время стабилизации, выполняется измерение. Режим работы установки устанавливается на «непрерывное измерение», чтобы переключающий модуль (ПСМ) не выполнял автоматический перевод после окончания измерения. Блокируется управление ПСМ, отключается автомат привода ГП ПСМ;

После окончания измерения фиксируется средняя плотность жидкости в рабочих условиях по расходомеру жидкости $\rho_{\text{жидк динамическое}}$, кг/м³, средняя плотность газа в рабочих условиях по расходомеру газа $\rho_{\text{газа динамическое}}$, кг/м³, значения берутся из записи архива установки, соответствующей выполненному по п.1.1.1 измерению. Установка при этом начинает следующее измерение на текущем отводе;

Ожидается начало слива порции жидкости из сепаратора, определяемое по моменту переключения крана жидкостной линии в положение «открыто». В момент начала слива перекрывается ручной шаровой кран на линии жидкости, переключающий узел (ПСМ) установки вручную переводится на пустой отвод. В результате этих действий в кориолисовом расходомере жидкости запирается сырая нефть, поступившая из сепаратора установки.

Статическое отстаивание жидкости в закрытом расходомере продолжается не менее 5 и не более 15 минут, или же до достижения отличия в температуре трубки кориолисового расходомера более чем на 1°С от значения на момент окончания измерения. После окончания отстаивания фиксируется плотность жидкости в запертом расходомере $\rho_{\text{жидк статическое}}$, кг/м³. Для определения этого параметра используются текущие показания примененного при измерении расходомера.

Вычисляется оценочное остаточное содержание свободного газа в жидкостной линии по формуле:

$$V'_{сг} = \frac{\rho_{жидк.статическое} - \rho_{жидк.динамическое}}{\rho_{жидк.статическое} - \rho_{газ}} \times 100\% \quad (1)$$

Удовлетворительным (обеспечивающим работоспособность кориолисового расходомера по жидкости) считается оценочное значение $V'_{сг}$ не более 4%.

При получении значения $V'_{сг}$ более 4% выполняется более точное измерение остаточного содержания свободного газа $V'_{сг}$ прибором УОСГ-100КП, по результатам которого удовлетворительным считается значение не более 5%;

Исходные данные, результаты расчетов и заключение о степени сепарации жидкости сводятся в таблицу.

Сравнение показаний дебитов жидкости сличаемых установок осуществляется при удовлетворительном результате оценки качества сепарации жидкости по п. 1.1 для данной скважины.

Сравнение дебитов жидкости сличаемых установок производится по следующим параметрам:

- массовый дебит жидкости в условиях измерения;

Удовлетворительным результатом измерений дебита жидкости признается точность измерений массового дебита ИУ с обозначенным пределом допускаемой основной относительной погрешности $\pm 5\%$ (для каждого измерения, при условии тождественности условий измерения – температуры и избыточного давления для ИУ и контрольного СИ) относительно результатов контрольного СИ (удвоенная норма ГОСТ Р 8.615 по жидкости – $2.5\% \times 2$);

Исходные данные, результаты расчетов и заключения о результате сравнений сводятся в таблицу;

Расчет относительной погрешности выполняется по формуле:

$$\delta_{Мжидк} = \frac{M_{ж}^{ИУ} - M_{ж}^{КС}}{M_{ж}^{КС}} \times 100\% \quad (2)$$

где $M_{ж}^{ИУ}$ - массовый дебит сырой нефти по ИУ в условиях измерения, т/сут;

$M_{ж}^{КС}$ - массовый дебит сырой нефти по КС в условиях измерения, т/сут.

Определение качества подготовки газа

В качестве оценочного показателя, характеризующего качество подготовки газа, используется соотношение показаний канала измерения

плотности кориолисового расходомера линии газа (отношение плотности газа в динамике к плотности газа в статике).

Максимально достижимое качество подготовки газа в условиях измерения определяется при помощи статического измерения в линии кориолисового расходомера газа без отклонения от рабочих условий измерения. Оценка объемной доли капельной жидкости в газе по показаниям канала плотности расходомера не возможна в силу эффекта проскальзывания фаз (жидкость через расходомер двигается по стенкам, газ движется по центру со скоростью, на порядок превышающей скорость движения жидкости), поэтому в данном пункте предварительно оценивается только факт достаточной очистки газа, без количественной оценки.

Запускается измерение по выбранной для исследования скважине, отрабатывается время стабилизации, выполняется измерение Режим работы установки устанавливается на «непрерывное измерение», чтобы переключающий модуль (ПСМ) не выполнял автоматический перевод после окончания измерения. Блокируется управление ПСМ, отключается автомат привода ГП ПСМ;

После окончания измерения фиксируется средняя плотность газа в рабочих условиях по расходомеру газа $\rho_{\text{ГАЗА ДИНАМИЧЕСКОЕ}}$, кг/м³, значение берется из записи архива установки, соответствующей выполненному по п.1.3.1 измерению. Установка при этом начинает следующее измерение на текущем отводе;

Ожидается начало слива порции жидкости из сепаратора, определяемое по моменту переключения крана жидкостной линии в положение «открыто». В момент начала слива перекрывается ручной шаровый кран на линии газа, переключающий узел (ПСМ) установки вручную переводится на пустой отвод. В результате этих действий в кориолисовом расходомере газовой линии находится газ, поступивший из сепаратора установки.

