

Министерство науки и высшего образования Республики Татарстан
Государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Альметьевский государственный технологический университет
«Высшая школа нефти»

На правах рукописи

Набиуллин Динар Рамилевич

Д.Наб

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ ОТ
ШЛАМА НАКЛОННО НАПРАВЛЕННЫХ УЧАСТКОВ СКВАЖИНЫ

Специальность 2.8.2. Технология бурения и освоения скважин

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, доцент
Дьяконов А.А.

Альметьевск – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА НА СЕГОДНЯШНИЙ ДЕНЬ. ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ РАБОТЫ.....	11
1.1 Текущее состояние нефтегазовой отрасли России	11
1.2 Очистка ствола скважины и состояние вопроса на текущий момент	13
1.3 Обзор существующих технологических и технических решений для очистки наклонно - направленного и горизонтального участка ствола скважины	15
1.4 Постановка цели и задачи исследования.....	21
1.5 Разработка конструкции центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом.....	23
1.6 Выводы по Главе 1	26
ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ОЧИСТКЕ СТВОЛА СКВАЖИНЫ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ОКОНЧАНИЕМ	27
2.1 Теоретические исследования технологических и технических решений по очистке ствола скважины с горизонтальным окончанием	27
2.2 Анализ теоретических исследований технологических решений по очистке ствола скважины с горизонтальным окончанием	32
2.3 Моделирование работы элемента компоновки низа бурильной колонны, используемого в технологии бурения нефтяных и газовых скважин с горизонтальным окончанием	46
2.4 Выводы по Главе 2	59
ГЛАВА 3 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЦЕНТРАТОРА.....	61
3.1 Алгоритм численного анализа потока промывочной жидкости	61
3.2 Численное моделирование потока промывочной жидкости	66
3.3 Выводы по Главе 3	80

ГЛАВА 4 ПРОВЕДЕНИЕ ОПТИМИЗАЦИИ ТУРБУЛИЗИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ВЫБРАННОГО ПРОФИЛЯ ЦЕНТРАТОРА	81
4.1 Параметры оптимизации профиля центратора	81
4.2 Оптимизация турбулизирующей способности центратора	81
4.3 Гидравлический расчет бурения горизонтального участка с центратором-турбулизатором для бурильных труб.....	85
4.4 Выводы по Главе 4	93
ГЛАВА 5 ТЕХНОЛОГИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ ОТ ШЛАМА НАКЛОННО - НАПРАВЛЕННЫХ УЧАСТКОВ СКВАЖИНЫ. ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ЦЕНТРАТОРА – ТУРБУЛИЗАТОРА ДЛЯ БУРИЛЬНЫХ ТРУБ С ВРАЩАЮЩИМСЯ ЭЛЕМЕНТОМ НА СТЕНДЕ ИМИТАЦИИ НАКЛОННО–ГОРИЗОНТАЛЬНОГО БУРЕНИЯ.....	95
5.1 Технология гидромеханической очистки от шлама.	95
5.2 Устройство, описание и принцип работы стенда ИНГБ	97
5.3 Методика испытаний центратора - турбулизатора на стенде ИНГБ	98
5.4 Лабораторные испытания опытного образца центратора – турбулизатора для бурильных труб.	99
5.5 Погрешности измерений	99
5.6 Результаты лабораторных испытаний опытного образца центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом	100
5.7 Выводы по Главе 5	104
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	105
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	107
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	108
ПРИЛОЖЕНИЕ А Патент на изобретение	126
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Акт внедрения.....	127

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

На сегодняшний день одним из векторов рационального использования нефтегазовых месторождений является строительство наклонно направленных скважин (ННС), в том числе с горизонтальным окончанием ствола. Активное развитие этого направления в России связано с разработкой длительно эксплуатируемых месторождений, имеющих послойную и зональную неоднородность, для которых наиболее эффективная выработка запасов нефти возможна только путём строительства горизонтальных скважин (ГС). Результаты эксплуатации однозначно показали эффективность бурения благодаря кратному повышению производительности. ННС позволяет уменьшить количество проектного вертикального фонда и повысить коэффициент нефтегазоотдачи.

Строительство нефтяных скважин сопряжено со значительными трудностями, такими как, затяжки, прихваты и другие осложнения, вызванные скоплением шлама, поэтому качественная очистка ствола является приоритетной задачей при бурении.

Степень разработанности темы исследования

Весомый вклад в исследования очистки ствола скважины в разное время внесли Агзамов, Ф.А., Акбулатов Т.О., Алван К.А.Х., Ангелопуло О.К., Беккер Т.Е., Булатов А.И., Ганджумян Р.А., Гельфгат М.Я., Гирфанов И.И., Данелянц С.М., Двойников М.В., Дуркин В.В., Калинин А.Г., Караушев А.В., Кашкаров Н.Г., Киселев П.В., Крецул В.В., Крылов В.И., Куликов В.В., Леонов Е.Г., Лихушин А.М., Махоро В.А., Мительман Б.И., Оганов А.С. Рябченко В.И., Рязанов Я.А., Соловьев Н.В., Уляшева Н.М., Хабибуллин И.А., Шарафутдинов З.З., Штамбург В.Ф. и др. выявили, что снижение показателей работы долота с ростом глубины скважины связано с ухудшением условий очистки от выбуренной породы, в этом случае необходимо, чтобы промывка забоя скважины была совершенной, под которой понимается беспрепятственное удаление шлама из призабойной зоны. Качественная очистка ствола скважины является одним из основных факторов успешного строительства ННС. Также значительный вклад в развитие этого

направления внесли зарубежные исследователи Amanna B., Bridges S., Darly G.S.G., Gray J.R., Katende A., Makovey N., Ytrehus D.

На качество очистки скважины влияют следующие факторы: плотность бурового раствора, скорость потока бурового раствора, реологические характеристики бурового раствора, режим течения потока бурового раствора, скорость проходки скважины, расположение бурильной колонны в скважине, угол наклона ствола скважины, наличие или отсутствие зон скопления шлама, эксцентричность кольцевого пространства ствола скважины и другие факторы.

Проведённые ранее исследования позволяют сделать вывод, что одним из показателей высокого качества очистки скважины от шлама является наличие турбулентного потока в затрубном пространстве. Российскими и зарубежными исследователями, а также компаниями разрабатываются множество разнообразных конструкций центраторов, которые могут создать турбулентный поток жидкости. Однако при всем разнообразии конструкций и различной эффективности существующих решений для улучшения очистки ствола скважины на сегодняшний день не существует универсального решения данной проблемы и необходимы дальнейшие исследования.

Объект исследования – очистка наклонно направленных и горизонтальных участков скважины от шлама при бурении.

Предмет исследования – режим течения промывочной жидкости в скважине за счёт использования центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом.

Цель исследования повышение эффективности процесса бурения с помощью технологии гидромеханической очистки от шлама наклонно направленных участков скважины.

Идея работы заключается в улучшении качества очистки наклонно направленных и горизонтальных участков профиля скважины от выбуренной горной породы за счёт создания турбулентного потока жидкости в местах застойных зон скопления шлама.

Поставленная в диссертационной работе цель достигается посредством решения нижеуказанных **задач**:

1. Обзор и анализ существующих технических и технологических решений для качественной очистки ствола скважины.

2. Теоретический анализ турбулизирующей способности центраторов с различными профилями в рамках предположений, допускающих существование аналитического решения задачи о течении жидкости в окрестности центратора.

3. Численное моделирование технологии гидромеханической очистки с применением центратора. Оптимизация геометрии центратора для достижения его наибольшей турбулизирующей способности.

4. Лабораторные исследования технических характеристик опытного образца центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом на стенде имитации наклонно – горизонтального бурения.

5. Разработка технологии гидромеханической очистки от шлама наклонно направленных участков скважины центратором – турбулизатором для бурильных труб с вращающимся элементом.

Научная новизна исследования

1. Установлен механизм формирования вектора скорости течения бурового раствора вдоль образующих лопастей центратора – турбулизатора, основанный на возникновении центробежных сил с повышением кинетической энергии потока в подвижном элементе, который позволяет предотвратить осложнения в процессе бурения скважины.

2. Разработана математическая модель, позволяющая определить оптимальную скорость течения в кольцевом пространстве в зависимости от концентрации шлама в буровом растворе с учётом конструктивных особенностей центратора - турбулизатора.

Соответствие паспорту специальности

Полученные научные результаты соответствуют паспорту специальности 2.8.2. Технология бурения и освоения скважин: п. 2 «Конструкции скважин. Профиль и технология проводки вертикальных, наклонный, а также

горизонтальных скважин, в том цикле с разветвлёнными стволами. Геонавигация в процессе бурения.»; п. 6 «Гидромеханика процессов бурения скважины. Движение жидкости в скважине в различных термобарических условиях. Реология технологических жидкостей и влияние реологических параметров на процессы строительства скважины».

Теоретическая и практическая значимость работы:

1. Использование вращающегося центратора – турбулизатора в составе буровой колонны повышает энергию турбулентного потока за счёт изменения вектора скорости течения бурового раствора вдоль образующих лопастей с возникновением центробежных сил в подвижном его элементе, который позволяет предотвратить осложнения в процессе бурения скважины.

2. Разработан центратор – турбулизатор для бурильных труб (патент 215131 U1 заявлено: 25.08.2022; опубликовано 30.11.2022, Приложение А), позволяет осуществлять кратное увеличение скорости потока бурового раствора в кольцевом пространстве скважины, предупреждающий образование шламовых застойных зон.

3. Разработанная модель определения оптимальных параметров течения бурового раствора в кольцевом пространстве скважины с учётом предложенной конструкции центратора – турбулизатора (Приложение Б), используется при проведении практических и лабораторных занятий студентов нефтегазового направления подготовки АГТУ «ВШН».

4. Разработанная технология гидромеханической очистки от шлама горной породы наклонно-направленных и горизонтальных участков ствола скважины за счет локальной турбулизации потока бурового раствора.

Основные результаты, полученные по результатам аналитического решения и численного моделирования, могут быть в дальнейшем использованы для определения оптимальных геометрических особенностей профиля центратора и режима его работы при бурении для обеспечения высокой турбулизирующей способности, что потенциально способно привести к повышению экономической

эффективности работы бурового долота с использованием центраторов оптимизированного профиля.

Полученные результаты и разработанные методы ориентированы на широкое применение при производстве буровых работах, оптимизированный профиль позволяет достичь повышенной турбулизирующей способности центратора с практически полным сохранением затрат по сравнению с существующими на рынке продуктами.

Методология и методы исследования. В работе используются аналитические методы исследования для проведения 3D моделирования в программе SIMULIA Abaqus, натурное и вычислительное моделирование. Обработка результатов экспериментальных исследований, проводимых на лабораторном стенде, осуществлялась в ПО «ДИАМАНТ–2», виброанализатора АГАТ–М.

Основные защищаемые положения:

1. Использование вращающегося центратора – турбулизатора в составе буровой колонны обеспечивает увеличение локального числа Рейнольдса в области низкой турбулентности потока от 1200 до 5000 между частями центратора и достижение максимальной энергии турбулентного потока с $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^2$ до $2 \cdot 10^{-1} \text{ м}^2/\text{с}^2$, что способствует эффективной гидромеханической очистке от шлама наклонно направленных и горизонтальных участков скважины.

2. Разработанная технология гидромеханической очистки от шлама наклонно-направленных участков скважины, основанная на создании турбулентности потока бурового раствора за счет использования вращающегося центратора – турбулизатора с углом между лопастями подвижного элемента и направлением потока промывочной жидкости ($\beta = 30^\circ$) при количестве лопастей $N = 12$ является оптимальным при расходе промывочной жидкости до $0,03 \text{ м}^3/\text{с}$.

Степень достоверности работы

Достоверность обеспечена достаточным объёмом аналитических исследований, сходимостью и воспроизводимостью полученных результатов, а

также апробацией полученных результатов на всероссийских и международных конференциях.

Апробация результатов диссертации проведена на 8 научно – практических мероприятиях с докладами, в том числе на 5 международных. За последние 3 года принято участие в 6 научно – практических мероприятиях с докладами, в том числе на 4 международных: научно – технической конференции «Цифровые технологии в добыче углеводородов: от моделей к практике» (г. Уфа, 2021 г.); Международной научно – практической конференции: «Достижения, проблемы и перспективы развития нефтегазовой отрасли» (г. Альметьевск, 2021 г.); Международной научно – практической конференции: «Технологические решения строительства скважин на месторождениях со сложными геолого – технологическими условиями их разработки» (г. Тюмень, 2022 г.); Научно – технической конференции «Проблемы разработки месторождений углеводородных и рудных полезных ископаемых» (г. Пермь, 2023 г.); Международной научно – практической конференции «75 – летие горно – нефтяного факультета УГНТУ и 100 – летие учёного Спивака Александра Ивановича» (г. Уфа, 2023 г.); Международной студенческой научно – практической конференции «Разработка и эксплуатация нефтяных месторождений на поздней стадии» (г. Альметьевск, 2024 г.); 78 – ой Международной молодёжной научной конференции «Нефть и газ – 2024» (г. Москва, 2024 г.); научно – практических конференциях «Математическое моделирование и компьютерные технологии в процессах разработки месторождений», «Инновационные решения в геологии и разработке ТРИЗ», «Цифровая трансформация в нефтегазовой отрасли» (г. Москва, 2025 г.).

Личный вклад

Заключается в определении цели и постановке задач, проведении анализа современного состояния в области очистки от шлама наклонно направленных скважин, проведении теоретических и лабораторных исследований, разработке конструкторской документации и обосновании модели опытного образца.

Публикации. Результаты диссертационной работы освещены в 12 печатных работах (35,36,37,38,39,40,41,42,43,44,45,46), в том числе в 3 статьях – в изданиях из перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук, в 1 статье - в издании, входящем в международную базу данных и систему цитирования Scopus. Получен 1 патент (Приложение А).

Структура работы. Диссертация состоит из оглавления, введения, пяти глав с выводами по каждой из них, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы, включающего 140 наименований и 2 приложений. Диссертация изложена на 127 страницах машинописного текста, содержит 69 рисунков и 11 таблиц.

Благодарности

Автор выражает особую признательность и искреннюю благодарность научному руководителю Дьяконову Александру Анатольевичу и коллективу кафедры БНГС АГТУ ВШН, помогавшим в выполнении работы, а также лаборатории фундаментальных проблем нефтегазовой геофизики и геофизического мониторинга ФГБУН Институт Земли им. О. Ю. Шмидта Российской академии наук за предоставленную возможность проведения 3D моделирования в программе SIMULIA Abaqus.

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА НА СЕГОДНЯШНИЙ ДЕНЬ.

ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ РАБОТЫ

1.1 Текущее состояние нефтегазовой отрасли России

Современный этап развития нефтегазовой отрасли России характеризуется активным вводом в разработку месторождений, находящихся на разных стадиях разработки, имеющих послойную и зональную неоднородность и для которых наиболее эффективная выработка запасов нефти возможна за счёт строительства наклонно–направленных и горизонтальных скважин [2,3,5,6,7,15,16].

При бурении наклонно–направленных и горизонтальных участков скважины возникает множество проблем и одни из наиболее частых— это прихваты и затяжки, вызванные скоплением шлама в скважине. Для образования прихватов и затяжек в наклонно–направленных и горизонтальных участках ствола достаточно нескольких килограммов шлама, поэтому качественная очистка ствола скважины является одной из приоритетных задач при бурении скважины с горизонтальным окончанием.

Существует много факторов, влияющих на очистку ствола скважины, в частности скорость потока, реология бурового раствора, зенитный угол, режим потока, эксцентричность кольцевого пространства и др. Для улучшения очистки ствола применяются различные механические методы. К механическим методам можно отнести разработку различных конструкций и агрегатов, устанавливаемых в составе компоновки низа бурильной колонны для эффективного удаления шлама при турбулентном режиме течения бурового раствора в наклонно–направленных и горизонтальных участках скважины.

Из рисунка 1.1.1 видно, что в 2006 г. количество построенных наклонно направленных скважин было менее 4000, в то время как количество горизонтальных скважин составляло менее 500, в 2018 г. соответственно 4500 и более 3000 скважин. Среднегодовой прирост количества наклонно–направленных скважин находится на минимальном уровне в то время, как прирост количества горизонтальных скважин примерно 20%.

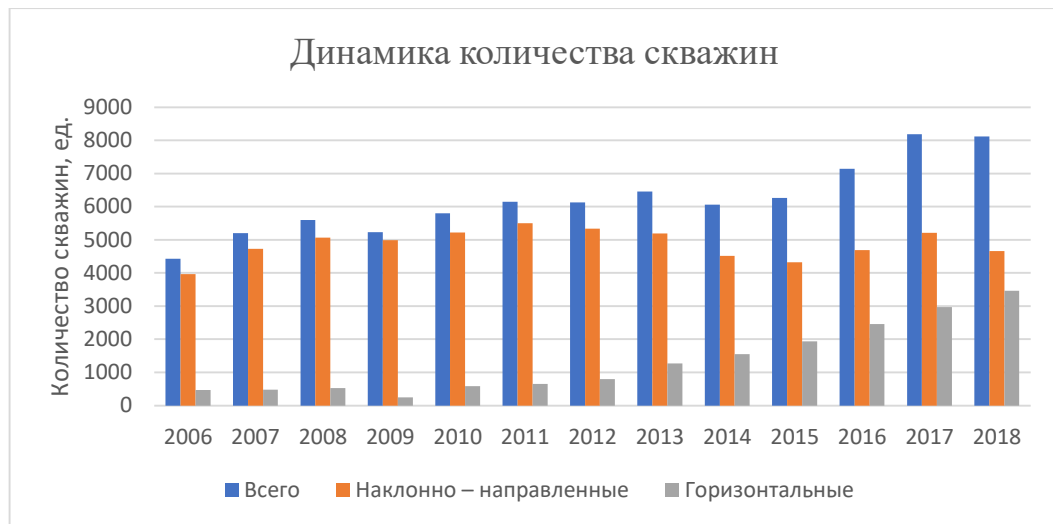


Рисунок 1.1.1 – Динамика проходки наклонно–направленного и горизонтального бурения в России [109]

При этом с 2010 г. средняя длина горизонтальных участков скважин, составляющая 300 м, в 2018 г. увеличилась до 850 м (рисунок 1.1.2), [109]. Однако увеличение средней длины горизонтальных участков сопровождается возникающими осложнениями в виде механических прихватов бурильных колонн.



Рисунок 1.1.2 – Динамика средней длины горизонтальных участков скважин [109]

При недостаточной степени очистки скважины шлам будет скапливаться в области компоновки низа бурильной колонны и способствовать механическому прихвату.

Механические прихваты могут быть вызваны следующими причинами:

1. Плохая очистка скважины от шлама.
2. Высокая кавернозность скважины.

3. Раскалиброванные стенки скважины из-за износа бурового инструмента.

4. Различные процессы, происходящие в скважине связанные со свойствами породы: химически активные породы, плавучесть различных пород, рыхлые породы, подвижные породы, механически нестабильные породы, пласты склонные к вспучиванию и осыпанию, пласты с высоким внутренним давлением.

На сегодняшний день горизонтальные участки скважин могут достигать длины в 1000 м, что приводит к множеству проблем при строительстве скважины, однако результаты эксплуатации таких скважин однозначно доказали экономическую оправданность их бурения за счёт кратного повышения их производительности. При проходке участков ствола скважины с углом наклона более 30 градусов очистка скважины от шлама затруднена из-за его выпадения на нижнюю стенку скважины. При этом кратно повышается вероятность возникновения шламовой подушки, которую трудно вымыть во время промывки скважины. Во время спускоподъёмных работ высока вероятность затяжек и прихватов из-за шламовой подушки, которая при большом объёме способна заклинить буровую колонну. Таким образом, отмеченные факторы приводят к необходимости более подробного исследования темы качества очистки ствола скважины.

1.2 Очистка ствола скважины и состояние вопроса на текущий момент

Качественная очистка ствола скважины является одним из основных факторов успешного строительства ННС и ГС. На качество очистки скважины влияют следующие факторы: плотность бурового раствора, скорость потока бурового раствора, реологические характеристики бурового раствора, режим течения бурового раствора, скорость проходки скважины, расположение бурильной колонны в скважине, угол наклона ствола скважины, наличие или отсутствие слоёв шлама, эксцентричность кольцевого пространства ствола скважины и другие факторы.

Для улучшения очистки ствола скважины применяются различные механические и химические методы. Химические методы предполагают разработку различных реагентов для буровых растворов, новых составов буровых

технологических жидкостей, способных удалить шлам с забоя скважины. К механическим методам можно отнести разработку различных конструкций и агрегатов, устанавливаемых в составе компоновки низа бурильной колонны для эффективного удаления шлама при турбулентном режиме течения бурового раствора в наклонно–направленных и горизонтальных участках скважины.

В ранее проведённых исследованиях [21,25,26,27,28,29] рассматривались различные режимы течения при бурении скважины, их преимущества и недостатки.

Из таблицы 1.2.1 следует, что вязкость бурового раствора влияет на конечную скорость осаждения частиц шлама для ламинарного и переходного режимов течения бурового раствора. При создании турбулентного потока в кольцевом пространстве скорость осаждения в меньшей степени зависит от радиуса частицы и отсутствует зависимость от вязкости бурового раствора.

Таблица 1.2.1 – Влияние режима течения бурового раствора на скорость осаждения частиц шлама [48]

Режим течения	Радиус частиц шлама	Вязкость раствора
Ламинарный	R^2	$1/\mu$
Переходный	R	$1/\mu^{0,33}$
Турбулентный	$R^{0,5}$	Зависимость от вязкости отсутствует

Как видно из таблицы 1.2.2, турбулентный поток оказывает более существенное влияние, чем вязкость и гидравлические сопротивления. Это сильно зависит от скорости потока бурового раствора и шероховатости труб, но менее зависимо от её диаметра и свидетельствует о том, что создание турбулентного потока в затрубном пространстве позволит улучшить качество очистки скважин от шлама в стволах большого диаметра. При создании турбулентного потока в затрубном пространстве, скорость осаждения в меньшей степени зависит от радиуса скважины, отсутствует зависимость от вязкости.

Таблица 1.2.2 – Влияние режима течения бурового раствора на потери давления в трубах [48]

Режим течения	Скорость потока	Диаметр трубы	Вязкость раствора	Шероховатость труб
Ламинарный	Q	1/D ⁴	μ	Не влияет
Турбулентный	Q ^{1,8}	1/D ⁵	μ ^{0,3}	Увеличивается при шероховатости

Рассмотренные зависимости позволяют сделать вывод, что одним из показателей высокого качества очистки скважины от шлама будет являться наличие турбулентного потока в затрубном пространстве, тогда как с использованием традиционного оборудования, возможно, достичь только ламинарного потока.

Проведённые ранее исследования позволяют сделать вывод, что одним из показателей высокого качества очистки скважины от шлама будет являться наличие турбулентного потока в затрубном пространстве. Российскими и зарубежными исследователями, а также компаниями разрабатываются множество разнообразных конструкций центраторов, которые могут создать турбулентный поток жидкости. Однако, при всем разнообразии конструкций и различной эффективности существующих решений для улучшения очистки ствола скважины на сегодня не существует универсального решения данной проблемы и необходимы дальнейшие исследования.

1.3 Обзор существующих технологических и технических решений для очистки наклонно - направленного и горизонтального участка ствола скважины

Известно большое количество технических устройств, которые позволяют провести очистку ствола скважины [48]. Фирма Mi-Swaco разработала буровой клапан «Well Commander», который управляется при сбрасывании шара (рисунок 1.3.1), [48].

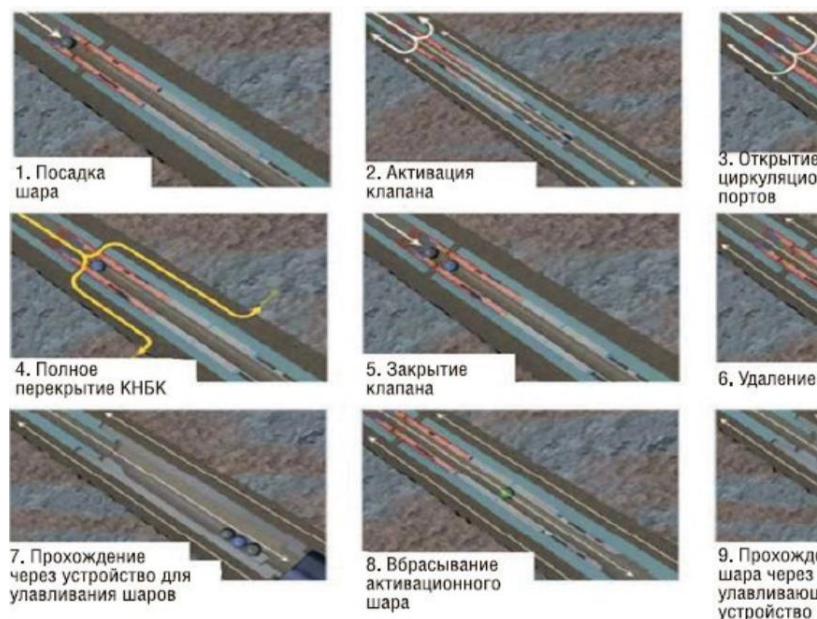


Рисунок 1.3.1 – Буровой клапан «Well Commander» производства компании Mi–Swaco [48]

1 – посадка шара в седло, 2 – активация клапана, 3 – открытие циркуляционных портов, 4 – полное перекрытие КНБК, 5 – закрытие клапана, 6 – удаление шара перекрывающего КНБК, 7 – прохождение через устройство для улавливания брошенных шаров, 8 – вбрасывание другого активационного шара, 9 – прохождение шара меньшего диаметра через улавливающее устройство

Хабибуллин И.А. [79] занимался совершенствованием транспортировки шлама в горизонтальной скважине, разработал несколько лабораторных установок с обоснованными критериями подобия, а также предложил бурильную трубу со спиральным оребрением.

Фирма «Drilling System International» предложила многократно активируемый циркуляционный переводник, который устанавливается в компоновке низа бурильной колонны в зоны потенциального образования шламовых подушек (рисунок 1.3.2), [48].



Рисунок 1.3.2 – Многократно активируемый циркуляционный переводник производства компании «Drilling System International» [48]

В работе Кадочникова В.Г. [18] предложено создание гидромеханического воздействия на скопления шлама в местах застойных зон продольно изогнутой частью бурильной колонны с регулируемой длиной и количеством полуволен в момент продольной потери устойчивости.

Компания «Paradigm Oilfield Services», «Vam Drilling» и «Hulliburton» использует и поставляет трубы со специальными выточенными канавками и выступами, которые поднимают частицы шлама (рисунок 1.3.3), (рисунок 1.3.4), [48].



Рисунок 1.3.3 – Усовершенствованная буровая труба [48]



Рисунок 1.3.4 – Усовершенствованная буровая труба [48]

Существует вращающийся турбулизатор (рисунок 1.3.5), [48] выполненный на основе толстостенной бурильной трубы, включающий в себя полость, в которой имеются втулки с вращающимися лопастями, обеспечивающие турбулизацию буровой жидкости внутри колонны.

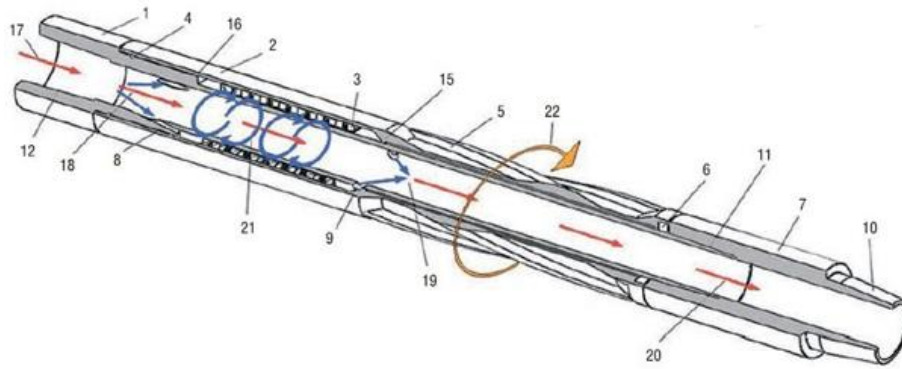


Рисунок 1.3.5 – Вращающийся турбулизатор [48]

1 – толстостенная бурильная труба с муфтой(12) и ниппелем(11), 2 – вращающаяся втулка, 3 – турбинная секция, 4 – канавка для установки шарикоподшипников, 5 – рабочее тело вращающейся втулки, 6 – подшипник с уплотнительными элементами, 7 – переводник и ниппелем(10), 8 – входные отверстия для бурового раствора, 9 – выходные отверстия для отработанного бурового раствора, 13,14 – масляные ванны, 15,16 – уплотнительная проточка, 17 – вход бурового раствора, 18 – участок отвода бурового раствора, 19 – область соединения отработавшей промывочной жидкости с основным потоком, 20 – направление движение бурового раствора, 21 – вращение турбинных секций, 22 – вращение втулки.

Российскими исследователями и компаниями разрабатываются множество различных конструкций центраторов которые могут создать турбулентный поток жидкости.

В решении Катеева Т.Р. [54] и других соавторов [54] предлагается турбулизатор–отклонитель направления потока, состоящий из основного тела (рисунок 1.3.6) с прорезями для крепления к обсадной трубе и клиньев для крепления центратора к бурильной трубе. Принцип работы основан на отклонении потока жидкости за счёт прорезей. Одно из преимуществ – устройства простота изготовления, к недостатку можно отнести большой зазор между колонной и стволом скважины.

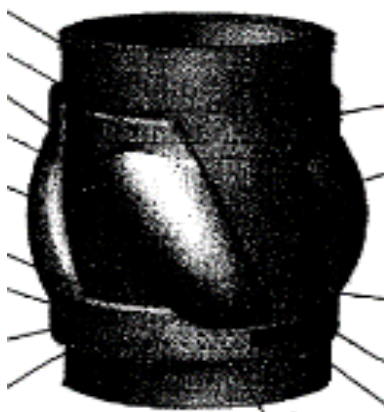


Рисунок 1.3.6 – Турбулизатор–отклонитель направления потока [54]

Катеевым Р.И. [58] и другими соавторами [58] рассматривается двухступенчатый стабилизатор буровой колонны, представленный в виде основного тела переводника (рисунок 1.3.7) с двумя стабилизирующими элементами, закреплёнными на теле переводника. Принцип работы основан на изменении положения центрирующих элементов относительно тела переводника. Преимуществом является высокая степень центрирования буровой колонны. К недостаткам можно отнести сложность изготовления и необходимость высокой квалификации обслуживающего персонала для его обслуживания.

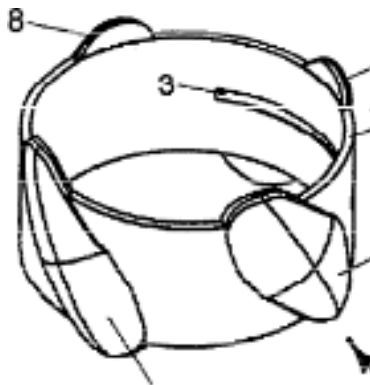


Рисунок 1.3.7 – Турбулизатор–отклонитель направления потока [58]

Проанализировав руководства по выбору центраторов разработана таблица 1.3.1 – Рекомендация по применению различных типов центраторов для бурения наклонно–направленных и горизонтальных участков скважины.

Таблица 1.3.1 – Рекомендация по применению различных типов центраторов

Применимость различных видов центраторов для различных видов	Вертикальная	Наклонно–направленная	Горизонтальная	С большим отходом от вертикали	Вращаемая колонна	Скважина с большими кавернами	Защита оборудования в колонне	Турбулизация бурового раствора
Цельный жёсткий центратор	Применимо	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Ограниченно применимо	Рекомендуется	Применимо
Защёлкивающийся жёсткий центратор	Не рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Не рекомендуется	Ограниченно применимо	Рекомендуется	Применимо
Цельный жёсткий центратор с небольшими роликами	Не рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Ограниченно применимо	Применимо	Не рекомендуется
Цельный жёсткий центратор с большими роликами	Не рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Ограниченно применимо	Применимо	Не рекомендуется
Короткий спиральный жёсткий центратор	Применимо	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Применимо	Ограниченно применимо	Применимо	Применимо
Алюминиевый центратор с жёсткими ребрами	Применимо	Применимо	Ограниченно применимо	Ограниченно применимо	Не рекомендуется	Ограниченно применимо	Не рекомендуется	Применимо
Композитный спиральный центратор	Применимо	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Применимо	Ограниченно применимо	Не рекомендуется	Применимо
Жёсткий центратор–патрубок	Применимо	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Рекомендуется	Ограниченно применимо	Применимо	Не рекомендуется

На текущий момент на рынке представлено множество технологических и технических решений для улучшения очистки ствола скважины. Существуют как простые решения в виде множественной номенклатуры центраторов представленных в таблице, так и технологически и технически сложных систем на подобие вращающегося турбулизатора, создающего турбулентный поток в трубе перед забоем.

В представленной выше таблице отображены основные виды типовых центраторов и виды профилей скважины. Исходя из неё можно сделать вывод о применимости различных видов центраторов в конкретных условиях. Наиболее перспективным видом центратора является цельный жёсткий центратор.

При всем разнообразии и эффективности существующих решений для улучшения очистки ствола скважин на сегодня не существует простого и эффективного решения данной проблемы.

1.4 Постановка цели и задачи исследования

На основе анализа современного состояния вопроса очистки наклонно–направленных и горизонтальных участков ствола скважины от шлама выявлены следующие цели и задачи.

1. Обзор и анализ существующих технических и технологических решений для качественной очистки ствола скважины.

2. Теоретический анализ турбулизирующей способности центраторов с различными профилями в рамках предположений, допускающих существование аналитического решения задачи о течении жидкости в окрестности центратора.

3. Численное моделирование технологии гидромеханической очистки с применением центратора. Оптимизация геометрии центратора для достижения его наибольшей турбулизирующей способности.

4. Лабораторные исследования технических характеристик опытного образца центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом на стенде имитации наклонно – горизонтального бурения.

5. Разработка технологии гидромеханической очистки от шлама наклонно направленных участков скважины центратором – турбулизатором для бурильных труб с вращающимся элементом.

Одной из важных характеристик центратора является его турбулизирующая способность: степень, в которой выражен турбулентный поток жидкости, поступающей в пространство рядом с центратором. Турбулентность потока вызывается вращением центратора вокруг своей оси, что приводит к завихрению промывочной жидкости.

Среди факторов, оказывающих влияние на распространение промывочной жидкости в пространстве вокруг центратора, можно выделить свойства жидкости, её расход, свойства материала центратора и окружающей среды. Варьирование некоторых из этих параметров может быть проведено для повышения эффективности работы центратора. В частности, может быть изменена геометрия самого центратора (рисунок 1.4.1). Можно сформулировать задачу определения такой геометрии центратора, которая, с одной стороны, приведёт к повышению степени выраженности турбулентности потока, а с другой стороны не приведёт к резкому снижению расхода жидкости. Для решения такой задачи рассмотрены различные варианты геометрий центраторов с учётом ранее проведённых исследований в РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина.

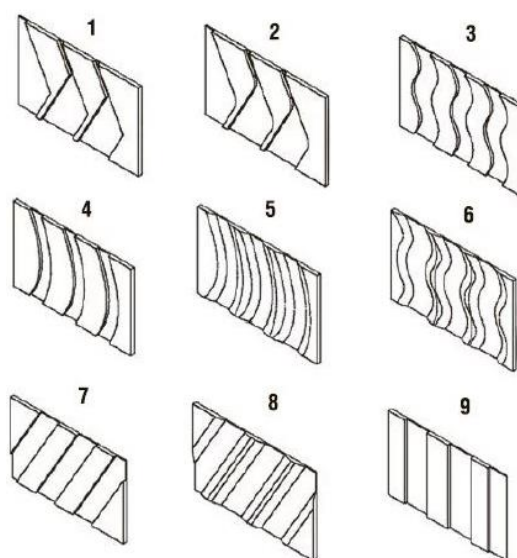


Рисунок 1.4.1 – Варианты профилей для центратора– турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом [48]

В рамках данной работы рассмотрен набор типовых геометрических профилей центраторов с позиций степени выраженности турбулентного потока промывочной жидкости. Проведётся анализ того, каким образом изменение геометрии центратора повлияет на типичные свойства турбулентного потока: среднюю скорость промывочной жидкости, характеризующее поток число Рейнольдса, величину и частоту локальных пульсаций скорости в развитом турбулентном потоке и т. д.

1.5 Разработка конструкции центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом

На кафедре Бурения нефтяных и газовых скважин, Альметьевского государственного нефтяного института разработан и запатентован центратор турбулизатор [50] с применением цифровых технологий.

Центратор– турбулизатор относится к области бурения скважин и направлен на повышение качества строительства скважин в кавернозных, наклонных и горизонтальных участках ствола скважины. Центратор состоит из полого корпуса, выполненного в виде 2 дисков, расположенных последовательно, друг за другом благодаря предлагаемой конструкции, обеспечивает повышение качества строительства кавернозного, наклонного и горизонтального участка ствола скважины за счёт турбулизации восходящего потока бурового раствора и уменьшения образования шламовой подушки.

Центратор – турбулизатор для бурильной колонны, включающий полый корпус, выполненный в виде 2 дисков, расположенных последовательно друг за другом и имеющим различные направления потока жидкости, так в первом диске, жёстко соединённом с корпусом бурильной колонны, поток бурового раствора меняет своё направление вправо и поступает на другой диск, в котором поток бурового раствора меняет своё направление влево, что приводит к турбулизации восходящего потока бурового раствора и интенсивному перемешиванию частиц шлама и уменьшению образования шламовой подушки. Приведённые рисунки поясняют суть центратора – турбулизатора, где на рисунке 1.5.1 изображён общий

вид предлагаемого центратора, рисунок 1.5.2 изображён вид центратора с низу, рисунок 1.5.3 увеличенное изображение способа крепления центратора.

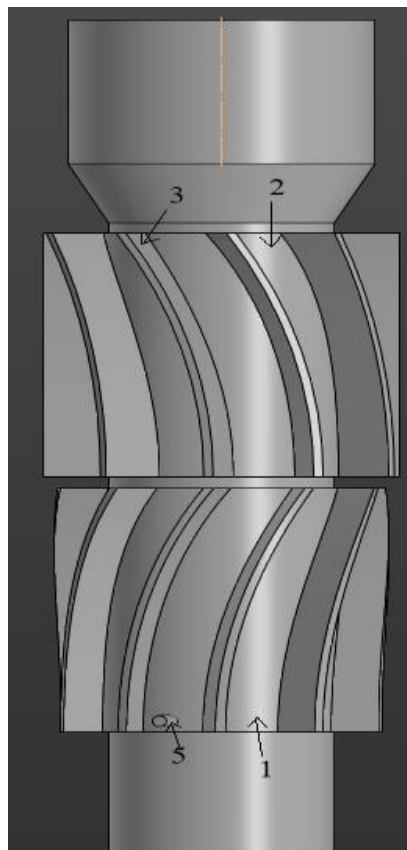


Рисунок 1.5.1 – Общий вид центратора – турбулизатора [50]

Центратор – турбулизатор содержит корпус, выполненный в виде двух дисков 1 и 2 с J образными рёбрами (рисунок 1.5.1), последние могут быть выполнены за одно целое с корпусом, например, путём литья или закреплены к нему сваркой. Такое выполнение конструкции центратора обеспечивает максимальный контакт с телом обсадной трубы, на котором закрепляют центратор. В первом диске, жёстко соединённом с корпусом буровой колонны, поток бурового раствора меняет своё направление вправо и поступает на другой диск, в котором поток бурового раствора меняет своё направление влево, что приводит к турбулизации восходящего потока бурового раствора и интенсивному перемешиванию частиц шлама и уменьшению образования шламовой подушки. Центратор по выступающим концам рёбер в сечении не больше, чем диаметр скважины с целью усиления эффекта турбулизации восходящего потока и обеспечения, тем самым, более полного удаления шлама на наклонных и горизонтальных участках ствола скважины.

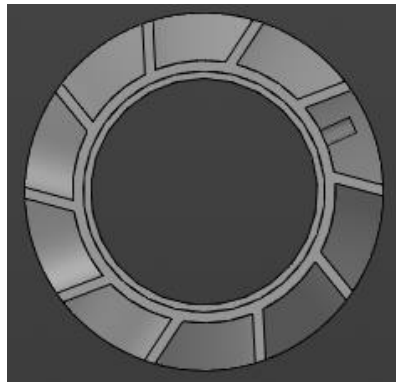


Рисунок 1.5.2 – Центратор – турбулизатор вид снизу [50]

Работа центратора заключается в следующем. Перед спуском в скважину его одевают на бурильную колонну и шпильками (5) крепят, завинчивая их в отверстия (4) с усилием так, чтобы заострённые их концы врезались в тело бурильной трубы. Затем центратор вместе с колонной бурильных труб опускают в интервал скважины, где требуется обеспечить качественное удаление шлама, например, в кавернозных, наклонных и горизонтальных участках ствола.

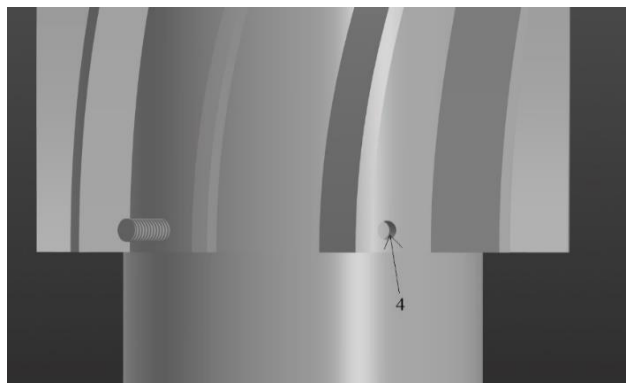


Рисунок 1.5.3 – Центратор – турбулизатор для бурильных труб с вращающимся элементом вид на крепление нижнего диска [50]

В процессе бурения участка ствола буровой раствор, попадая из трубного пространства в затрубное и проходя через оба диска, начинает турбулентное движение. При этом эффект турбулизации усиливается за счёт разнонаправленного движения потока бурового раствора. Благодаря такому выполнению конструкции центратора достигается высокое качество очистки ствола скважины, снижается его металлоёмкость, упрощается конструкция, повышается эксплуатационная надёжность скважины.

1.6 Выводы по Главе 1

На основе проведённого анализа литературных источников, посвящённых вопросам проблематики очистки скважин от выбуренной породы, можно сделать следующие выводы:

1. Наблюдается рост количества наклонно–направленных и горизонтальных скважин, строительство которых сопряжено со значительными трудностями, такими как, например, неполный вынос шлама при бурении скважины, дюнообразование, лавинное обрушение скоплений шлама, поведение неустойчивых пластов в наклонном стволе и т. д.

2. На основе проведённого анализа литературных источников, посвящённых вопросам проблематики очистки скважин от выбуренной породы, выявлено, что повышение качества очистки наклонно направленных участков скважины возможно путём гидромеханического воздействия на поток жидкости за счёт создания турбулентного режима течения бурового раствора в кольцевом пространстве.

3. Транспортирующая способность выноса шлама на поверхность главным образом зависит от конструктивных показателей различных технических устройств и гидравлических показателей промывки.

4. При всем разнообразии и эффективности существующих решений для улучшения очистки ствола скважин на сегодня не существует универсального решения данной проблемы, необходимы дальнейшие исследования.

ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ОЧИСТКЕ СТВОЛА СКВАЖИНЫ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ОКОНЧАНИЕМ

2.1 Теоретические исследования технологических и технических решений по очистке ствола скважины с горизонтальным окончанием

На первом этапе исследований проведены работы по созданию геометрических образов центратора – упрощённых моделей для теоретического анализа и детальные твердотельные модели, созданные с использованием систем автоматизированного проектирования, а также с учётом ранее проведённых исследований в РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина [99]. Создан набор профилей лопастей вращающегося колеса. В него входит 9 различных видов, соответствующих отдельным принятым в индустрии стандартам, а также их модифицированным версиям. Схема с профилями показана на рисунке 2.1.1 В данном наборе представлено 5 типов зубьев с различными профилями: шевронный, с переменной толщиной (1, 2), периодический (3, 6), дуговой профиль (4, 5), косозубый (7, 8), а также профиль с прямым зубом (9).

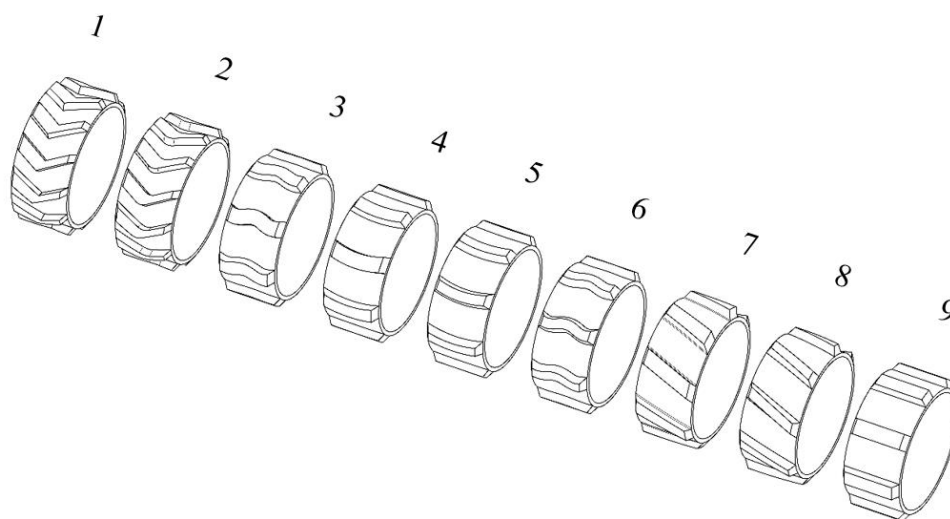


Рисунок 2.1.1 – Эскизы вариантов профилей лопастей вращающегося колеса центратора

Начальными данными для проектирования профилей являются размеры, представленные в рисунке 2.1.2 Размеры для моделирования указаны без

предельных отклонений. На рисунке 2.1.2 представлен эскиз варианта 9 профиля колеса.

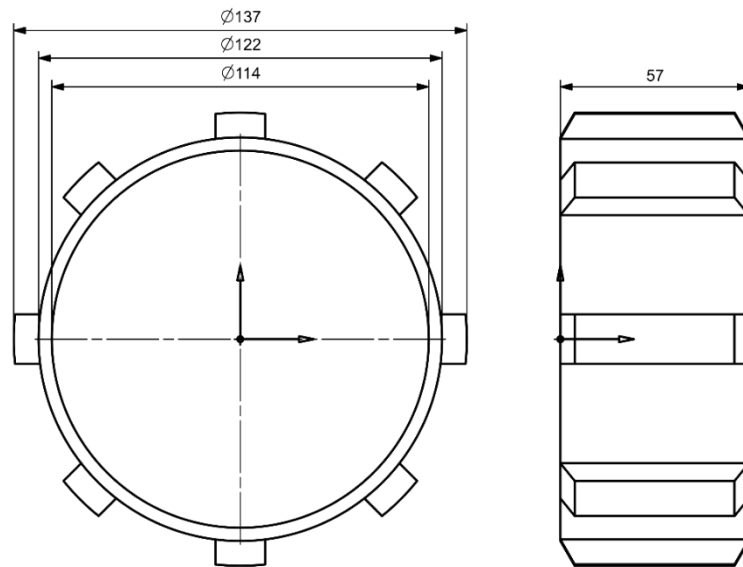


Рисунок 2.1.2 – Эскиз профиля 9 вращающегося колеса центратора

Также в наборе моделей варьировалось сечение лопасти. Предложено два вида лопастей (исключая варианты 1 и 2): лопастей прямоугольной и трапециевидной формы (рисунок 2.1.3).