Выполняется статическое отстаивание газа в расходомере закрытой газовой линии, которое продолжается не менее 5 и не более 10 минут, или же до достижения отличия в температуре трубки кориолисового расходомера более чем на 1°С от значения в динамике. После окончания отстаивания фиксируется плотность газа в запертом расходомере $\rho_{\text{ГАЗА СТАТИЧЕСКОЕ}}$, кг/м³;

Рассчитывается отношение плотности газа в динамике к плотности газа в статике по формуле:

$$\gamma_{\text{ГСД}} = \frac{\rho_{\text{ГАЗА ДИНАМИЧЕСКОЕ}}}{\rho_{\text{ГАЗА СТАТИЧЕСКОЕ}}} \times 100\% \quad (3)$$

Удовлетворительной предварительной оценкой степени подготовки газа (обеспечивающей работоспособность кориолисового расходомера газовой линии) считается значение $\gamma_{ГСД}$ не более 120%.

Далее выполняется количественная оценка капельного уноса жидкости через газовую линию;

Одновременно с действиями по п.1.3.6 выполняется измерение дебита газа Контрольного средства измерения (КСИ);

Удовлетворительной степенью подготовки газа (обеспечивающей работоспособность кориолисового расходомера по газу) для измерения считается такая степень подготовки, которая обеспечивает унос капельной жидкости $v_{ЖИДК \text{ В ГАЗЕ}}$ не более 0,2% от объемного расхода по газовой линии в рабочих условиях. При отсутствии в показаниях КСИ соответствующего параметра, его значение рассчитывается по одной из формул 4...6, в зависимости от имеющихся данных;

$$v_{ЖИДК \text{ В ГАЗЕ}} = \frac{V_{ЖИДК}}{V_{ГЖС}} \times 100\% \quad (4)$$

где $V_{ЖИДК}$ - объем жидкости за время измерения, в усл. измерения, м3;

$V_{ГЖС}$ - объем газожидкостной смеси за время измерения, в условиях измерения, м3;

$$v_{ЖИДК \text{ В ГАЗЕ}} = \frac{Q_{ЖИДК}}{Q_{ГЖС}} \times 100\% \quad (5)$$

где $Q_{ЖИДК}$ - средний объемный дебит жидкости за время измерения, в условиях измерения, м3/сут;

$Q_{ГЖС}$ - средний объемный дебит газожидкостной смеси за время измерения в условиях измерения, м3/сут.

$$v_{ЖИДК \text{ В ГАЗЕ}} = 100\% - GVF \quad (6)$$

где GVF - GasVolumeFraction, содержание газа в измеряемой газожидкостной смеси, %.

Исходные данные, результаты расчетов и заключения о качестве подготовки газа сводятся в таблицу;

Расчет относительной погрешности выполняется по формуле:

$$\delta_{Q_{ГАЗ}} = \frac{Q_{Г}^{ИУ} - Q_{Г}^{КС}}{Q_{Г}^{КС}} \times 100\% \quad (7)$$

где $Q_{Г}^{ИУ}$ - объемный дебит свободного газа по ИУ в усл. измерения, ст.м3/сут;

$Q_{Г}^{КС}$ - объемный дебит свободного газа по КС в усл. измерения, ст.м3/сут.

Сравнение показаний дебитов газа установок осуществляется при удовлетворительном результате оценки качества подготовки газа по п.1.3 на данной скважине, позволяющей определить тип контрольного СИ, применимый в данных условиях.

Удовлетворительным результатом измерений объемного дебита свободного газа ИУ признается точность измерений с обозначенным пределом допускаемой основной относительной погрешности $\pm 10\%$ относительно показаний контрольного СИ (удвоенная норма ГОСТ Р 8.615 по газу – $5\% \times 2$).

Сличение результатов измерений дебита свободного газа с КСИ не осуществляется, за исключением случаев, когда контрольное средство производит измерения в газовой линии ИУ одновременно с ИУ.

Исходные данные, результаты расчетов и заключения о результатах сравнения сводятся в таблицу;

Оценивание точности измерений поточного влагомера

Определение показателей точности измерения объемного влагосодержания в продукции скважин (группы скважин) выполняется путем сличения показателей обводненности продукции по результату измерения установкой с результатами обработки отобранных во время измерения проб жидкости в химико-аналитической лаборатории (ХАЛ).

Запускается измерение по выбранной для исследования скважине, ожидается окончание переходных процессов регулирования уровня, отрабатывается время стабилизации;

После отработки не менее чем 10 минут от начала фазы измерения, при условии совпадения текущих показаний обводненности продукции поточного влагомера, отображаемых установкой, с текущим усреднённым значением показателя обводненности за измерение (допустимое отклонение друг от друга не более 0,5%), выполнить отбор пробы жидкости при помощи штатного пробоотборника установки;

Зафиксировать показания усреднённого значения обводненности продукции за измерение на момент окончания отбора пробы по установке, номер пробы, и время отбора;

По предоставлению результатов обработки проб из ХАЛ произвести сличение показателей обводнённости. Удовлетворительным результатом считается расхождение показателей не более чем на 2%.

Исходные данные, результаты расчетов и заключения о результатах сравнения сводятся в таблицу;

Расчет абсолютной погрешности выполняется по формуле:

$$\Delta_{ХАЛ} = W^{ИУ} - W^{ХАЛ}, \quad (8)$$

где $W^{ИУ}$ - обводненность по ИУ, %;
 $W^{ХАЛ}$ - обводненность по ХАЛ, %.

При соблюдении всех пунктов программы сличительных испытаний и следуя рекомендациям производителя оборудования при проведении ПНР, позволяет без каких либо отклонений и нештатных ситуаций ввести в эксплуатацию новые измерительные установки. Если заказчик приобретал пробную партию оборудования в кол-ве 1-3 шт., то в большинстве случаев, положительный результат испытаний, будет стимулировать эксплуатирующую организацию к приобретению новых установок для обустройства новых кустовых площадок или месторождения в целом, в некоторых случаях от 15 до 30 и более шт.