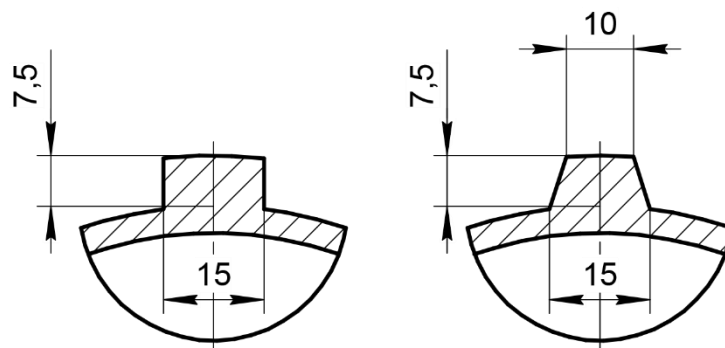


Рисунок 2.1.3 – Сечения лопастей колеса центратора

Варианты 1 и 2 имеют одинаковый шевронный профиль с переменной толщиной (1 – Рисунок 2.1.4 слева, 2 – Рисунок 2.1.4 справа) с сечением шириной 15 мм одной стороны и 7,5 с другой. Угол направления профиля – 30° . Разницей в них является скругление R10 в районе изменения толщины. Также отличием от других вариантов профиля является увеличенное количество лопастей. В представленных вариантах число лопастей – 12.

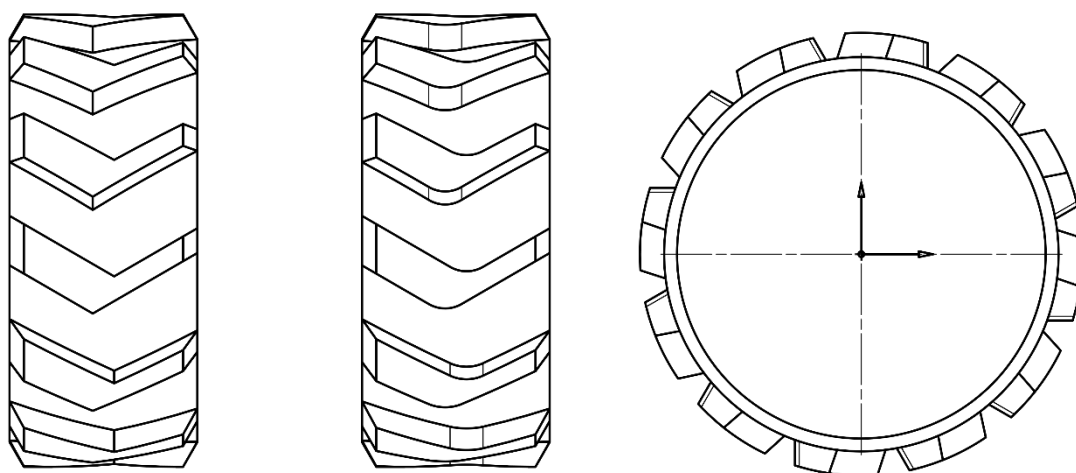


Рисунок 2.1.4 – Профили лопастей колеса центратора № 1 (слева) и № 2 (центр);
поперечное сечение (справа)

Особенностью вариантов 3 и 6 является периодический профиль. Сечение построено по проекции синусоиды (с амплитудой 2 и периодом $d/2/1.5$, где d – внутренний диаметр колеса, 114 мм) на поверхность цилиндра с длиной в 1,5 периода. Профиль 3 имеет прямое сечение лопасти (рисунок 2.1.5 слева), в то время как профиль 6 (рисунок 2.1.5 по центру) – трапецевидное. Число лопастей – 8.

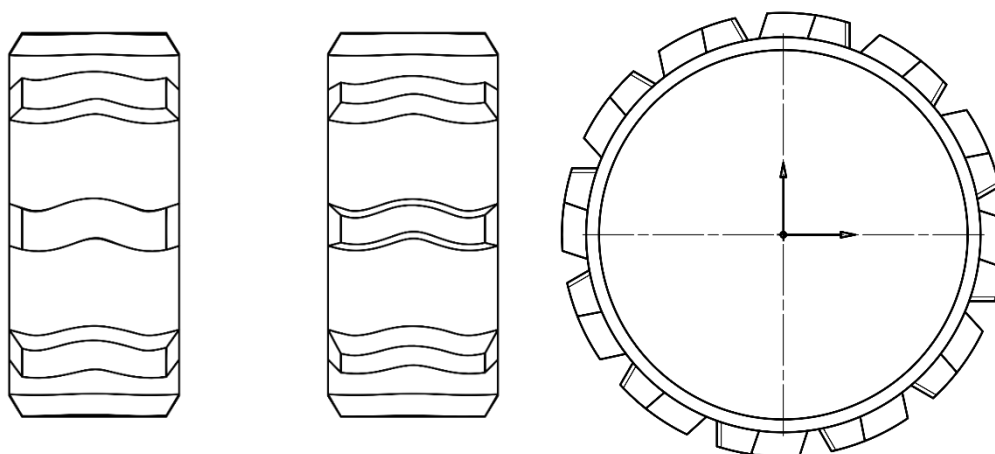


Рисунок 2.1.5 – Профили лопастей колеса центратора № 3 (слева) и № 6 (центр);
поперечное сечение (справа)

Профили лопастей центратора 4 (рисунок 2.1.6 слева) и 5 (рисунок 2.1.6 центр) выполнены заметанием сечений по проекции дуги на цилиндр. Радиус дуги – 96.4 мм, отклонение от центра колеса 4.4 мм. Профиль 4 имеет прямоугольное сечение, 5 – трапецевидное. Число лопастей – 8.

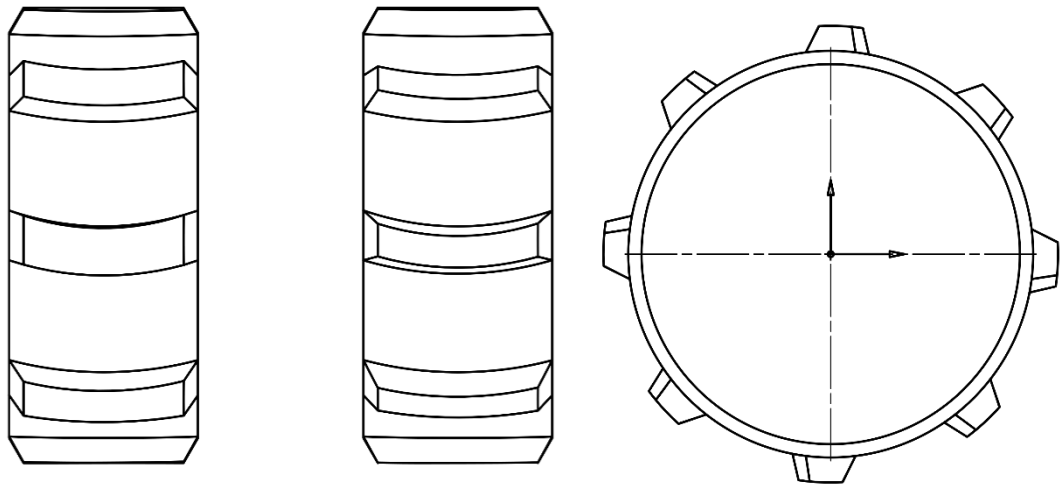


Рисунок 2.1.6 – Профили лопастей колеса центратора 4 (слева) и 5 (центр);
поперечное сечение (справа)

Профили лопастей центратора 7 (Рисунок 2.1.7 слева) и 8 (Рисунок 2.1.7 центр) выполнены заметанием сечений по проекции прямой на цилиндр. Прямая имеет угол отклонения от оси цилиндра 20° . Профиль 7 имеет прямоугольное сечение, 8 – трапецевидное. Количество зубьев – 8.

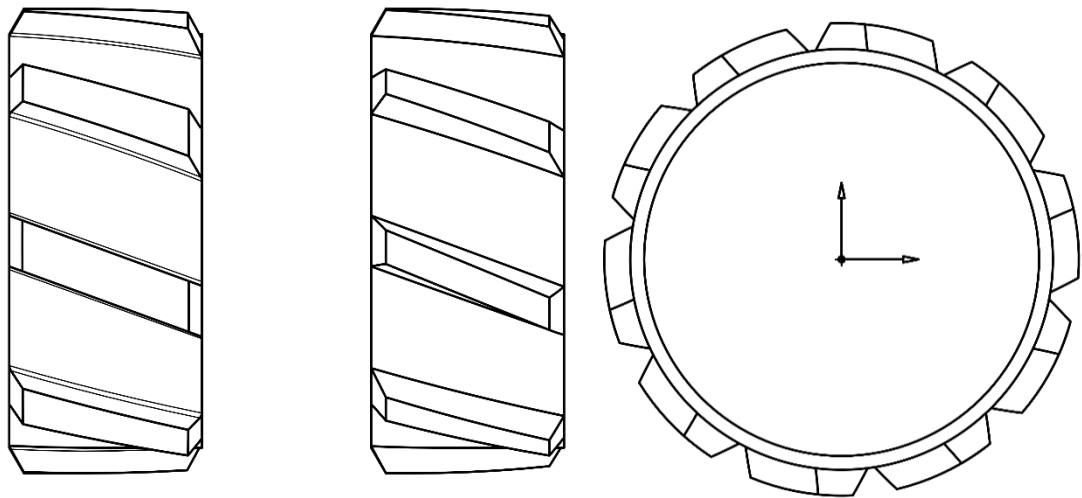


Рисунок 2.1.7 – Профили лопастей колеса центратора 7 (слева) и 8 (центр);
поперечное сечение (справа)

Профиль лопасти 9 выполняется простым выдавливанием прямоугольного профиля вдоль оси цилиндра. Эскиз представлен на рисунке 2.1.8

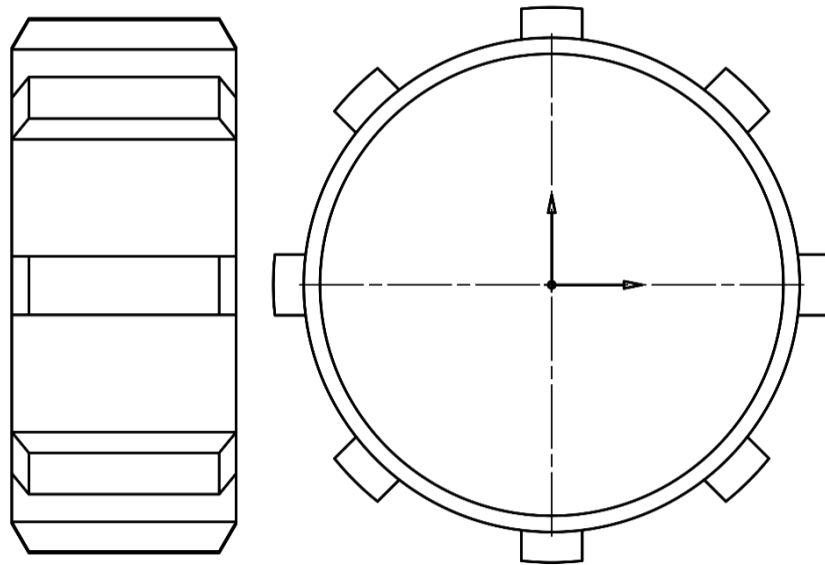


Рисунок 2.1.8 – Профиль лопасти колеса центратора 9 и поперечное сечение

Для проведения численного моделирования необходимо иметь сборку, состоящую из четырёх деталей: двух моделей колеса, модели вала, а также модели, имитирующей колонну. Последняя модель необходима для задания граничных условий потока жидкости, прогоняемой через центратор. Она получена вычитанием суммарного объёма вала и колёс центратора из объёма цилиндра колонны. На рисунке 2.1.9 представлена разнесённая схема сборки для профиля 8.

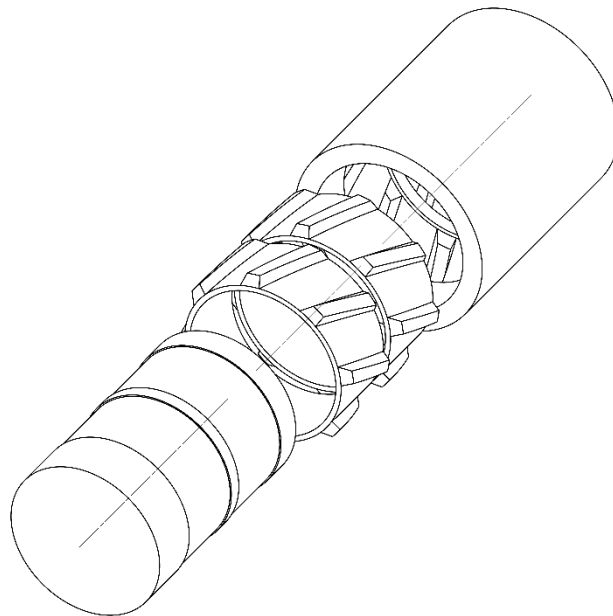


Рисунок 2.1.9 – Разнесённая схема сборки для профиля 8

В результате подготовительных работ построены 9 различных CAD сборок с представленными версиями профилей лопастей колеса центратора по заданным

геометрическим размерам. Данные модели представлены в стандартном формате систем автоматизированного проектирования.

В дальнейшем на их основе будет построена конечно–элементная модель, необходимая для проведения численного анализа. Тем не менее, перед проведением численного анализа необходимо проведение теоретического расчёта для предварительного исследования турбулизирующей способности центратора, в ходе которого должен быть сформулирован строгий математический алгоритм, согласно которому следует сравнивать турбулизирующие способности центраторов, соответствующих различным геометриям, а также получены предварительные оценки того, какая из геометрий является предпочтительной для достижения максимальной турбулизирующей способности. Теоретическому анализу посвящён следующий раздел.

2.2 Анализ теоретических исследований технологических решений по очистке ствола скважины с горизонтальным окончанием

Теоретическое исследование гидродинамических процессов, в том числе, учитывающих переход течения в турбулентный режим, затруднено различными факторами. В первую очередь можно отметить сложную геометрическую форму рассматриваемой задачи и естественным образом следующую из неё математическую сложность постановки граничных условий. Кроме того, как широко известно, описание турбулентного потока теоретическими методами затруднено случайностью процессов и необходимостью исследовать устойчивость возмущений, возникающих в жидкости. В рамках данного исследования представлен ряд теоретических решений, существующих для упрощённых постановок задачи, которые могут быть в дальнейшем использованы для анализа результатов численного решения.

В рамках исследования рассмотрена задача о турбулентном потоке жидкости в зазоре между двумя коаксиальными цилиндрами, внутренний из которых вращается вокруг оси. При этом наружная поверхность внутреннего цилиндра может быть неидеальной: его радиус является функцией от полярного угла и

координаты вдоль оси цилиндра. Кроме того, внутренний цилиндр состоит из двух частей, одна из которых может рассматриваться как неподвижная. Схематическое представление рассматриваемой задачи показано на рисунке 2.2.1.

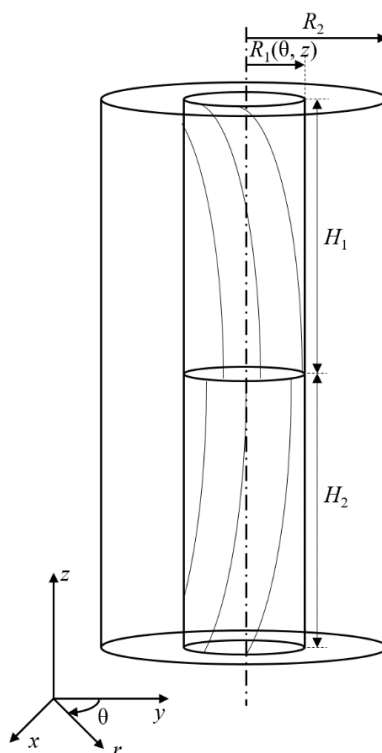


Рисунок 2.2.1 – Схема рассматриваемой задачи [35]

Течение жидкости может быть рассмотрено как течение вокруг центратора, представляемого двумя соосными цилиндрами со сложной зависимостью радиуса от полярного угла и координаты вдоль оси цилиндров. При этом сами цилиндры могут вращаться вокруг своей оси с определённой частотой. Без ограничения общности можно считать один из цилиндров (нижний) неподвижным. С внешней стороны течение жидкости ограничено неразрушенной породой: для получения аналитического решения наиболее очевидным выглядит выбор внешней границы так же, как цилиндра, соосного центратору.

С учётом осевой симметрии задачи естественным представляется использование цилиндрической системы координат, тремя координатами являются: расстояние вдоль оси z , радиус r , полярный угол θ . Движение жидкости для рассматриваемой задачи описывается уравнением Навье–Стокса (2.1):

$$\rho \left[\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \nabla) \mathbf{v} \right] = -\text{grad } p + \eta \Delta \mathbf{v} + \left(\zeta + \frac{\eta}{3} \right) \text{grad div } \mathbf{v}, \quad (2.1)$$

где ρ – плотность жидкости, $\mathbf{v}$ – вектор скорости жидкости, p – давление, величины ζ и η определяются как коэффициенты вязкости. В случае рассмотрения несжимаемой вязкой жидкости уравнение упрощается (2.2):

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \nabla) \mathbf{v} = -\frac{1}{\rho} \text{grad } p + \frac{\eta}{\rho} \Delta \mathbf{v}. \quad (2.2)$$

Используемые дифференциальные операторы – градиент *grad*, дивергенция *div*, лапласиан Δ – изменяются по сравнению с обыкновенной записи при использовании криволинейных систем координат. В рассматриваемом случае представляет интерес покомпонентная запись выражения в цилиндрических координатах, имеющая вид (2.3, 2.3') (используем компоненты вектора скорости $\mathbf{v}$ в цилиндрических координатах: скорость v_r в направлении радиуса r , v_θ в направлении θ , v_z в направлении z):

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_r}{\partial t} + (\mathbf{v} \nabla) v_r - \frac{v_\theta^2}{r} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\eta}{\rho} \left(\Delta v_r - \frac{v_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right), \\ \frac{\partial v_\theta}{\partial t} + (\mathbf{v} \nabla) v_\theta - \frac{v_\theta v_r}{r} &= -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\eta}{\rho} \left(\Delta v_\theta - \frac{v_\theta}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right), \\ \frac{\partial v_z}{\partial t} + (\mathbf{v} \nabla) v_z - \frac{v_\theta v_r}{r} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\eta}{\rho} \Delta v_z, \end{aligned} \quad (2.3)$$

где:

$$(\mathbf{v} \nabla) = v_r \frac{\partial}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial}{\partial z}, \quad \Delta = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}. \quad (2.3')$$

Уравнения движения должны быть решены для поставленных начальных граничных условий. Аналитические решения могут быть найдены для установившегося режима течения. Естественной является постановка граничных условий по прилипанию жидкости к границам задачи (2.4):

$$\begin{aligned} v_r|_{r=R_1(z, \theta)} &= 0, & v_r|_{r=R_2} &= 0, \\ v_\theta|_{r=R_1(z, \theta)} &= \Omega R_1(z, \theta), & v_\theta|_{r=R_2} &= 0, \\ v_z|_{r=R_1(z, \theta)} &= u_z, & v_z|_{r=R_2} &= 0. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Левая триада граничных условий обеспечивает отсутствие проскальзывания между жидкостью в пристеночном слое и лопастями центратора. Отдельного внимания заслуживает второе граничное условие: скорость движения жидкости вдоль полярного угла должна совпадать с линейной скоростью вращения лопастей, то есть с произведением угловой скорости вращения Ω центратора и его радиуса (зависящего, как было рассмотрено в предыдущем разделе, от координаты вдоль оси и самого полярного угла). Третье граничное условие из левой триады соответствует тому, что скорость движения центратора вдоль оси должна совпадать со скоростью движения жидкости в пристеночном слое.

Правая триада граничных условий обеспечивает прилипание жидкости к области неразрушенной породы и не требует дополнительных пояснений.

Система уравнений (2.3) с граничными условиями (2.4) представляет собой общую постановку задачи о движении жидкости в окрестности центратора. Ее полное решение для произвольной функции $R_1(z, \theta)$, отвечающей профилю центратора, не может быть найдено аналитическим методом. Численное решение этой задачи с помощью метода конечных элементов для набора профилей центраторов представлено в заключительных разделах отчёта. Тем не менее, аналитическое решение этой задачи также может быть найдено в условиях определённых ограничений на функцию $R_1(z, \theta)$. Аналитические решения для набора упрощённых профилей центраторов $R_1(z, \theta)$ представлены далее в разделе.

В первую очередь следует выписать известное решение задачи (2.3) для простейшего случая $R_1(z, \theta) = R_1 = \text{const}$; $\Omega = 0$ (течение жидкости в трубе кольцевого сечения). В этом случае скорость жидкости зависит только от координат r и θ , а соответствующие компоненты вектора скорости нулевые. Из системы уравнений (2.3) остаётся (2.5):

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} \right), \quad (2.5)$$

В случае осевой симметрии также наблюдается отсутствие зависимости скорости от полярного угла. Для случая установившегося течения выражение упрощается до (2.6):

$$\frac{\eta}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) = \frac{\partial p}{\partial z} . \quad (2.6)$$

Общее решение этого уравнения (2.7):

$$v_z = \frac{1}{4\eta} \frac{\partial p}{\partial z} r^2 + a \ln r + b \quad (2.7)$$

Постоянные интегрирования a и b для случая кольцевого сечения определяются (2.8) через внутренний R_1 и внешний R_2 радиусы:

$$a = \frac{1}{4\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{R_1^2 - R_2^2}{\ln R_2 / R_1}, \quad b = \frac{1}{4\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{R_1^2 \ln R_2 - R_2^2 \ln R_1}{\ln R_2 / R_1} . \quad (2.8)$$

После упрощений решение (2.7) принимает вид (2.9):

$$v_z = \frac{1}{4\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \left(r^2 - R_2^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2 / R_1} \ln \frac{r}{R_2} \right) \quad (2.9)$$

Важно отметить, что это общее решение пропорционально градиенту давления p , в его отсутствие течения жидкости не происходит. Это решение можно рассматривать как первое приближение к описанию течения вокруг неподвижной части внутреннего элемента.

Другая вспомогательная задача рассматривает именно случай отсутствия градиента давления, однако в ней не пренебрегается вращением центратора. Рассмотрим движение между неподвижной внешней границей и внутренней границей, вращающейся с угловой скоростью Ω . В отсутствие градиента давления в ноль обращается скорость v_z и производные по координате z . Скорость в радиальном направлении v_r и производные по полярному углу θ также должны обращаться в ноль для сохранения осевой симметрии. В таком случае уравнения движения (2.3) упрощаются до (2.10):

$$\begin{aligned} \frac{v_\theta^2}{r} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}, \\ 0 &= \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) - \frac{v_\theta}{r^2} \right). \end{aligned} \quad (2.10)$$

Второе из уравнений (2.10) имеет общее решение (2.11):

$$v_\theta = cr + d/r . \quad (2.11)$$

Из граничных условий $v_\theta(r = R_1) = \Omega R_1$ и $v_\theta(r = R_2) = 0$ могут быть найдены константы и частное решение (2.12):

$$v_\theta = -\frac{\Omega R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} r + \frac{\Omega R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \frac{1}{r}. \quad (2.12)$$

Далее рассмотрим приближенную к реальности задачу: внутренний цилиндр вращается с угловой скоростью Ω , перепад давлений вдоль оси присутствует. В этом случае в ноль обращаются радиальная скорость v_r , а также производные по полярному углу θ и координате вдоль оси z . Система уравнений движения (2.3) упрощается до (2.13):

$$\begin{aligned} \frac{v_\theta^2}{r} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}, \\ 0 &= \frac{\eta}{\rho} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) - \frac{v_\theta}{r^2} \right), \\ \frac{\eta}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) &= \frac{\partial p}{\partial z}. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Несложно заметить, что второе и третье дифференциальные уравнения уже были получены выше (2.6), (2.10), соответственно, их решения (2.9), (2.12) могут быть использованы для поиска поля скоростей по принципу суперпозиции.

Далее необходимо учесть поступательное движение внутреннего цилиндра относительно внешнего. Пусть внутренний цилиндр движется вдоль своей оси со скоростью u_z . Пользуясь принципом суперпозиции, решение вновь можно составить как векторную сумму скорости v_z , определяемой поступательным движением цилиндра вдоль оси, и скорости v_θ , определяемой вращением внутреннего цилиндра. Вторая из этих скоростей останется неизменной и будет определяться выражением (2.12). Рассмотрим скорость v_z . Решение для этой скорости будет найдено аналогично решению (2.7), поскольку соответствующие компоненты скоростей и производные по-прежнему будут обращаться в ноль. Однако поиск констант a и b в решении (2.7) будет определяться условиями (2.14):

$$v_z|_{r=R_1(z, \theta)} = u_z, \quad v_z|_{r=R_2} = 0. \quad (2.14)$$

В этом случае константы определяются как (2.15):

$$a = \frac{1}{4\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{R_1^2 - R_2^2}{\ln R_2 / R_1} - \frac{u_z}{\ln R_2 / R_1}, \quad b = \frac{1}{4\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{R_1^2 \ln R_2 - R_2^2 \ln R_1}{\ln R_2 / R_1} + \frac{u_z \ln R_2}{\ln R_2 / R_1}, \quad (2.15)$$

а частное решение уравнения (2.6) для граничных условий (2.14) будет иметь вид (2.16):

$$v_z = \frac{1}{4\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \left(r^2 - R_2^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2 / R_1} \ln \frac{r}{R_2} \right) - u_z \frac{\ln r / R_2}{\ln R_2 / R_1}. \quad (2.16)$$

Таким образом, после использования принципа суперпозиции, решение задачи (2.3) с граничными условиями (2.4) для простейшего случая $R_1(z, \theta) = R_1 = \text{const}$ будет иметь вид (2.17):

$$\mathbf{v} = \begin{pmatrix} v_r \\ v_\theta \\ v_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{\Omega R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} r + \frac{\Omega R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \frac{1}{r} \\ \frac{1}{4\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \left(r^2 - R_2^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2 / R_1} \ln \frac{r}{R_2} \right) - u_z \frac{\ln r / R_2}{\ln R_2 / R_1} \end{pmatrix}. \quad (2.17)$$

Расход жидкости Q_z через поперечное сечение определяется путём интегрирования (2.18):

$$Q_z = \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} v_z(r) r dr d\theta = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} v_z(r) dr = \frac{1}{16\eta} \frac{\partial p}{\partial z} (R_2^4 - R_1^4) - \frac{R_2^2}{8\eta} \frac{\partial p}{\partial z} (R_2^2 - R_1^2) - u_z R_2^2. \quad (2.18)$$

Система уравнений (2.17) – (2.18) позволяет проанализировать поведение потока жидкости с точки зрения перехода в турбулентный режим в простейшем случае постоянного сечения внутреннего цилиндра. Согласно опубликованным литературным источникам, переход течения в турбулентный режим осуществляется при достижении числом Рейнольдса значения 2300, при этом число Рейнольдса для рассматриваемой задачи следует брать как (2.19):

$$\text{Re} = 2 \frac{|\mathbf{v}|_{\max} \rho}{(R_2 - R_1) \eta}. \quad (2.19)$$

Модель вектора скорости определяется как (2.20):

$$|\mathbf{v}| = \sqrt{\left(-\frac{\Omega R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} r + \frac{\Omega R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \frac{1}{r} \right)^2 + \left(\frac{1}{4\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \left(r^2 - R_2^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2 / R_1} \ln \frac{r}{R_2} \right) - u_z \frac{\ln r / R_2}{\ln R_2 / R_1} \right)^2}. \quad (2.20)$$

Критерием перехода течения в турбулентный режим будем считать достижение числом Рейнольдса (2.19) значения 2300 при подстановке в это выражение максимального значения выражения (2.20). Ключевыми параметрами, которые могут быть проварьированы, являются угловая скорость вращения внутреннего цилиндра Ω и поступательная скорость его движения u_z . На рисунке 2.2 представлены результаты расчётов профилей компонент вектора скорости как функции от радиальной координаты для следующих значений остальных величин, использующихся при моделировании: $R_1 = 58$ мм, $R_2 = 73$ мм (радиус вала, на котором расположены центраторы и радиус цилиндра, имитирующего колонну); $\eta = 10$ Па·с (характерное значение вязкости бурового раствора “TBR–MudMax”); $\partial p / \partial z = 0,115$ атм./м (характерный градиент давления, вызванного силой тяжести); $\rho = 1150$ кг/м³ (характерное значение вязкости бурового раствора “TBR–MudMax”). Для построения рисунка 2.2.2 использованы типичные значения угловой скорости вращения внутреннего цилиндра $\Omega = 31$ рад/с (что соответствует частоте вращения 300 оборотов в минуту или 5 Гц) и скорости поступательного движения внутреннего цилиндра $u_z = 1.17$ м/с. Рисунок дополнен расчётным значением числа Рейнольдса Re , отнесённого к 2300: в той зоне, в которой $Re/2300$ превосходит единицу, можно ожидать развитой турбулентности. Несложно заметить, что это условие выполняется практически везде, то есть одновременное вращение внутреннего цилиндра и его продвижение по оси с заданными параметрами приводит к формированию турбулентного потока.

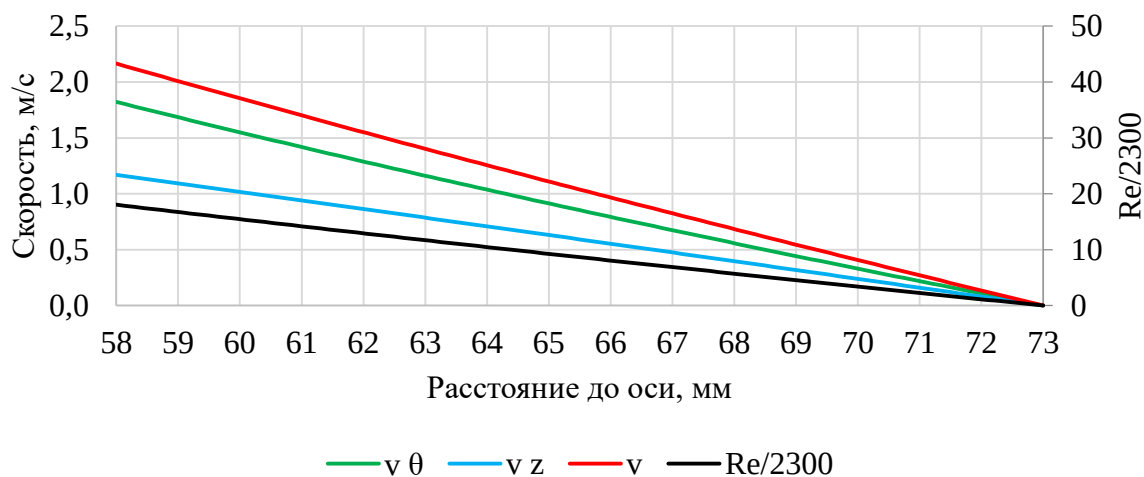


Рисунок 2.2.2 – Типичные распределения скорости потока по сечению

В дальнейшем для качественного анализа степени выраженности турбулентного режима течения будут использованы два параметра: $Re_{max}/2300$, отвечающий числу Рейнольдса, рассчитанному по максимальному значению скорости; $Re_{aver}/2300$, отвечающий числу Рейнольдса, рассчитанному по среднему значению скорости. Эти параметры могут характеризовать степень выраженности турбулентности потока. Помимо них также будет определена средняя скорость потока A ; (2.21) как среднее значение модуля скорости жидкости по сечению.

На рисунке 2.2.3 изображена зависимость указанных чисел Рейнольдса и средней скорости от расхода жидкости, определяемого по выражению (2.18). Следует отметить, что ненулевые числа Рейнольдса наблюдаются для нулевых расходов вследствие независимого учёта вращения внутреннего цилиндра Ω и скорости потока жидкости u_z . Их независимое рассмотрение было возможным благодаря неучету профиля центратора: моделировалось независимое движение внутреннего цилиндра по оси и его вращение. Ясно, что в реальных условиях величина u_z , соответствующая расходу жидкости, находится в функциональной зависимости со скоростью вращения центратора и его геометрической формой. Точное изучение этих вопросов в рамках теоретической постановке не представляется возможным, поскольку полный учёт геометрии центратора лишает возможности обращать в ноль различные составляющие выражений (2.3), не давая тем самым возможности искать аналитические решения наподобие (2.17). Тем не менее, именно зависимость частоты вращения и расхода позволяет использовать это решение для теоретического анализа турбулизирующей способности центратора на качественном уровне.

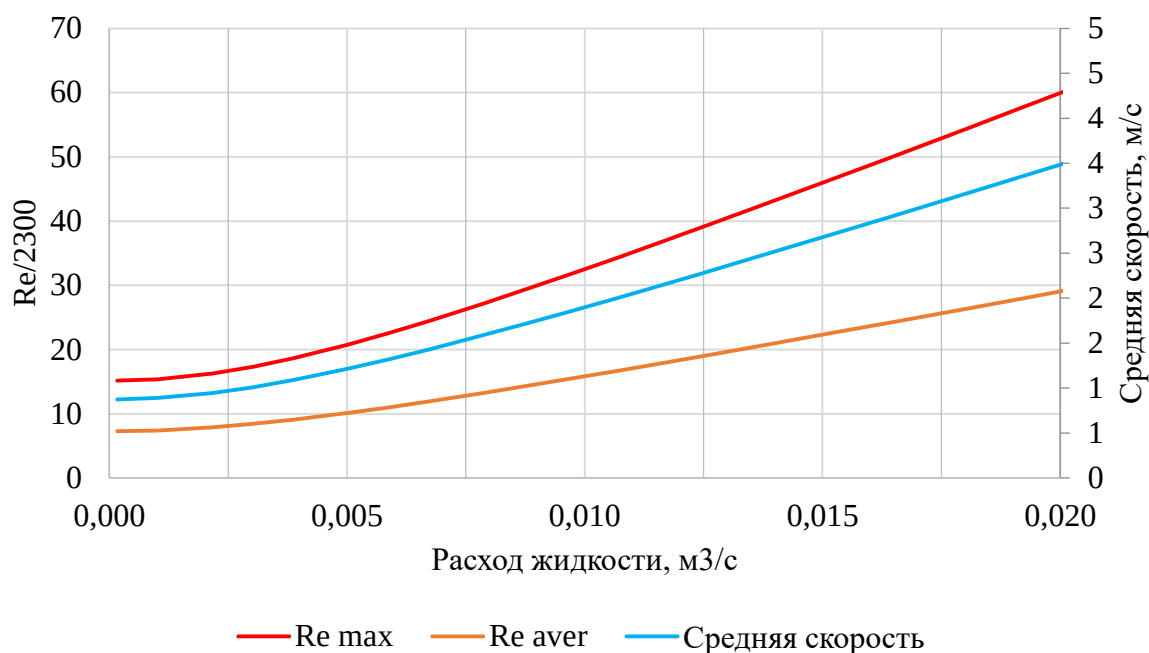


Рисунок 2.2.3 – Зависимость степени выраженности турбулентности от расхода жидкости.

Основным отличием реальных центраторов от рассмотренной модели с математической точки зрения является ярко выраженная зависимость радиуса внутреннего цилиндра от полярной координаты и координаты вдоль оси цилиндра: $R_1(z, \theta)$. Явный вид этой функции определяет сечения конкретных моделей центратора, описанных в предыдущем разделе. Прямое введение их в теоретическое рассмотрение значительно ограничивает возможности аналитического описания. Несмотря на то, что конкретные точные математические результаты для используемых моделей центратора получены быть не могут, ниже представлено описание того, какой алгоритм может быть использован для анализа.

Предположим, что зависимость профиля центратора от полярного угла $R_1(\theta)$ в некотором сечении известна. Функция $R_1(\theta)$ может быть переписана в виде (2.22):

$$x^2 + y^2 = f(\arctg y/x), \quad (2.22)$$

где функция f определяет геометрическое место точек, принадлежащих внешнему контуру центратора. Частным случаем такой функции является рассмотренный выше вариант (2.22’):

$$x^2 + y^2 = R_1^2. \quad (2.22')$$

Решение гидродинамической задачи для этого случая получено выше – выражения (2.17). В случае, если функция f отлична от константы, предлагается воспользоваться следующим подходом: рассмотреть отображение комплексных координат $x + iy$ (i – мнимая единица) в координаты $x' + iy'$, такие, что $f(\text{arctg } y'/x') = \text{const}$. В общем случае такое отображение может быть получено с помощью интеграла Кристоффеля–Шварца, переводящего поперечное сечение центратора, приближенное замкнутым n -угольником, в окружность. Тогда решение (2.17) будет справедливо для образов вершин многоугольника $x' + iy'$, а решение для исходной геометрии $x + iy$ будет найдено при подстановке в (2.17) обратного преобразования. Сложность такого решения связана с необходимостью вычисления n -кратного комплексного интеграла Кристоффеля–Шварца, поэтому общий случай далее рассматриваться не будет.

Центратор, модель которого изображена на рисунке 1.9, отличается тем, что для близкой к нему модели существуют аналитические решения. Решения, которые далее будут использоваться применимы для случая, при котором функция $R_1(\theta)$ может быть записана в виде (2.23):

$$R_1(\theta) = R_0 + \Delta R \cdot \left[\sum_{j=0}^N (\Theta(\theta + j\theta') - \Theta(\theta + \Delta\theta + j\theta')) \right], \quad (2.23)$$

где R_0 – минимальное значение радиуса внутреннего цилиндра, ΔR – разница между максимальным и минимальным значениями радиуса, $\Theta(\theta)$ – ступенчатая функция Хевисайда ($\Theta(\theta) = 1$ для $\theta > 0$, $\Theta(\theta) = 0$ для $\theta < 0$), $\Delta\theta$ – угловое расстояние зоны, в которой радиус максимален, $\theta' - \Delta\theta$ – угловое расстояния между такими зонами, N – количество зон (рисунок 2.2.4)

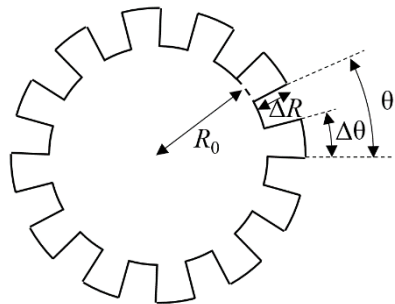


Рисунок 2.2.4 – Сечение с существующим аналитическим решением

Более того, существующие аналитические решения допускают рассмотрение случаев, в которых сечения внутреннего цилиндра в различных плоскостях (для разных координат z) повторяют друг друга с точностью до поворота на полярный угол. Допускается зависимость от координаты z (2.24):

$$R_1(\theta) = R_0 + \Delta R \cdot \left[\sum_{j=0}^N (\Theta(\theta + j\theta' + \theta_0(z)) - \Theta(\theta + \Delta\theta + j\theta' + \theta_0(z))) \right], \quad (2.24)$$

где $\theta_0(z)$ – угол поворота сечения, изображённого на рисунке 2.4, зависящий от координаты вдоль оси цилиндра. В существующей литературе представлены решения для различных видов этих функций, в частности, для случая, приближенного к рисунку 1.8 (2.25):

$$\theta_0(z) = \theta_{const} z / z_0 \quad (2.25)$$

(θ_{const} – угол, на который сечение поворачивается при прохождении полной длины центратора z_0), существует приближенное решение, связывающее между собой частоту вращения внутреннего цилиндра Ω , локальный (для текущего z) угол между лопастью центратора и осью z , а также расход жидкости Q_z (2.26):

$$Q_z = \pi R_0^2 (\theta' - \Delta\theta) \Omega \sqrt{\frac{1 - \cos \beta(z)}{\cos \beta(z)}}, \quad (2.26)$$

где β – угол между плоскостью лопасти центратора и осью системы. Для случая (2.25) $\beta = \text{const}$, поэтому выражение (2.26) переходит в (2.27):

$$Q_z = \pi R_0^2 (\theta' - \Delta\theta) \Omega \sqrt{\frac{1 - \cos \beta_{const}}{\cos \beta_{const}}}, \quad (2.27)$$

где β_{const} – постоянный угол между лопастью центратора и его осью.

Полезно также записать соответствующую скорость потока u_z (2.28):

$$u_z = \frac{R_0^2}{R_2^2 - R_0^2 - \Delta R^2 \frac{\Delta\theta}{\theta'}} (\theta' - \Delta\theta) \Omega \sqrt{\frac{1 - \cos \beta(z)}{\cos \beta(z)}}. \quad (2.28)$$

Потенциальный интерес для дальнейшего исследования представляет рассмотрение произвольных функций $\theta_0(z)$ с точки зрения турбулизирующей способности. Далее будут рассмотрены только функции, соответствующие геометрическим моделям, представленным в предыдущем разделе.

Заключительным вопросом, касающимся турбулизирующей способности, который может быть рассмотрен с теоретических позиций, является вопрос частоты и амплитуды создаваемого центратором турбулентного потока. Известно, что теоретическое описание потока с развитой турбулентностью представляет значительные трудности, строгая математическая теория потока с развитой турбулентностью не построена. Тем не менее, существующие методы оценки определенных параметров турбулентного потока позволяют судить о нем на качественном уровне (с точностью до порядка величины).

В первую очередь можно остановиться на вопросе частоты турбулентного потока. Согласно основным положениям существующей теории, частоты крупномасштабных пульсаций в развитом турбулентном потоке по порядку величины соответствуют отношению средней скорости потока $\langle v \rangle$ к линейному геометрическому размеру области, в которой отсутствуют резкие изменения геометрии задачи. Используя выражение (2.21) и рисунок 2.2.4 можно записать, что характерная частота крупномасштабных пульсаций v_{turb} с точностью до порядка определяется выражением (2.29):

$$v_{turb} \approx \frac{\langle v \rangle}{R_0 (\theta' - \Delta\theta)} = \frac{2 \int_{R_1}^{R_2} |v| dr}{R_0 (R_2^2 - R_1^2) (\theta' - \Delta\theta)}, \quad (2.29)$$

где модуль скорости определяется выражением (2.20) с заменой R_1 на R_0 . Поскольку в выражение (2.20) независимо входит и частота вращения центратора Ω , и скорость движения центратора относительно неподвижной внешней среды u_z , и перепад давления dp/dz , выражение (2.28) может быть использовано для замыкания системы: в общем виде приближенная теоретическая оценка частоты турбулентного потока имеет вид (2.30):

$$v \approx \frac{2 \int_{R_0}^{R_2} \sqrt{\left(-\frac{\Omega R_1^2}{R_2^2 - R_0^2} r + \frac{\Omega R_0^2 R_2^2}{R_2^2 - R_0^2} \frac{1}{r} \right)^2 + \left(\frac{1}{4\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \left(r^2 - R_2^2 - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2 / R_0} \ln \frac{r}{R_2} \right) - u_z \frac{\ln r / R_2}{\ln R_2 / R_0} \right)^2} dr}{R_0 (R_2^2 - R_0^2) (\theta' - \Delta\theta)}, \quad (2.30)$$

(здесь в выражение (2.29) подставлена средняя скорость (2.20)), где u_z и Ω связаны между собой соотношением (2.31):

$$u_z = \frac{R_0^3}{R_2^2 - R_0^2} (\theta' - \Delta\theta) \Omega \sqrt{\frac{1 - \cos \beta(z/z_0)}{\cos \beta(z/z_0)}}, \quad (2.31)$$

а dp/dz определяется расходом жидкости (2.32):

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{16\eta(Q_z + u_z R_2^2)}{(R_2^4 - R_0^4) - 2R_2^2(R_2^2 - R_0^2)}. \quad (2.32)$$

Для удобства зависимость угла между плоскостью лопасти центратора и осью системы от координаты вдоль оси $\beta(z)$ будет записана в безразмерном виде $\beta(z/z_0)$, где z_0 – длина центратора. Также для определенных профилей возможно существование зависимостей свойств сечения – разницы максимального и минимального радиуса ΔR , углового размера лопасти $\Delta\theta$ и шага θ' – от координаты вдоль оси. Эти зависимости приводят к необходимости уточнения расчета средней скорости: вместо выражения (2.21) следует использовать (2.33):

$$\langle \mathbf{v} \rangle = \frac{\int_V |\mathbf{v}| dr d\theta dz}{\int_V dr d\theta dz} = \frac{2 \int_0^{z_0} \left(\int_{R_1}^{R_2} |\mathbf{v}(r, z)| dr \right) dz}{z_0 (R_2^2 - R_1^2)}, \quad (2.33)$$

Следует также отметить, что в соответствии с законом Колмогорова–Обухова при турбулентном течении реализуются разномасштабные пульсации, соответствующие разным частотам. Хотя пульсации на частоте (2.29) будут наиболее выраженными, мелкомасштабные пульсации на более высоких частотах также присутствуют. Для оценки может быть использовано выражение верхнего предела частоты $\nu_{\max}$ турбулентного потока (2.34):

$$\nu_{\max} \approx \frac{\langle \mathbf{v} \rangle \text{Re}^{3/4}}{R_0 (\theta' - \Delta\theta)} = \frac{2 \text{Re}^{3/4} \int_{R_1}^{R_2} |\mathbf{v}| dr}{R_0 (R_2^2 - R_0^2) (\theta' - \Delta\theta)}, \quad (2.34)$$

где используется среднее значение числе Рейнольдса по потоку.

Также, с точностью до порядка, согласно существующим источникам, изменение средней скорости потока Δu (далее будет определено как амплитуда турбулентного потока) может быть определено как (2.35):

$$\Delta u \sim \frac{Re}{Re_{crit}} \frac{\eta}{R_0 (\theta' - \Delta\theta) \rho}, \quad (2.35)$$

где величина $R_0(\theta' - \Delta\theta)$ по-прежнему играет роль характерного масштаба изменения геометрии задачи, а Re_{crit} – критическое число Рейнольдса, при котором происходит переход течения в турбулентный режим. Для рассматриваемой задачи критическое число Рейнольдса составляет 2300.

Таким образом, выражения (2.30) – (2.35) позволяют определить аналитическую способность центратора – рассчитать частоту турбулентного потока ν и амплитуду Δu – для геометрии, подобной изображенной на рисунке 2.4 с параметрами сечения: разницей максимального и минимального радиуса ΔR , угловым размером лопасти $\Delta\theta$ и шагом θ' . Профиль центратора задается функцией $\beta(z)$. Прочими параметрами, используемыми в этих выражениях, являются: радиус ненарушенной зоны R_2 , вязкость жидкости η , угловая частота вращения центратора Ω (из которой по выражению (2.30) рассчитывается входящая в решение скорость u_z) и расход жидкости Q_z (соответствующий перепад давлений dp/dz определяется через остальные параметры по выражению (2.31)). Выражение (2.19) по-прежнему используется для расчета числа Рейнольдса, однако при теоретическом рассмотрении, в это выражение входит скорость потока, определяемая по выражению (2.20), в которое входят величины u_z и dp/dz , зависящие от геометрии центратора. Ясно, что такое рассмотрение процесса сопряжено с рядом допущений, в первую очередь, с возможностью использовать выражения (2.17) для описания случая, при котором $R_1(\theta, z) \neq \text{const}$, эти допущения дают возможность исследовать турбулизирующую способность центраторов на качественном уровне с помощью аналитических методов.

2.3 Моделирование работы элемента компоновки низа буровой колонны, используемого в технологии бурения нефтяных и газовых скважин с горизонтальным окончанием

В таблице 2.3.1 представлены аналитические зависимости для центраторов, описанных в предыдущем разделе. Как следует из вышесказанного, ключевыми

параметрами, определяющими геометрию центратора, являются: минимальный радиус R_0 , разница максимального и минимального радиуса ΔR , угловой размер лопасти $\Delta\theta$, шаг θ' , угол между плоскостью лопасти центратора и осью симметрии задачи β . Все эти параметры могут зависеть от координаты вдоль оси центратора z (отнесённой к его длине $z_0 = 57$ мм).

Таблица 2.3.1 – Геометрические характеристики центраторов

№ модели	R_0 , мм	ΔR , мм	$\Delta\theta$, рад	θ' , рад	β , рад
1	61	7.5	0.12^* , $z < z_0/2$ 0.08^* , $z \geq z_0/2$	$\pi/6$	$-\pi/6$, $z < z_0/2$; $\pi/6$, $z \geq z_0/2$
2	61	7.5	0.12 , $z < z_0/2$ 0.08^{**} , $z \geq z_0/2$	$\pi/6$	$-\pi/6$, $z < z_0/2 - R_c$ $\frac{1 - 2\frac{z}{z_0}}{2\sqrt{\frac{R_c^2}{z_0^2} - \left(\frac{z}{z_0} - \frac{1}{2}\right)^2}}$ $\pi/6$, $z > z_0/2 + R_c$ $R_c = 10$ мм
3	61	7.5	0.12	$\pi/4$	$-\frac{2A\pi}{z_0} \cos 2\pi \frac{z}{z_0}$, $A = 2$ мм
4	61	7.5	0.12	$\pi/4$	$\frac{1 - 2\frac{z}{z_0}}{2\sqrt{\frac{R_z^2}{z_0^2} - \left(\frac{z}{z_0} - \frac{1}{2}\right)^2}}$, $R_z = 96.4$ мм
5	61	7.5	0.08^{**}	$\pi/4$	$\frac{1 - 2\frac{z}{z_0}}{2\sqrt{\frac{R_z^2}{z_0^2} - \left(\frac{z}{z_0} - \frac{1}{2}\right)^2}}$, $R_z = 96.4$ мм
6	61	7.5	0.08^{**}	$\pi/4$	$-\frac{2A\pi}{z_0} \cos 2\pi \frac{z}{z_0}$, $A = 2$ мм

Продолжение таблицы 2.3.1

№ модели	R_0 , мм	ΔR , мм	$\Delta\theta$, рад	θ' , рад	β , рад
7	61	7.5	0.12	$\pi/4$	$\pi/9$
8	61	7.5	0.08**	$\pi/4$	$\pi/9$
9	61	7.5	0.12	$\pi/4$	0

Отметим два момента, позволяющие рассматривать задачу аналитическим методом:

1. (отмечено в таблице символом *) Для профилей 1 и 2, строго говоря, зона перекрытия $z_0/2 \pm (x_2 - x_1)/2 \cdot \cos \pi/6$, где x_1 и x_2 – толщины меньшей и большей частей допасти соответственно, должны характеризоваться изменением ширины лопасти $\Delta\theta$. Однако, учитывая использованные для теоретического анализа предположения представляются достаточно грубыми, чтобы этим эффектом можно было пренебречь;

2. (отмечено в таблице символом **) Аналогично, рисунок 2.4, допускающий аналитическое решение поставленной задачи, рассматривает зависимость радиуса внутреннего цилиндра от полярного угла исключительно как ступенчатую функцию (2.24). Рассмотрение вариантов с кусочно–линейными функциями, описывающим изображённые слева на рисунке 1.4 сечения, принципиально усложняет аналитические решения, причём изменения результатов также находятся внутри погрешности, связанной с использованными в теоретическом расчёте погрешностями. В связи с этим, в качестве углового размера выступа рассматривается его минимальный размер согласно построенным моделям.

Выражения, характеризующие геометрические размеры и формы профилей, представленные в таблице 2.3.1, далее могут быть использованы в итоговых выражениях (2.30) – (2.34) согласно описанному выше алгоритму. На рисунке 2.3.1 представлены результаты расчёта профилей скоростей и локального числа Рейнольдса, аналогичные рисунку 2.2, полученные для 9 рассматриваемых профилей для сечения $z/z_0 = 0,55$ (это сечение выбрано для того, чтобы

проиллюстрировать разницу между профилями, в нем различие существенно, как следует из таблицы 2.1).

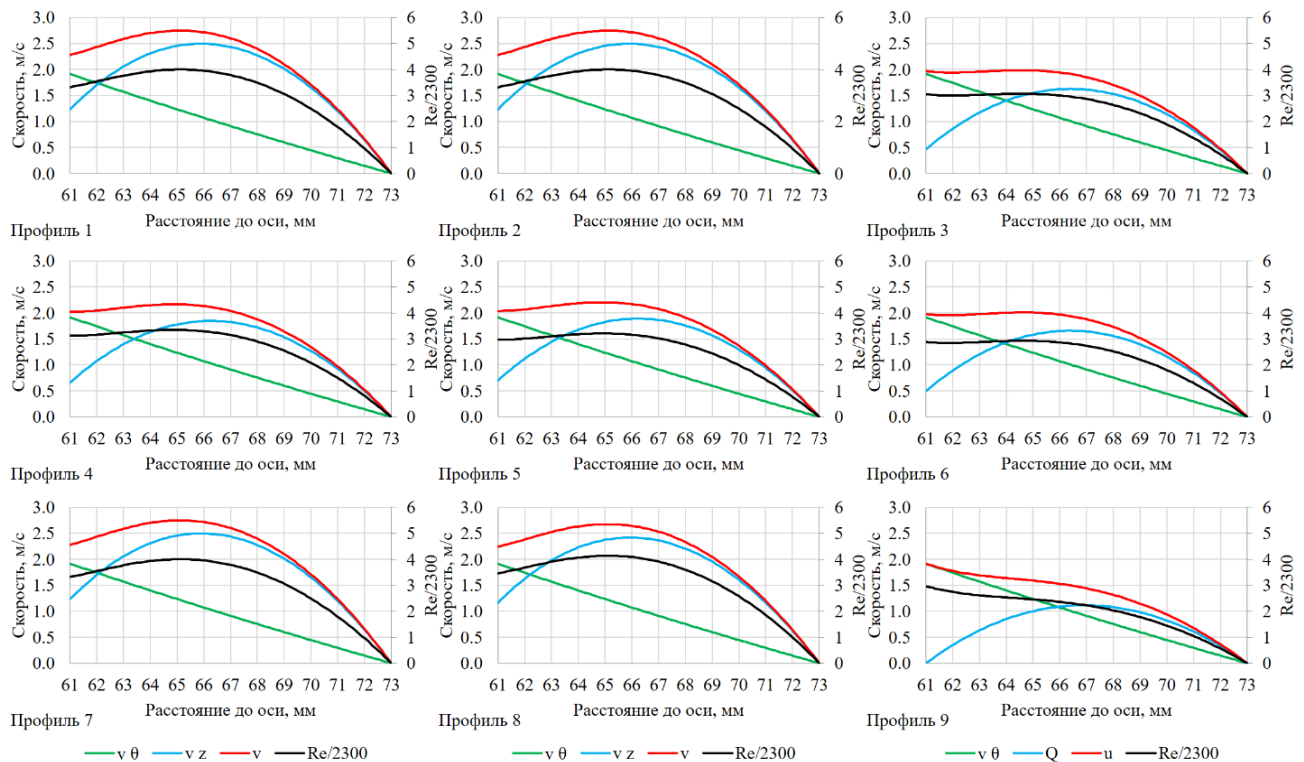


Рисунок 2.3.1 – Распределения скоростей в радиальном направлении для 9 профилей согласно теоретическим расчётам.

Предварительный анализ рисунка 2.3.1 показывает, что в рассмотренном сечении (отметим, что эти выводы относятся только к конкретному сечению и пока не могут быть распространены на весь рассматриваемый объем) наиболее предпочтительными выглядят модели центратора 1, 7 и 8, в которых максимальное значение локального числа Рейнольдса, отнесенного к критическому, достигает 4. Интересно отметить, что, в зависимости от геометрии центратора, локальный максимум числа Рейнольдса может наблюдаться или в зоне, приближенной к центратору (профили 4, 5, 9), или в середине потока (профили 1, 2, 7, 8), или локальных максимумов может быть два (профили 3, 6). Это согласуется с теоретическими построениями и геометрией моделей: в рассматриваемом сечении модели 4, 5 и 9 обладают максимальной симметрией, угол β стремится к нулю, что полностью соответствует случаю, изображенному на рисунок 2.3.1. К ним приближаются и профили синусоидальной формы 3, 6. В свою очередь, угол β существенно отличается от нуля для семейства моделей 1, 2, 7, 8. Можно говорить

о том, что наличие этого угла повышает турбулизирующую способность центратора. При этом качественный анализ показывает, что увеличение этого угла приводит к росту турбулизирующей способности потока, однако использованные выражения (2.26) – (2.28) справедливы исключительно для случая $\beta < 45^\circ$, причем с ростом β их погрешность увеличивается нелинейно, их рекомендуется использовать для случаев, когда β не превышает 30° , поэтому ожидаемая рекомендация по оптимизации геометрии, следующая из использованных выражений, согласно которой турбулизирующая способность потока растет по мере повышения угла β может быть безосновательна на этапе аналитических расчетов. Предложения по оптимизации геометрии профиля центратора следует формировать по результатам численного моделирования.

Турбулизирующая способность различных центраторов с помощью теоретического метода на качественном уровне может быть осуществлена следующим образом. Результаты расчетов полей скоростей, показанные на рисунке 2.3.1, следует воспроизвести для набора координат вдоль оси от $z/z_0 = 0$ до $z/z_0 = 1$. По этим результатам определяются средние и максимальные значения величин, входящих в итоговые выражения (2.30) – (2.34). Таким образом, число Рейнольдса, амплитуда и частота развитого турбулентного потока могут быть определены для каждого центратора при заданных значениях частоты его вращения и расхода жидкости. Сравнение этих величин между собой для каждого центратора позволят определить оптимальную геометрию профиля и обосновать выбор характеристик его работы.

На рисунке 2.3.2 изображены результаты расчёта средней скорости потока жидкости для рассмотренных профилей центратора. Результаты получены после выполнения серии теоретических расчётов для набора расходов жидкости от 0 до $0,2 \text{ м}^3/\text{с}$. Несложно заметить, что в абсолютных значениях разница между скоростями, полученными для разных центраторов, мала по сравнению с самими скоростями. В связи с этим, здесь и далее будут продемонстрированы не только абсолютные значения величин, но и их нормированные аналоги. Нормировка будет осуществляться путём деления той или иной величины, характеризующих

турбулизирующую способность центратора и турбулентный поток жидкости, на эту же величину, рассчитанную для 9 центратора при том же расходе. 9 центратор выбран исходя из двух соображений: во-первых, в большинстве случаев он наименее эффективен, во-вторых, решение для него наиболее близко теоретическому решению. Отдельно рассмотрены области высоких (сверху) и низких (снизу) расходов.

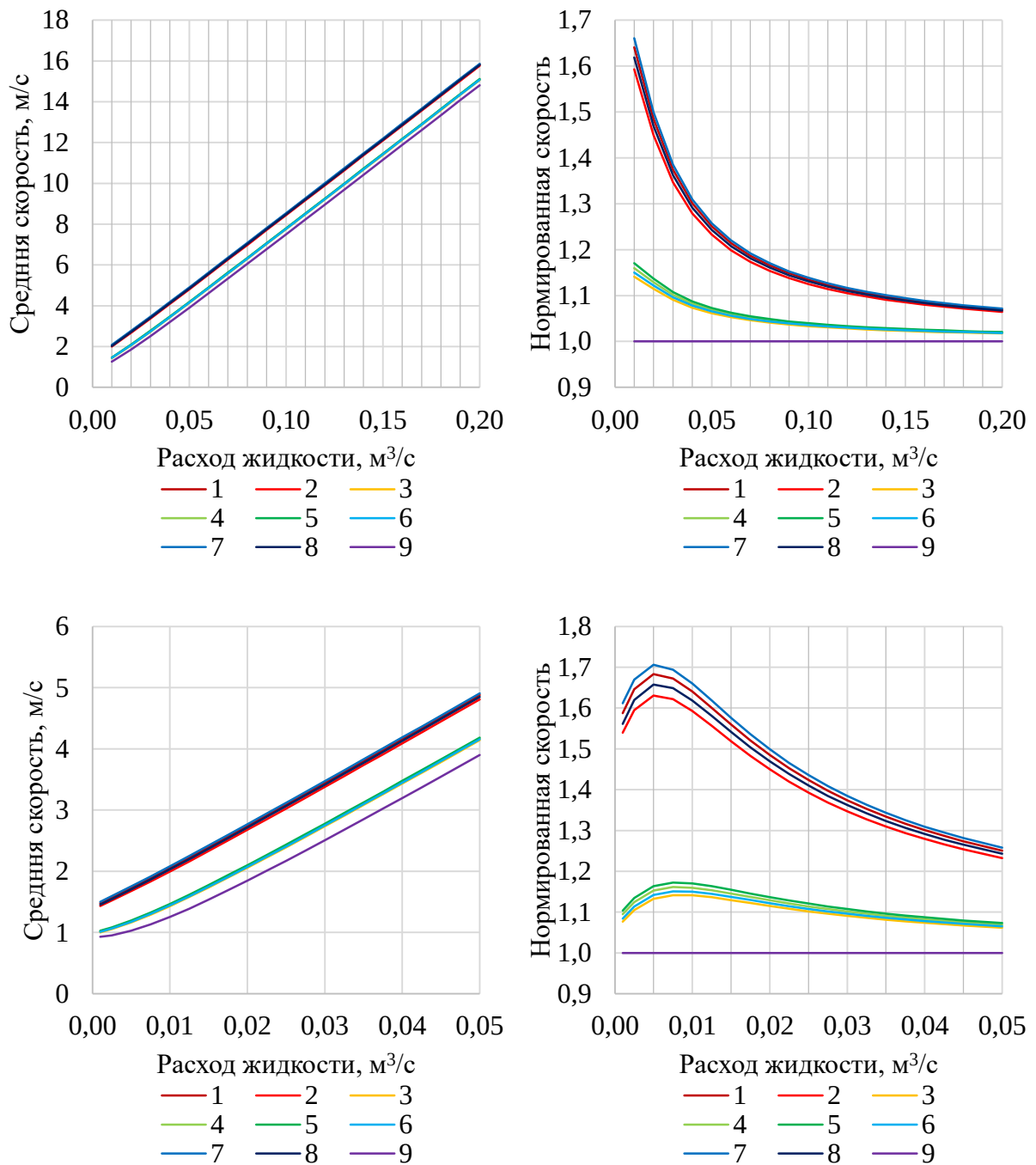


Рисунок 2.3.2 – Средняя скорость потока в зависимости от расхода и профиля

Здесь правый график построен для малых расходов – именно в этой области различие между средними скоростями потока для разных центраторов максимально.

Из анализа рисунка 2.3.2 сразу можно заметить разделение центраторов на уже определённые по рисунку 2.3.1 кластеры: средняя скорость минимальна для профиля №9; в средней области находятся профили 3 – 6; наивысшая скорость потока достигается для центраторов 1, 2, 7, 8. Внутри каждого кластера средние скорости практически неразличимы. Такое разделение представляется достаточно естественным, поскольку центраторы 1, 2, 7, 8 характеризуются наличием угла β , остающегося постоянным на достаточном расстоянии. Можно провести аналогию между рассматриваемой в рамках работы задачей и специальной задачей морского дела: задачей об обтекании потоком гребного винта на морских судах. Из этой задачи известно, что наличие угла атаки (аналога угла β) приводит к повышению эффективности работы винта, что согласуется с полученными в рамках работы результатами. К разряду дискуссионных можно отнести вопрос об использовании специальных функций $\beta(z)$, считающихся оптимальными для задачи о гребном винте, для дальнейшей оптимизации профиля.

Для более детального анализа турбулизирующей способности рассматриваемых профилей центратора необходимо рассмотреть другие параметры, характеризующие развитый турбулентный поток. На рисунке 2.3.2 продемонстрировано максимальное значение числа Рейнольдса по потоку. Как и на рисунке 2.3.3, здесь слева представлено абсолютное значение числа Рейнольдса, справа – нормированное на число Рейнольдса для 9-го профиля.

Уже здесь заметно, что анализ исключительно средней скорости потока может привести к неверным заключениям. Разница между условно выделенными на предыдущем рисунке группами профилей снижается, при этом одновременно снижается разница между профилями 1, 2 и 8 (на правом рисунке соответствующие кривые практически накладываются друг на друга). Интересно отметить, что при повышении расхода профиль 9 перестаёт быть самым неэффективным: эффект торможения потока за счёт усложнённой геометрии оказывается превалирующим

над эффектом повышения турбулентности, вызванного изменением геометрии задачи для профилей 5–7.

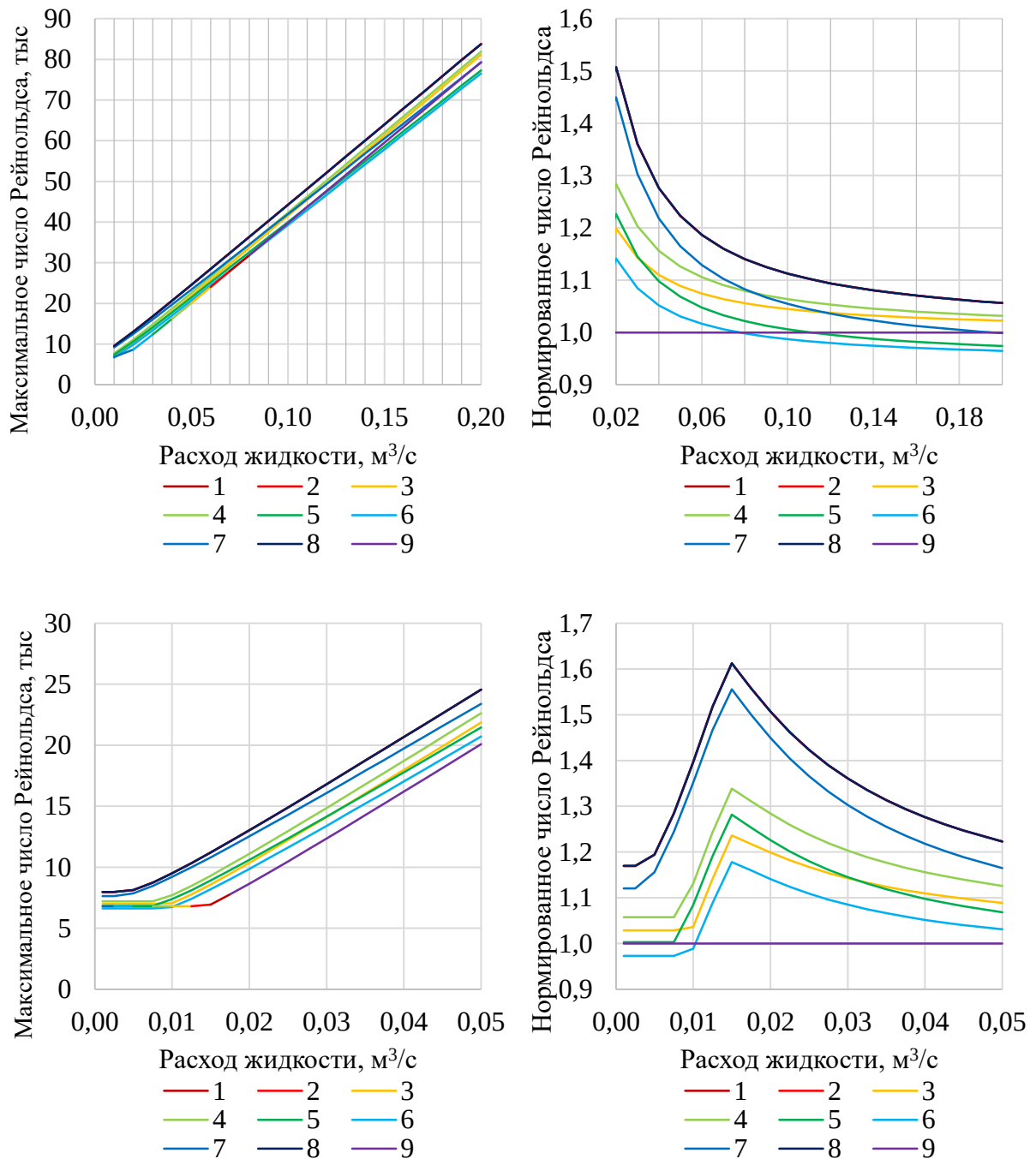


Рисунок 2.3.3 – Максимальное число Рейнольдса в зависимости от расхода и профиля

В то же время, наличие горизонтальной асимптоты, превышающей единицу для профилей 1, 2, 3, 4, 8 свидетельствует о том, что эти два эффекта компенсируют друг друга.

Важно отметить, что максимальное число Рейнольдса, показанное на Рисунок 2.3.3 не обязательно характеризует степень турбулизированности потока в целом. Более корректные выводы могут быть сделаны из рисунка 2.3.4, на котором построены зависимости для отношения среднего числа Рейнольдса по потоку к критическому значению (2300).

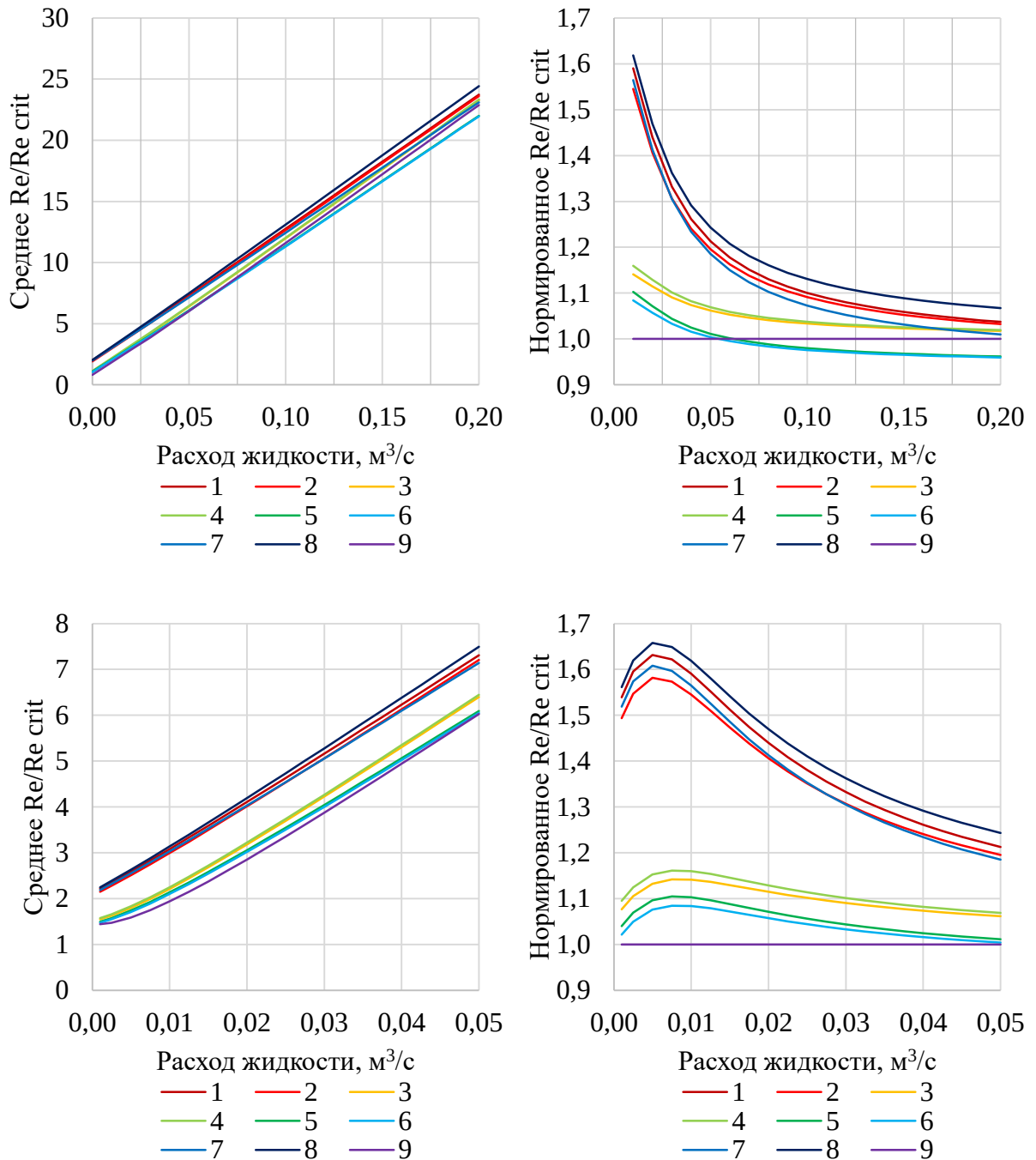


Рисунок 2.3.4 – Среднее число Рейнольдса, отнесённое к критическому значению, в зависимости от расхода и профиля

Во-первых, следует отметить, что указанная величина превышает единицу для всего рассматриваемого диапазона, что свидетельствует об успешности рассмотренной модели в прогнозировании перехода течения жидкости в турбулентный режим благодаря работе центратора. Далее можно отметить первую принципиальную разницу между центраторами 1, 2 и 8, ранее практически объединявшимися. Достаточно естественно было ожидать, что в рамках используемой теоретической модели, рассматривающей течение по поперечным сечениям, максимальное значение числа Рейнольдса будет совпадать для этих центраторов – в связи с тем, что в них присутствуют практически идентичные сечения. Но этот эффект локален: предлагаемый профиль центратора 8 способен поддерживать высокое значение числа Рейнольдса на всей длине центратора, тогда как зона в окрестности середины центраторов с профилями 1 и 2 оказывается приближенной скорее к варианту 9, локально снижая число Рейнольдса и, тем самым, понижая среднее его значение по потоку.

На рисунке 2.3.5 и 2.3.6 представлены результаты расчета несущей частоты турбулентного потока v_{turb} , рассчитанной по выражению (2.29), и максимальной частоты низкоамплитудных колебаний v_{max} (2.34).

На этих рисунках можно выделить уже отмеченное ранее разделение рассматриваемых профилей на три класса. В целом, выводы, сформулированные выше о числе Рейнольдса и средней скорости потока, по-прежнему сохраняются: группа центраторов с профилями 1, 2 и 7, 8 представляется предпочтительной, центратор с профилем 8 обеспечивает максимальные частоты турбулентного потока. Следует заострить внимание на том, что по мере увеличения расхода жидкости скорость возрастания частоты снижается для 8-го профиля с наименьшим темпом.

Наконец, на рисунке 2.3.7 представлена амплитуда турбулентного потока Δu , рассчитанная по выражению (2.35). На рисунке 2.3.7 наиболее ярко выражается преимущество центратора с профилем 8. Даже рисунок с ненормированной абсолютной амплитудой демонстрирует различимую разницу между амплитудами

потока, получаемыми при работе центратора с профилем 8 и при работе остальных центраторов.

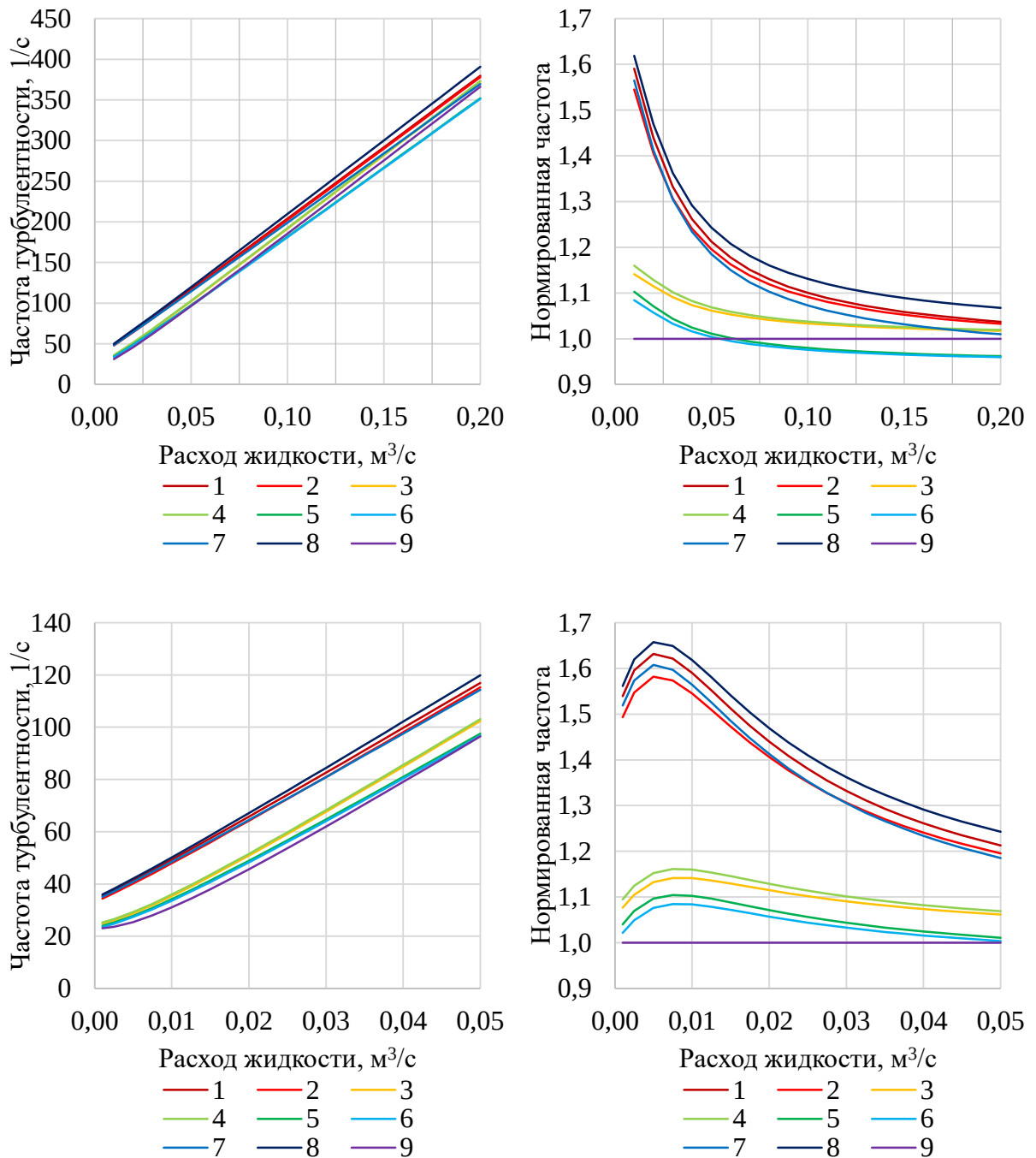


Рисунок 2.3.5 – Частота турбулентного потока в зависимости от расхода и профиля

Интересно отметить особенности центраторов 5 и 6: уже при низких значениях расхода их работа становится менее эффективной по сравнению с «базовым» профилем 9. В то же время, на больших расходах группа профилей 3, 4 становится более эффективными, чем ранее демонстрирующие высокие

результаты профили 1, 2 и 7. Хотя по своей конструкции близки друг к другу попарно профили 3, 6 и 4, 5, наблюдается явное разделение их на группы 3, 4 и 5, 6. Такое разделение связано с указанным выше комментарием о сложности аналитического рассмотрения профилей, не аппроксимирующихся ступенчатой функцией вида (2.24).

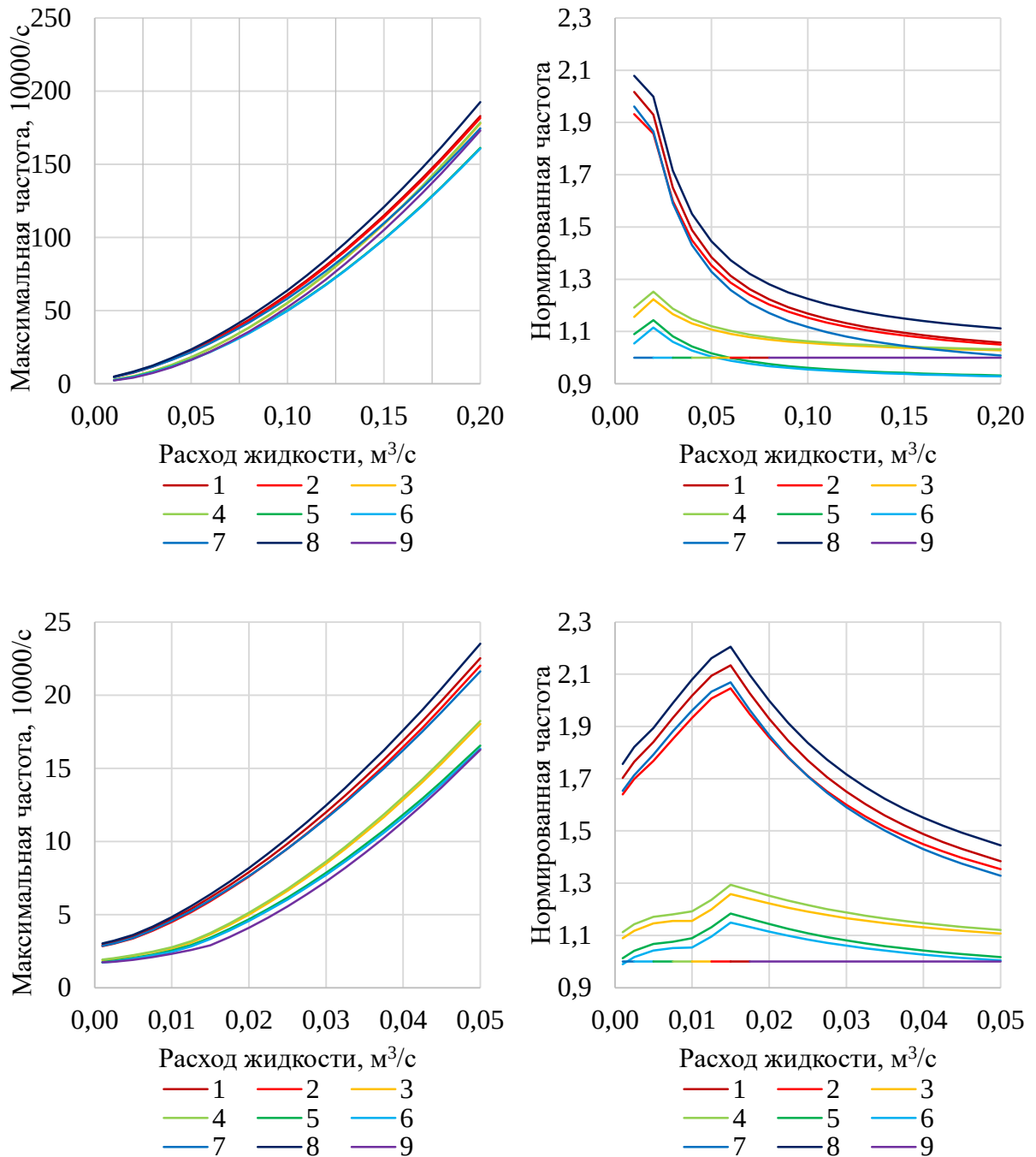


Рисунок 2.3.6 – Максимальная частота турбулентного потока в зависимости от расхода и профиля

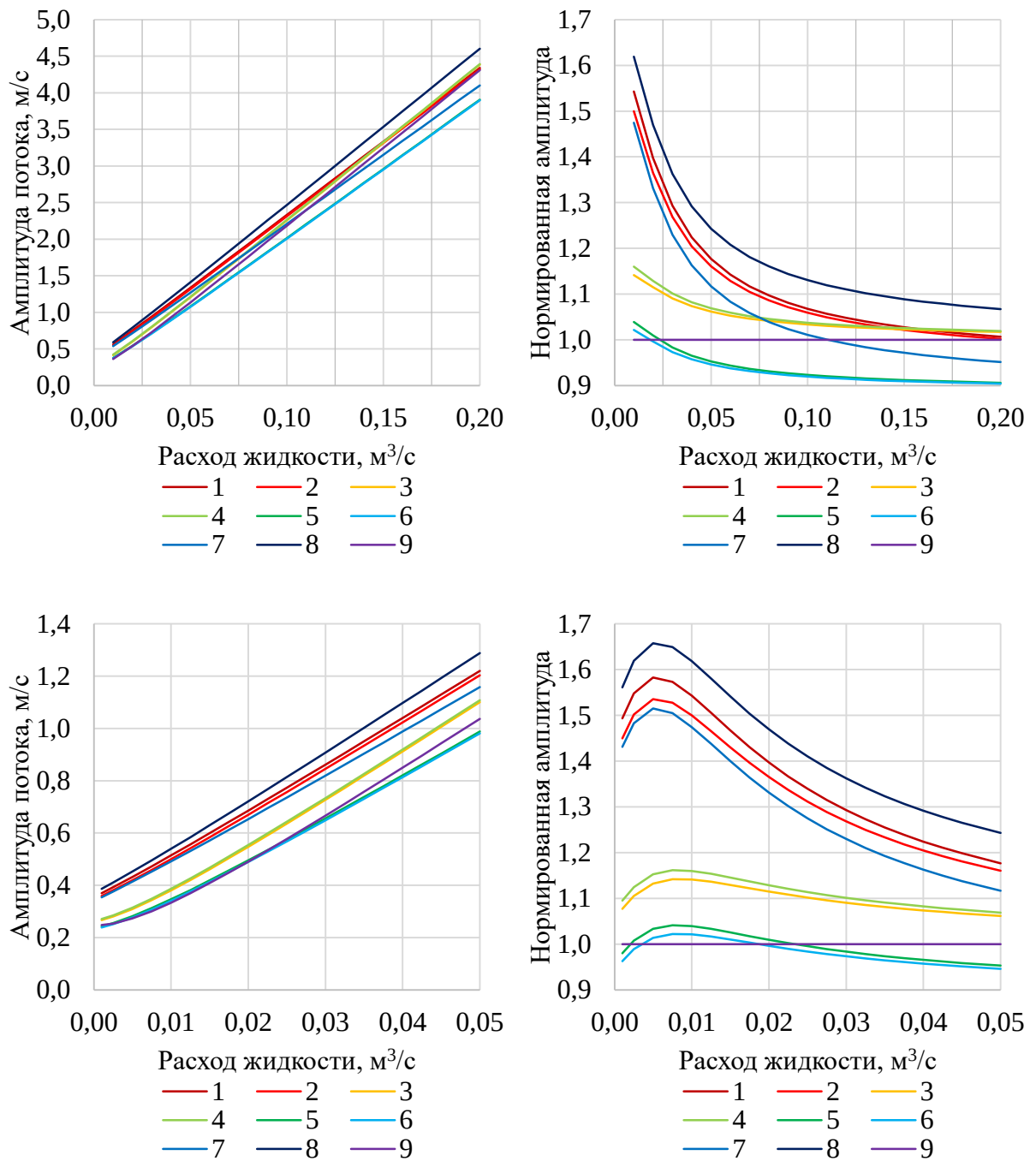


Рисунок 2.3.7 – Амплитуда турбулентного потока в зависимости от расхода и профиля

Таким образом, результаты, представленные на рисунке 2.2.2–2.2.7, могут быть обобщены следующими замечаниями:

1. Средняя скорость потока жидкости максимальна для центраторов с профилями 1, 2 и 7, 8, хотя ее абсолютное значение различается незначительно для всех рассмотренных профилей.

2. Турбулизирующая способность центраторов, выражающаяся в значении максимального и среднего числа Рейнольдса по потоку, оптимальна для центраторов с профилями 1, 2, 7 и 8, причём профиль 7 показывает худшие результаты из этой группы, профиль 8 – лучшие.

3. Турбулентный поток, создаваемый центратором с профилем 8, обладает значимо максимальной частотой и амплитудой по сравнению с потоками, создаваемыми центраторами с остальными профилями.

Рассмотрение теоретической модели позволило сформулировать алгоритм, по которому будут проанализированы результаты численного моделирования, однако особенности вычислений приводят к тому, что непосредственно выражения, указанные выше в разделе, не могут быть напрямую использованы без вспомогательных пересчётов. В дальнейшем, при анализе результатов численного моделирования, будут использованы величины диссипации энергии в турбулентном потоке ε , кинетическая энергия турбулентного потока k и турбулентная вязкость ν_t . С величинами, использованными при теоретическом анализе, они связываются следующими соотношениями:

Амплитуда турбулентного потока Δu (2.35):

$$\Delta u \sim (\varepsilon R_0 (\theta' - \Delta\theta))^{\frac{1}{3}} \quad (2.35)$$

Частота турбулентного потока ν (2.36):

$$\nu_{turb} \sim \Delta u R_0 (\theta' - \Delta\theta) \quad (2.36)$$

Число Рейнольдса (2.37):

$$Re = 2 \frac{k^{\frac{1}{2}} \rho}{(R_2 - R_0) \eta} \quad (2.37)$$

2.4 Выводы по Главе 2

1. Для анализа турбулизирующей способности центраторов с различными профилями построена теоретическая модель течения жидкости между соосными вращающимися цилиндрами, допускающими поступательное движение вдоль оси.

2. Проведена серия расчетов, основанных на теоретических зависимостях (2.30) – (2.34), позволили сравнить между собой работу центраторов с различными

профилями по следующим параметрам: турбулизирующая способность, выражающаяся через число Рейнольдса в потоке жидкости; амплитуда турбулентного потока и частота пульсаций в нем.

ГЛАВА 3 ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЦЕНТРАТОРА

3.1 Алгоритм численного анализа потока промывочной жидкости

Численное моделирование технологии гидромеханической очистки с применением центратора осуществлялось с помощью алгоритма, основанного на решении системы интегральных уравнений на определённой области. В данном случае алгоритм состоит из шагов, представленных на рисунке 3.1.1.

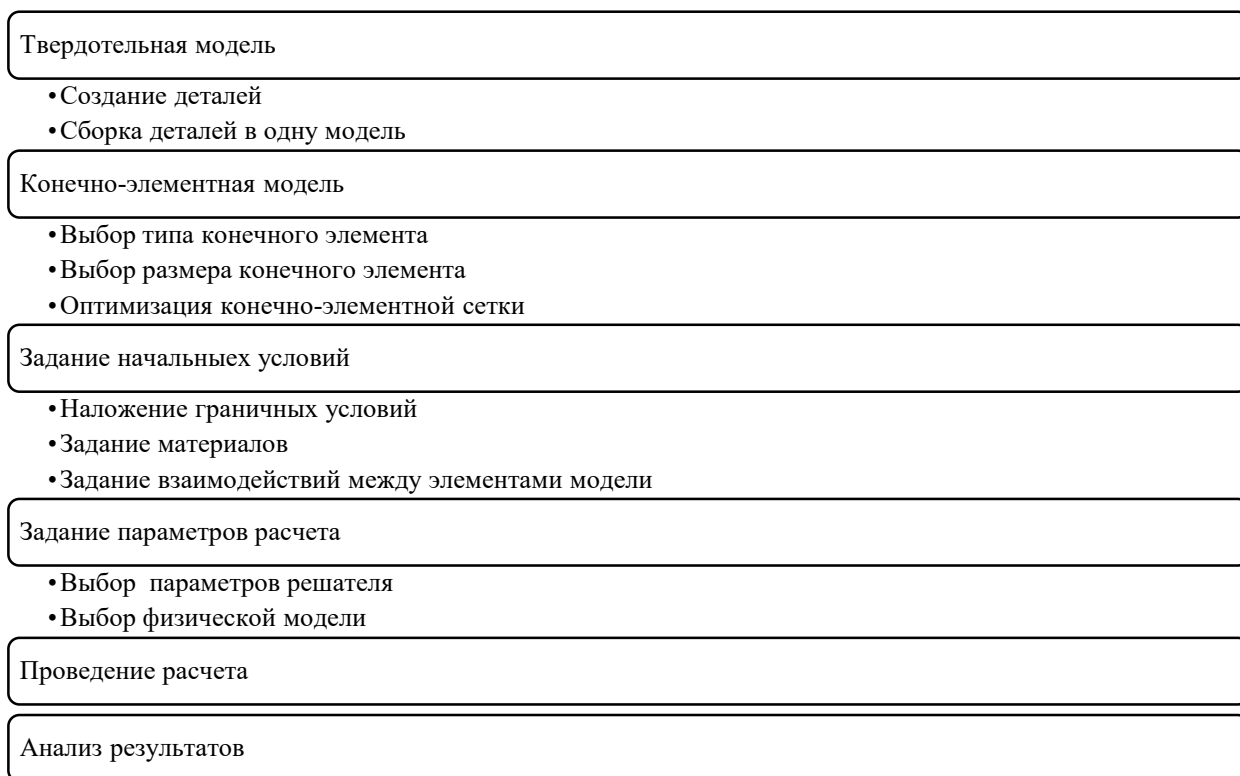


Рисунок 3.1.1 – Алгоритм численного анализа потока промывочной жидкости

В рамках данного этапа исследования гидродинамический расчёт проводится на сборках, содержащих 9 различных вариантов профилей колеса. Параметры конечно–элементной модели и решателя, начальные и граничные условия, а также параметры вывода результатов для каждого из расчёта будут одинаковы. Отличаются только 3D–модели с профилями.

Численное моделирование было выполнено в программном комплексе Ansys 2022 R1. Выбор данного комплекса обусловлен простотой использования и быстродействием внутреннего решателя. Он позволяет быстро изменять или

заменять геометрию исследуемого объекта (в случае моделирования центратора – в сборке заменяются колеса и модель флюида) не изменяя параметров расчёта. Преимуществами комплекса также является возможность исследования других физических свойств на модели.

После создания твердотельных моделей для симуляции требуется задать конечно–элементную модель. Для этого создана новая сборка, ссылающаяся на имеющуюся геометрию. На заданных границах созданы элементы определённой формы и размера: в данном случае конечные элементы имеют форму тетраэдра с длиной ребра 3 мм. Конечно–элементная сборка без модели флюида показана на рисунок 3.1.2

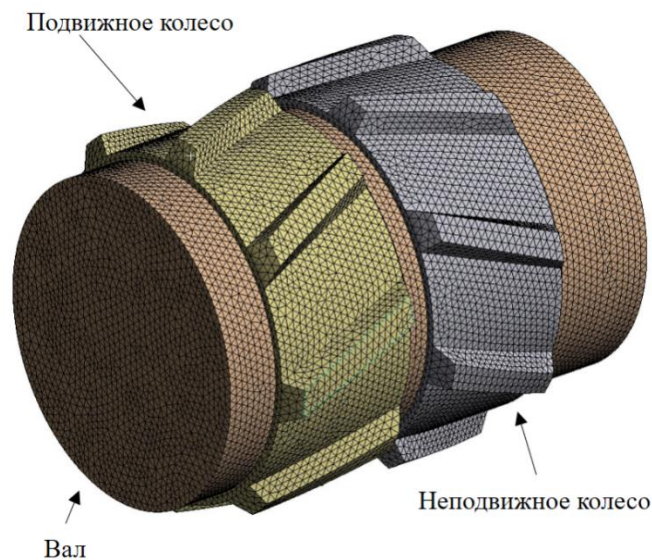


Рисунок 3.1.2 – Конечно–элементная сборка центратора

Далее требуется задать необходимые для расчёта условия. В качестве граничных условий выбраны параметры потока на стенках модели флюида. Для всех вариантов профилей центратора начальным условием скорость входного потока (значение скорости $u_z = 1.17$ м/с). Данное условие накладывается на торцевую часть модели флюида (синяя грань модели на рисунке 3.1.3). Также в модели имеется зона выходного потока, заданная на противоположной грани модели флюида (красная грань на рисунке 3.1.3). Показанная на рисунке 3.1.3 жёлтым цветом грань твердотельной зоны модели (центратор) является не проводящей флюид, на этой границе реализовано условие прилипания жидкости (отсутствует скачок скорости при переходе через эту границу).

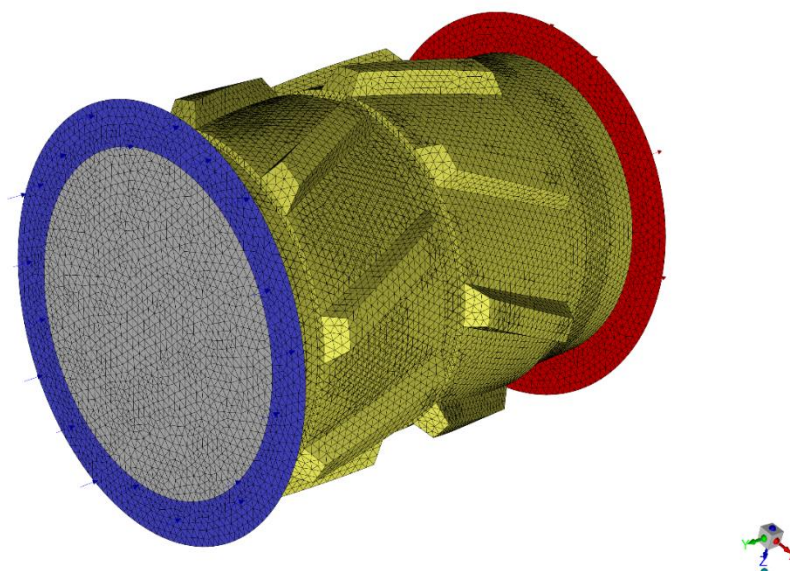


Рисунок 3.1.3 – Задание граничных условий модели[36,38,39,40,41]

Другим начальным условием для модели является вращение подвижного колеса с заданной постоянной частотой вращения ($\Omega = 300$ об/мин). Конечным элементам подвижного колеса задаётся вращение вокруг оси вала. Для каждой из деталей модели определяется материал. Для твёрдых тел в данной задаче материал задан по умолчанию программного комплекса, так как в моделировании не учитываются прочностные характеристики элементов. Для флюида значения соответствуют параметрам промывочной жидкости «MudMax» (таблица 3.1.1).

Таблица 3.1.1 – Характеристики раствора «TBR–MudMax» в сравнении со стандартными растворами

Свойства бурового раствора		Показатели свойств бурового раствора			Приборы
		ГР	ЕВС	«TBR–MudMax»	
Плотность	кг/м ³	1140	1060	1150	ВРП–1, АБР–1
Условная вязкость	T _{100,с}	25–50	15–16	25–60	ВБР–5
Плотность	кг/м ³	1140	1060	1150	ВРП–1, АБР–1

Продолжение таблицы 3.1.1

Свойства бурового раствора		Показатели свойств бурового раствора			Приборы
		ГР	ЕВС	«TBR-MudMax»	
Водородный показатель	pH	9–10	7	8–10	Лакмусовая бумага, электрометрический способ
Фильтрационные свойства	Φ , см ³ /30мин	—	—	4	ВМ–6
	K, мм	—	—	1–3	ВМ–6, ФЛР–1
Структурные свойства	θ_1 , дПа	—	—	30–35	СНС–2, D–900
	θ_2 , дПа	—	—	50–70	
Реологические свойства	τ_0 , Па	—	—	95–100	ВСН–3, D–900
	η , Па·с	—	—	8–10	

В результате численного расчёта в каждом элементарном объёме геометрической модели в каждый момент времени определяется мгновенное значение скорости, определяемой как производная от смещения. Поле скоростей определяется уравнением неразрывности (сводящимся к требованию существования и непрерывности производных от полей скоростей и давлений для случая несжимаемой вязкой жидкости в установившемся потоке – в этом случае уравнение неразрывности выполняется тождественно) и уравнением движения (3.1). Для случая неустановившегося течения, допускающего переход в

турбулентный режим, система уравнений, определяющих поле скоростей и давления жидкости, усложняется. В рамках данной работы принято решение использовать так называемую k – ε модель развитого турбулентного потока. В рамках данной модели вводятся два параметра, уже упоминавшиеся в предыдущем теоретическом разделе: локальная кинетическая энергия турбулентного потока k и среднее количество энергии, диссипируемой в единицу времени в единице массы жидкости ε . Соотношения между этими величинами и параметрами, характеризующими степень турбулентности потока и, соответственно, турбулизирующую способность центратора, приведены в конце предыдущего раздела.

В рамках стандартной k – ε модели уравнения неразрывности и движения принимают вид (3.1):

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla(\rho k \mathbf{v}) &= \nabla \left[\left(\eta + \frac{\eta_{turb}}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k - \rho \varepsilon \left(1 + 2 \frac{k}{a^2} \right), \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla(\rho \varepsilon \mathbf{v}) &= \nabla \left[\left(\eta + \frac{\eta_{turb}}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \end{aligned} \quad (3.1)$$

где сохраняются обозначения предыдущего раздела. При этом в расчётную модель добавляются следующие величины: турбулентная вязкость $\eta_{turb} = \rho G_\eta k^2 / \varepsilon$; G_k – определяет скорость генерации турбулентным потоком кинетической энергии (3.2):

$$G_k = -\rho \left\langle \dot{v}_i \dot{v}_j \right\rangle \frac{\partial v_j}{\partial x_i}, \quad (3.2)$$

где происходит усреднение произведений компонент векторов пульсационных скоростей $\dot{v}_i$ (разностей между текущей и средней скоростью потока в точке); a – скорость звука в жидкости; σ_k и σ_ε – соответствующие k и ε числа Прандтля; $G_{1\varepsilon}$, $G_{2\varepsilon}$, $G_{3\varepsilon}$ – набор констант. Для стандартной модели величины постоянных коэффициентов составляют (3.3):

$$G_{1\varepsilon} = 1.44, \quad G_{2\varepsilon} = 1.92, \quad G_{3\varepsilon} = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3. \quad (3.3)$$

Эти величины и использовались в расчётах.

3.2 Численное моделирование потока промывочной жидкости

Проведена серия расчётов гидродинамического потока, удовлетворяющего уравнениям (3.1) и граничным условиям, перечисленным в начале расчёта. Расчёты проводились для каждого профиля, описанного в разделе 1, для набора расходов жидкости. Пример результата расчёта показан на рисунке 3.2.1, на котором изображена визуализация потока для одного из профилей для расхода 1.17 м/с.

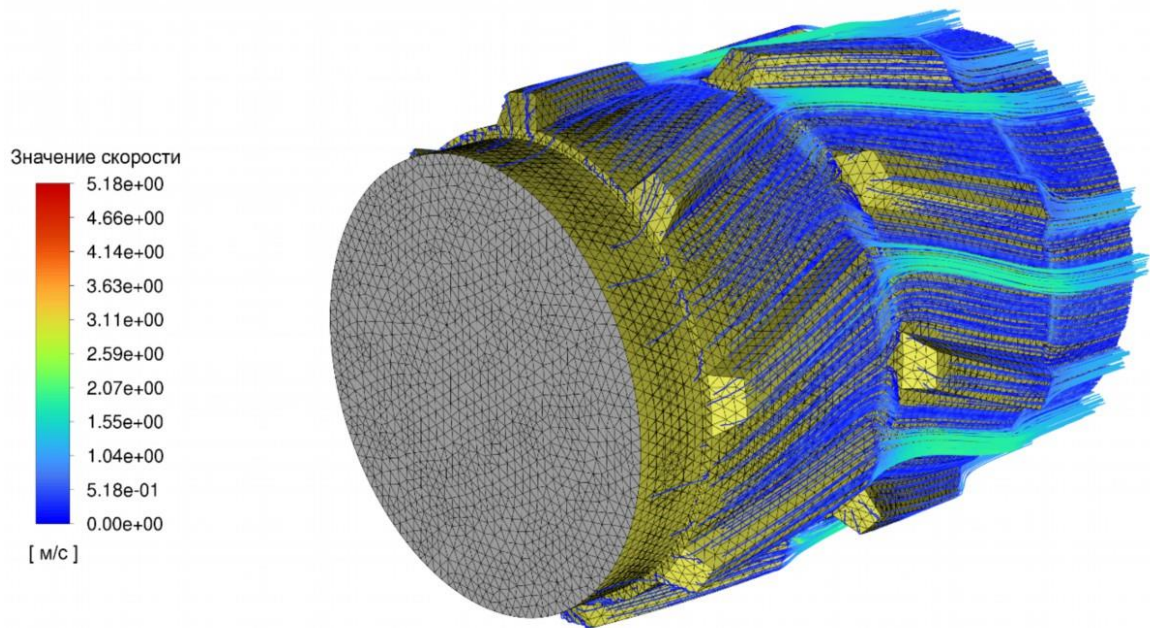


Рисунок 3.2.1 – Пример результата численного моделирования потока промывочной жидкости

На рисунке представлены результаты расчёта поля скоростей промывочной жидкости в окрестности вращающегося центратора с профилем №8. Результаты представлены в виде линий тока, реализовавшихся в конкретный момент времени. Цветом изображено распределение значений скорости потока на поверхности колёс центраторов (м/с). Качественный анализ этого рисунка позволяет заметить, что локальный максимум величины скорости потока наблюдается в центре модели, в зоне, в которой происходит резкий скачок граничных условий. Как результат, в этой зоне формируются завихрения, определяемые в значительной степени скоростью вращения центратора Ω . Это согласуется с описанными в предыдущем разделе теоретическими построениями. Также по форме линий тока можно заметить, как их направление зависит от локальных неоднородностей геометрии

рассматриваемой задачи. Отдельного внимания заслуживает то, что жидкость значительно изменяет направление своего течения при переходе от одной части центратора (вращающейся) к другой (неподвижной). Этому свидетельствует поведение линий тока, изображенных на рисунке 3.2.1: можно заметить, что их кривизна сильно меняется в центре модели, при этом цвет меняется к более теплым тонам. Если проанализировать легенду, минимальная и максимальная энергия турбулентного потока отличаются почти на два порядка: пока жидкость движется вдоль вращающегося центратора, средняя энергия турбулентного потока k составляет $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^2$, тогда как между вращающейся и неподвижной частями центратора ее можно грубо оценить как $2 \cdot 10^{-1} \text{ м}^2/\text{с}^2$. Используя выражение (2.37), рассчитали, что локальное число Рейнольдса в области низкой турбулентности потока составляет около 1200, тогда как в области между частями центратора оно возрастает до 5000, то есть поток с практически отсутствующей турбулентностью переходит в развитый турбулентный режим. Изменение направления потока тем самым существенно повышает турбулизирующую способность центратора предлагаемого профиля. Дальнейший анализ положительного эффекта от этого явления может быть выполнен по результатам численного моделирования.

По аналогии с теоретическим анализом, представленным в предыдущей главе, для каждого профиля центратора и для каждого значения расхода турбулизирующая способность может быть определена тремя критическими величинами: средним числом Рейнольдса Re , отнесённым к критическому значению 2300; значением амплитуды турбулентного потока Δu ; частотой пульсаций v_{turb} . Выражения (2.35) – (2.37) связывают эти величинами со значениями k и ε , получаемыми в ходе численных расчётов. как и в предыдущем случае, следует рассматривать средние значения этих величин по потоку и максимальные – таким образом появится возможность судить не только о локальной выраженности турбулентности потока, но и об общей эффективности центратора. На рисунке 3.2.2–3.2.5 представлены зависимости средней (3.5) и максимальной (3.6) кинетической энергии турбулентного потока k ($\text{м}^2/\text{с}^2$); средней

(3.7) и максимальной (3.8) скорости диссипации энергии ε в зависимости от времени работы центратора.

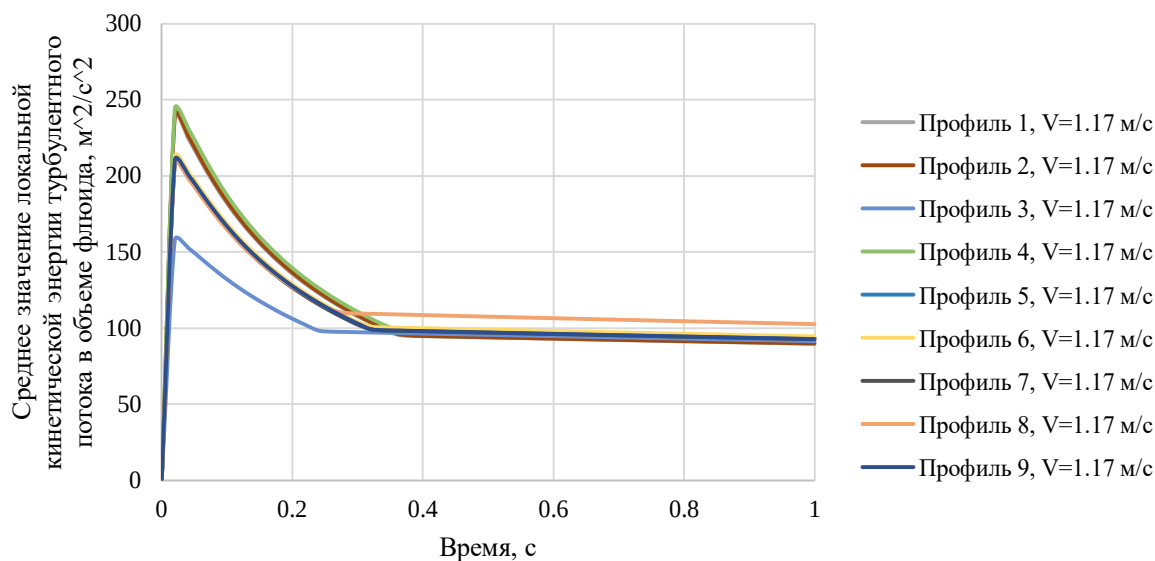


Рисунок 3.2.2 – Средняя кинетическая энергия турбулентного потока

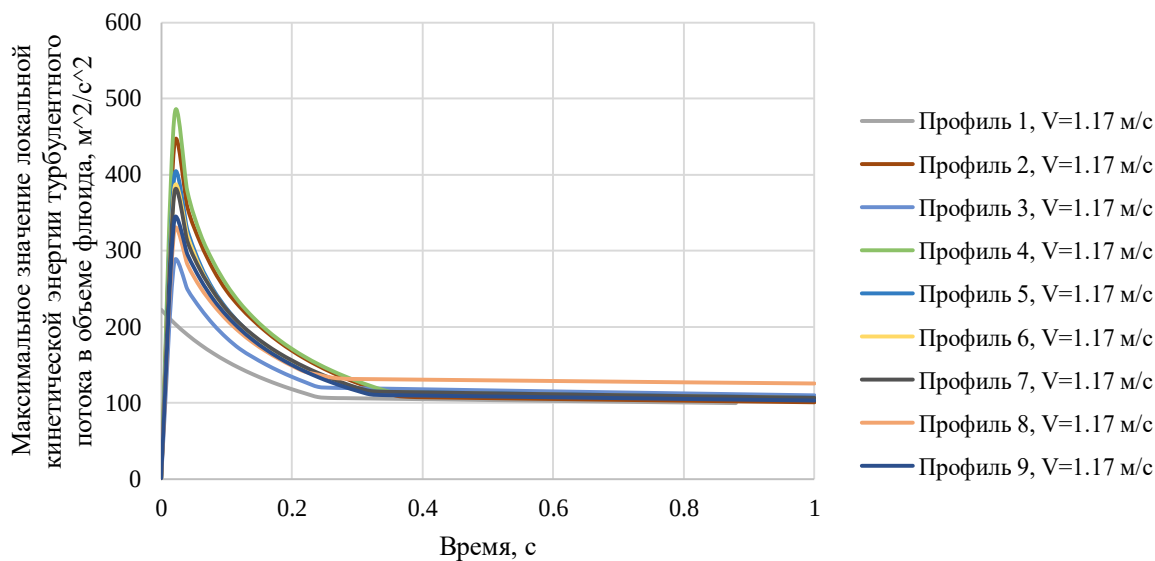


Рисунок 3.2.3 – Максимальная кинетическая энергия турбулентного потока

Все расчёты выполнены для постоянной скорости потока промывочной жидкости 1.17 м/с.

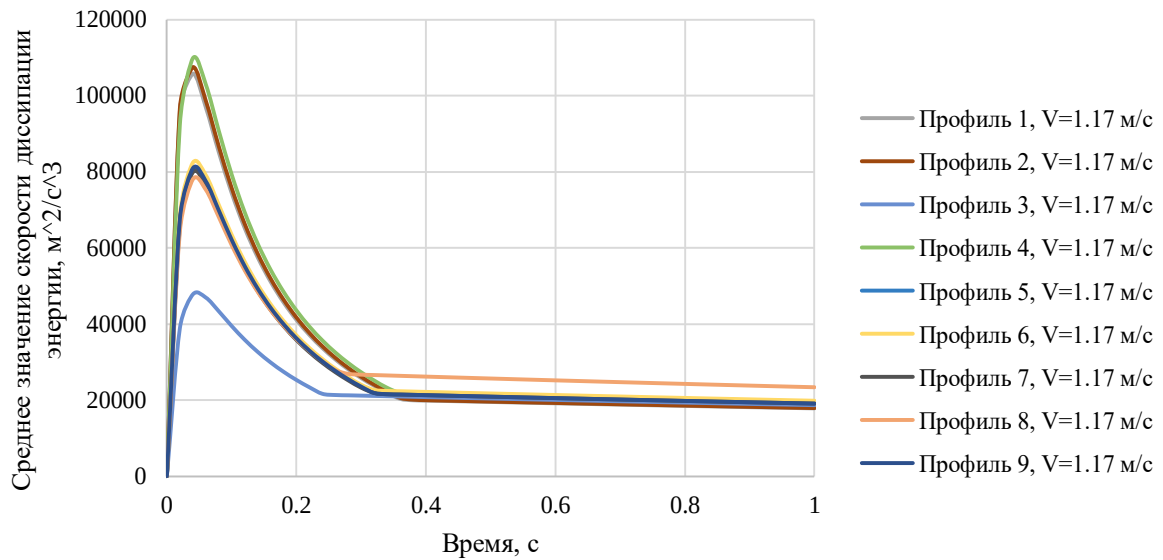


Рисунок 3.2.4 – Средняя скорость диссипации энергии в турбулентном потоке

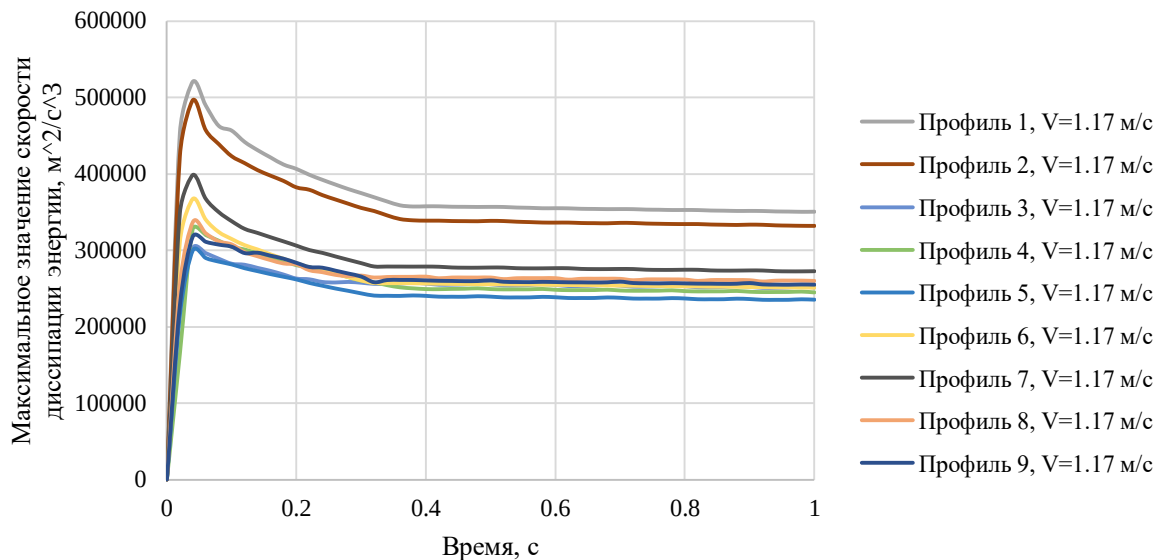


Рисунок 3.2.5 – Максимальная скорость диссипации энергии в турбулентном потоке

Для полного соответствия теоретическому анализу выражения (2.35) – (2.37) использованы для определения согласованных понятий турбулизирующей способности центратора $Re/Re_{crit} = Re/2300$, амплитуды турбулентного потока Δu , частоты турбулентного потока ν_{turb} . Рисунки 3.2.6 – 3.2.17 построены с использованием этих зависимостей для того же случая, для которого построены рисунки 3.2.2–3.2.5. Следует отметить, что здесь не рассматривается зависимость от времени: рассматриваемые значения взяты для максимального времени расчёта, при котором течение можно считать квазиустановившимся.

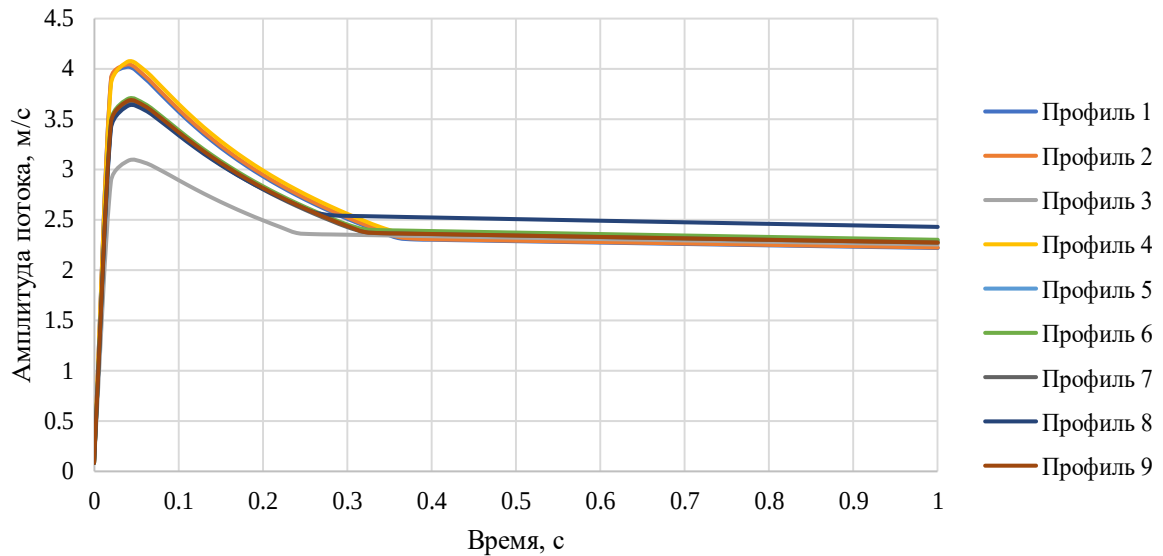


Рисунок 3.2.6 – Амплитуда турбулентного потока, рассчитанная по средней кинетической энергии, как функция времени

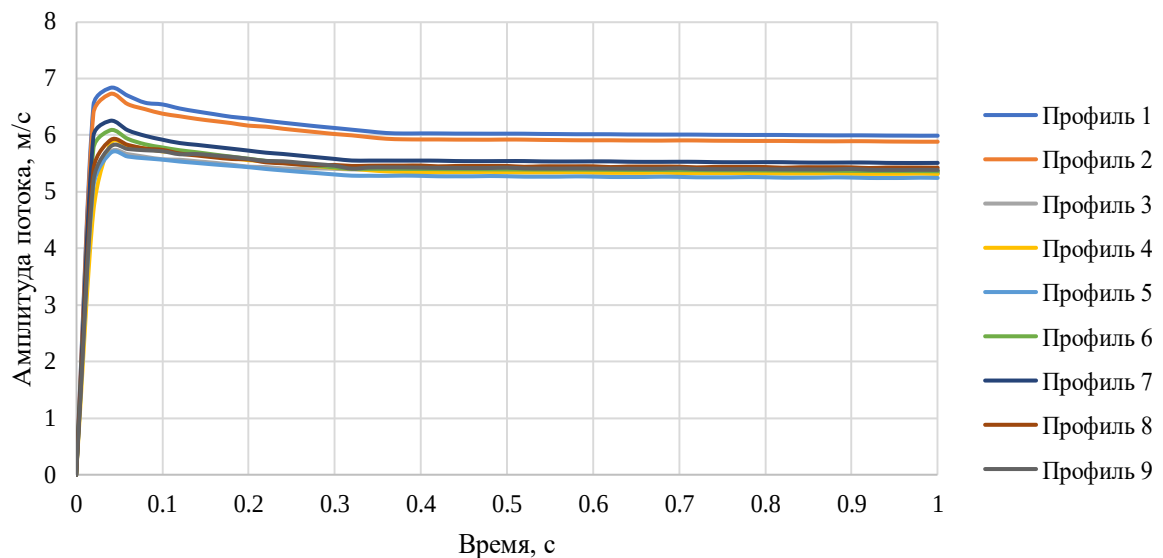


Рисунок 3.2.7 – Амплитуда турбулентного потока, рассчитанная по максимальной кинетической энергии, как функция времени

По этим результатам можно сделать вывод о совпадении результатов численного моделирования и теоретического расчёта на качественном уровне: амплитуда потока, представленная на рисунке 3.2.9 и 3.2.10, совпадает по порядку с амплитудой, рассчитанной по аналитическим выражениям, представленным в предыдущей главе.

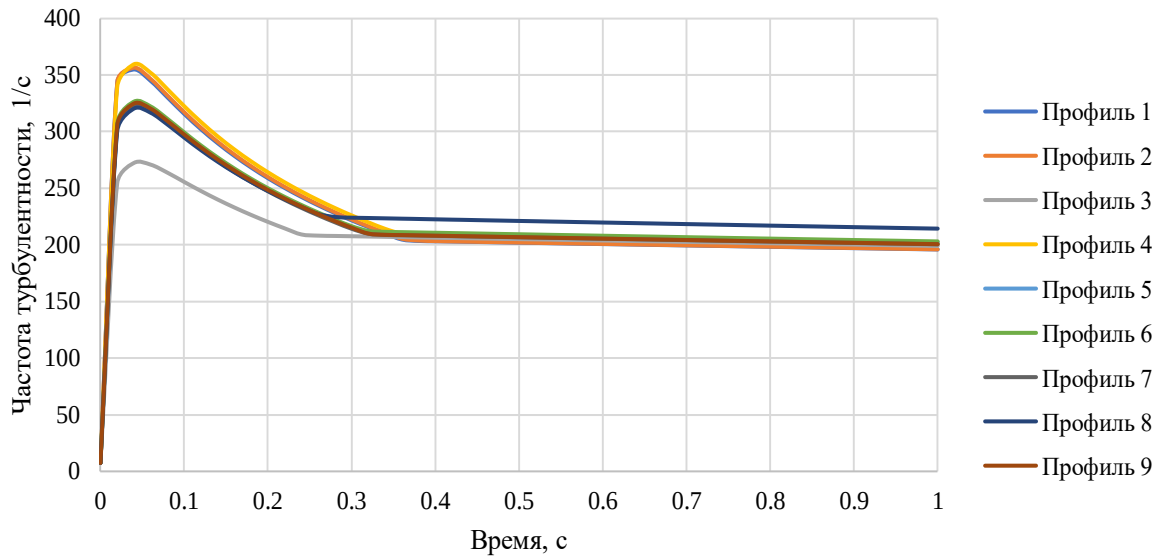


Рисунок 3.2.8 – Частота турбулентного потока, рассчитанная по средней кинетической энергии, как функция времени

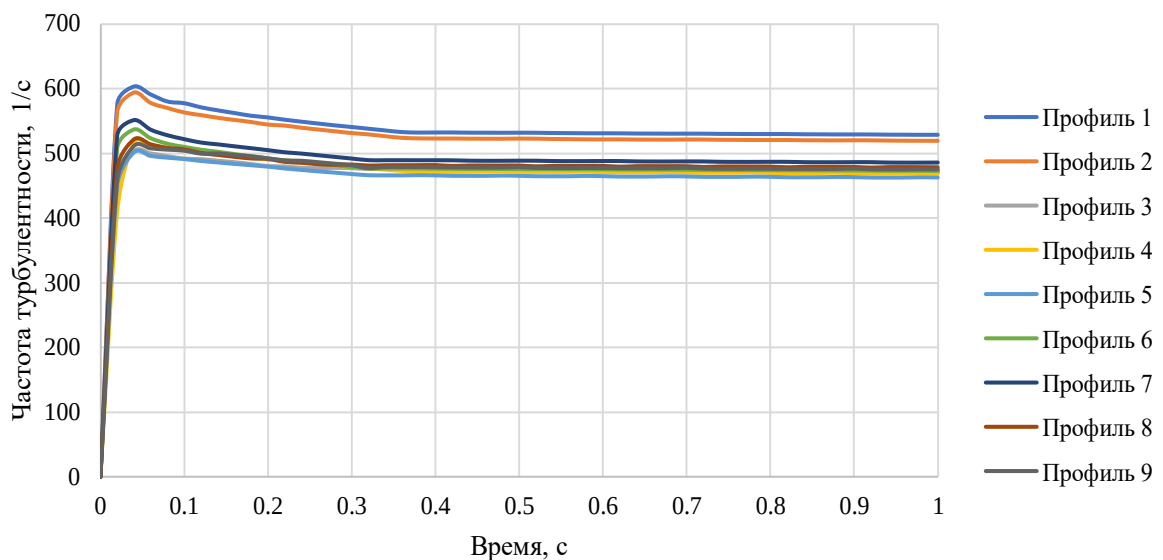


Рисунок 3.2.9 – Частота турбулентного потока, рассчитанная по максимальной кинетической энергии, как функция времени

Несущая частота также совпадает по порядку с результатами теоретического исследования. Интересно отметить разницу между частотами и амплитудами, рассчитанными по максимальной и средней кинетическим энергиям: профили 1 и 2 демонстрируют наилучшее поведение при расчёте по максимальному значению энергии, однако профили 7 и 8 приближаются к ним при использовании среднего значения энергии. Это явление можно объяснить рисунком 3.2.1: действительно, наличие области завихрённости в середине модели приводит к росту средней

энергии турбулентного потока и соответствующему улучшению турбулизирующей способности центратора.

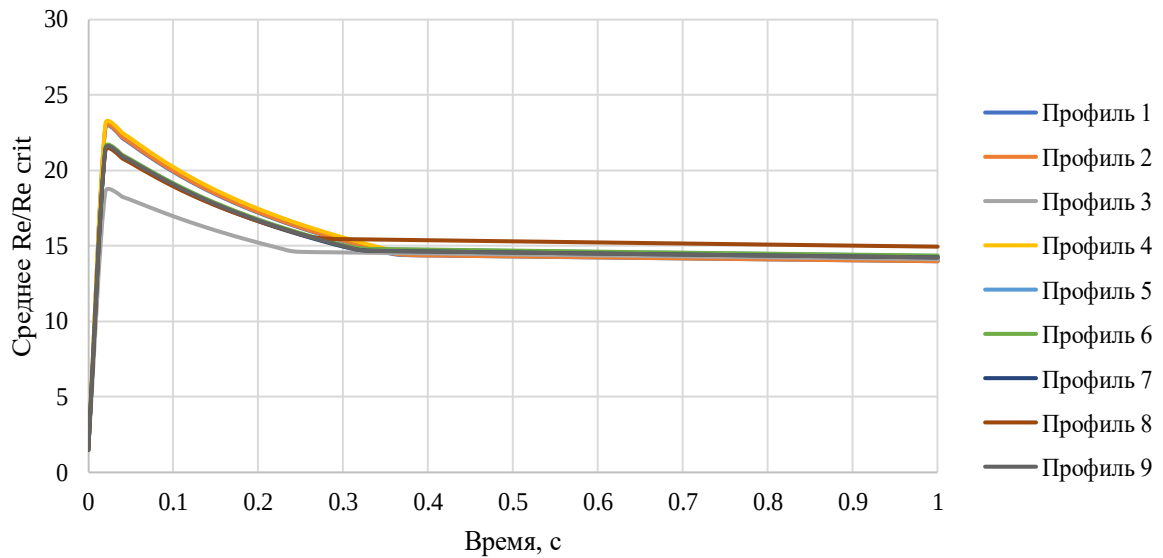


Рисунок 3.2.10 – Число Рейнольдса, отнесённое к критическому, рассчитанное по средней кинетической энергии турбулентного потока, как функция времени

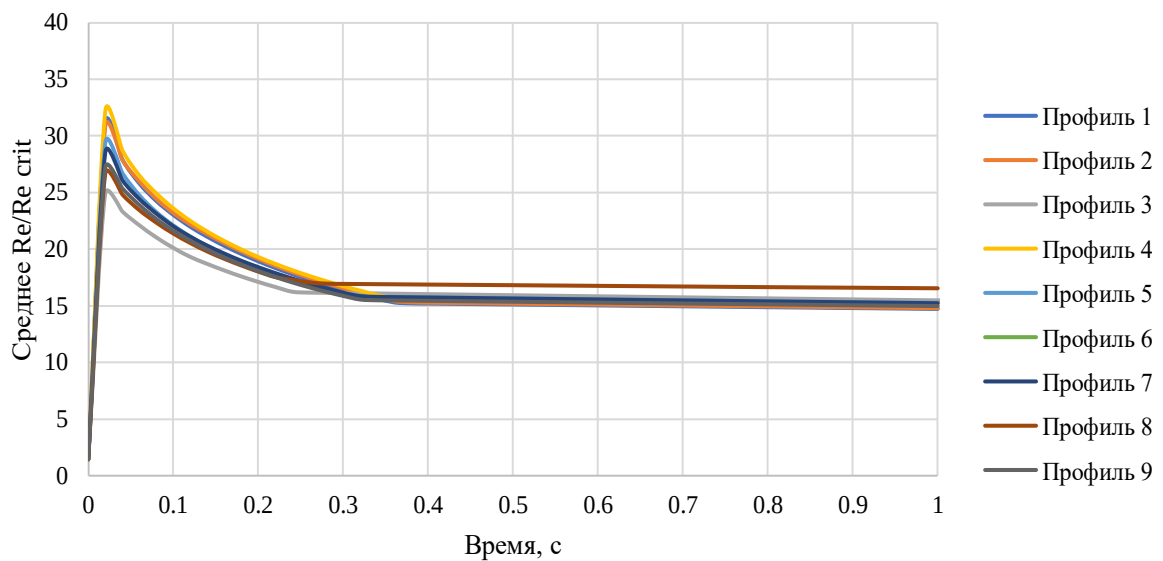


Рисунок 3.2.11 – Число Рейнольдса, отнесённое к критическому, рассчитанное по средней кинетической энергии турбулентного потока, как функция времени

Выводы, полученные для амплитуды и частоты турбулентного потока менее заметны для приведённого числа Рейнольдса: это показывает необходимость комплексного рассмотрения различных параметров турбулентного потока для обоснования турбулизирующей способности центраторов. Отмеченные выше особенности полученных результатов свидетельствуют о качественном

согласовании теоретического анализа и численного моделирования. В целом, можно говорить о том, что одни и те же профили оказываются оптимальными в обоих случаях. Отсутствие количественного согласования результатов определяется в первую очередь использованием при теоретическом анализе существенных допущений. Тем не менее, профиль №8, проявивший наибольшую турбулизирующую способность по результатам теоретического анализа, вновь выделяется среди остальных профилей – число Рейнольдса, частота и амплитуда пульсаций скорости в потоке оказываются максимальными именно для этого профиля на всем временном интервале.

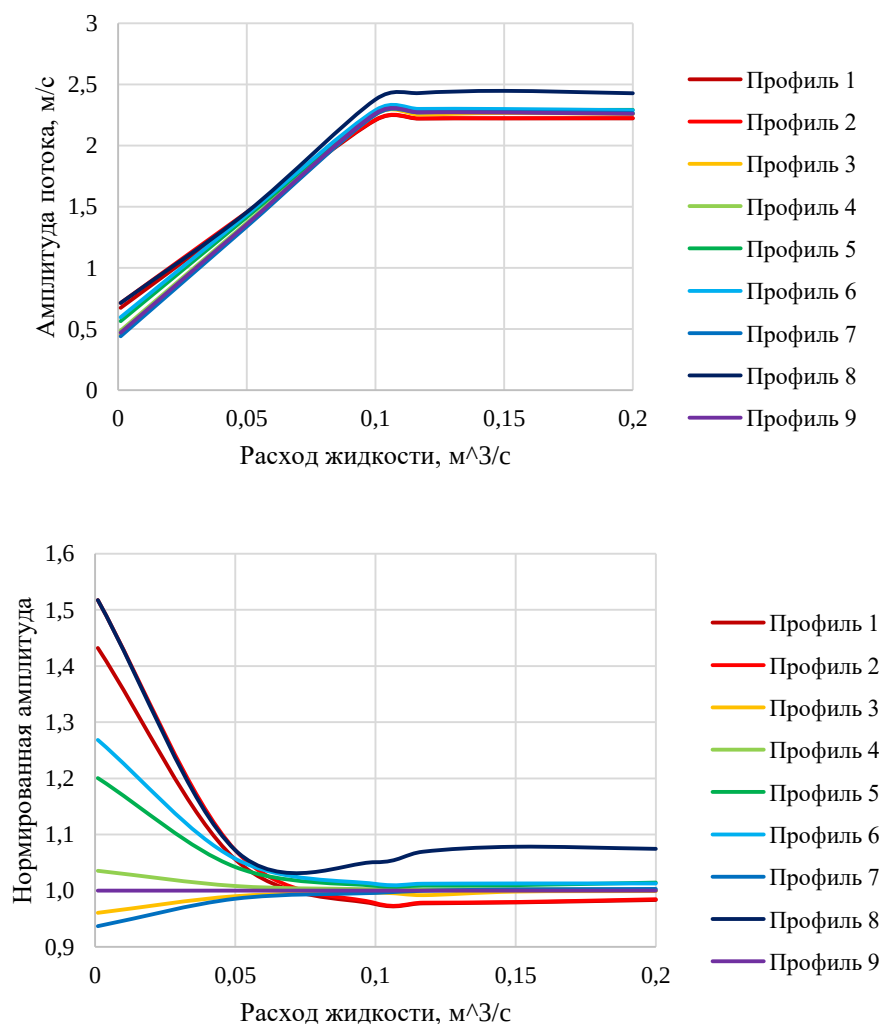


Рисунок 3.2.12 – Амплитуда турбулентного потока, рассчитанная по средней кинетической энергии, как функция расхода жидкости

Для того, чтобы обосновать наибольшую турбулизирующую способность именно профиля 8, проведена серия расчётов, аналогичных представленным на

рисунке 3.2.6–3.2.11 для различных расходов жидкости. Результаты представлены на рисунке 3.2.13–3.2.18. как и в предыдущем разделе, отдельно выведено приведённое значение каждого параметра потока, отнесённого к результату для профиля 9.

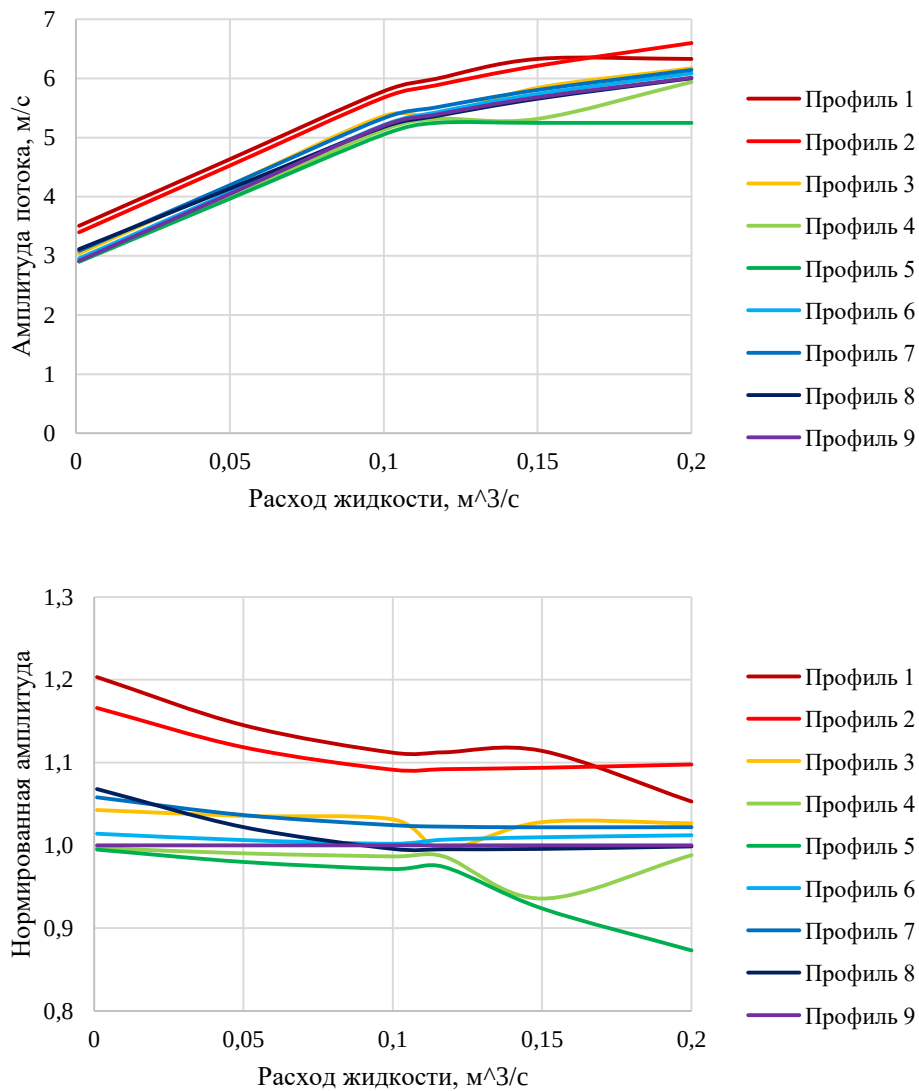


Рисунок 3.2.13 – Амплитуда турбулентного потока, рассчитанная по максимальной кинетической энергии, как функция расхода жидкости

Амплитуда турбулентного потока в зависимости от расхода жидкости подчёркивает важность использования именно средней кинетической энергии для анализа: степень турбулизованности растёт повсеместно в случае профиля 8, который демонстрирует наилучшее показатели именно для средней кинетической энергии.

Интересно отметить, что на качественном уровне результаты, представленные на рисунке 3.2.12 и 3.2.13 с одной стороны и 3.2.11 с другой стороны (численный и теоретический расчёт амплитуды турбулентного потока соответственно) повторяют друг друга до расхода жидкости порядка $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$. После этого численные расчёты показывают наличие перегиба с выходом на постоянную амплитуду турбулентного потока, тогда как в теоретических расчётах близкая к линейной зависимость амплитуды от расхода не меняется. Такое противоречие легко объясняется ограничениями теоретической модели, в основе которой лежит аналитическое решение для ламинарного потока и его модификации для случая сравнительно небольших чисел Рейнольдса. При увеличении расхода и, соответственно, характерной средней скорости потока течение переходит в развитый турбулентный режим, который может быть описан выражениями (3.10), но не выражениями из предыдущего раздела. Таким образом, у представленного выше аналитического решения существуют определённые границы применимости, которые можно оценить как непревышение расходом величины $0.1 \text{ м}^3/\text{с}$, что является достаточно мягким ограничением, учитывая то, что характерные расходы на практике обладают значительно (до порядка) меньшими значениями.

Аналогично определена частота турбулентности – Рисунок 3.2.14 и 3.2.15.

Рассуждения, относящиеся к амплитуде турбулентного потока, остаются справедливыми и для несущей частоты пульсаций: как и прежде, профили 1 и 2 (выделявшиеся с положительной стороны и в теоретическом анализе) проявляются как оптимальные в случае использования для расчёта максимальной кинетической энергии, однако оказываются менее эффективными по интегральной характеристике – среднем значении кинетической энергии турбулентного потока.

Наконец, на рисунке 3.2.17 и 3.2.18 представлены результаты численного расчёта числа Рейнольдса, характеризующего турбулизирующую способность центратора.

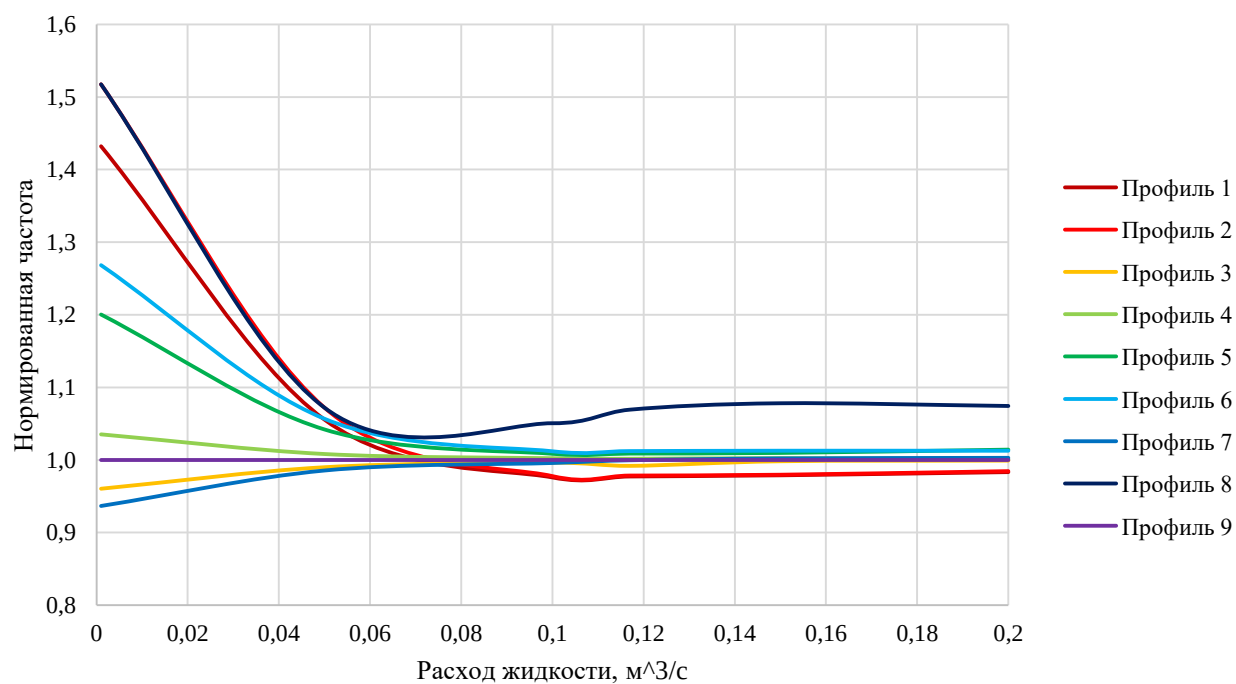
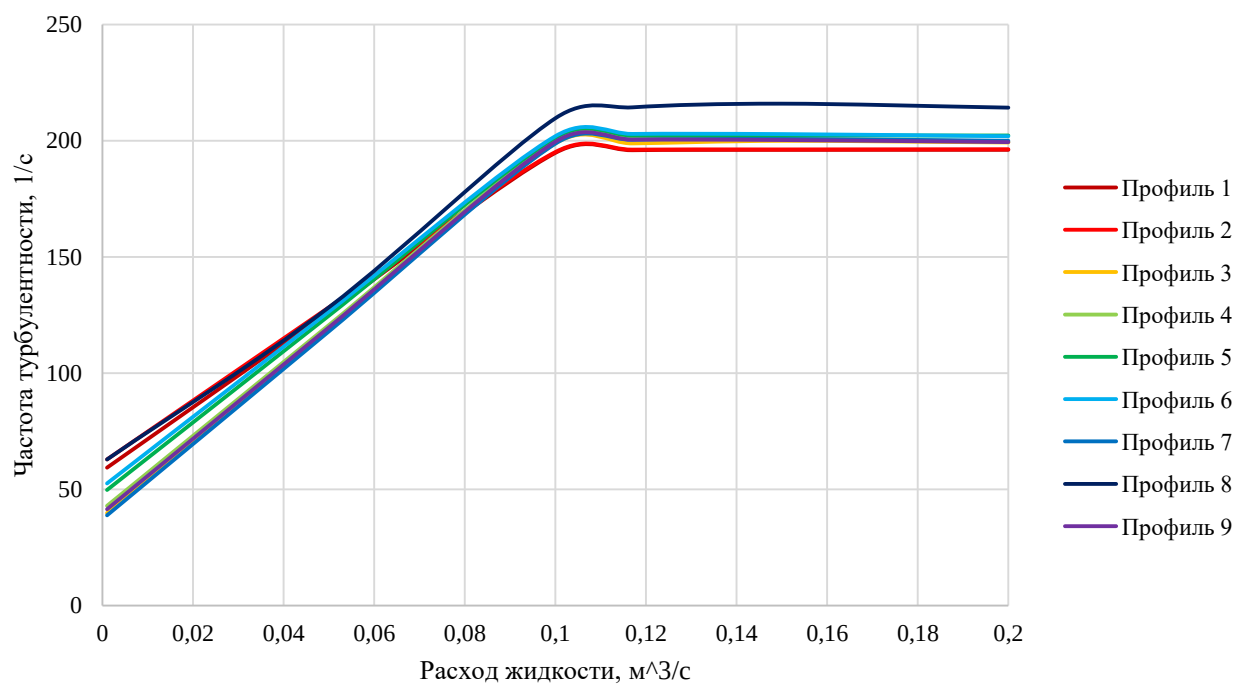


Рисунок 3.2.14 – Частота турбулентного потока, рассчитанная по средней кинетической энергии, как функция расхода жидкости

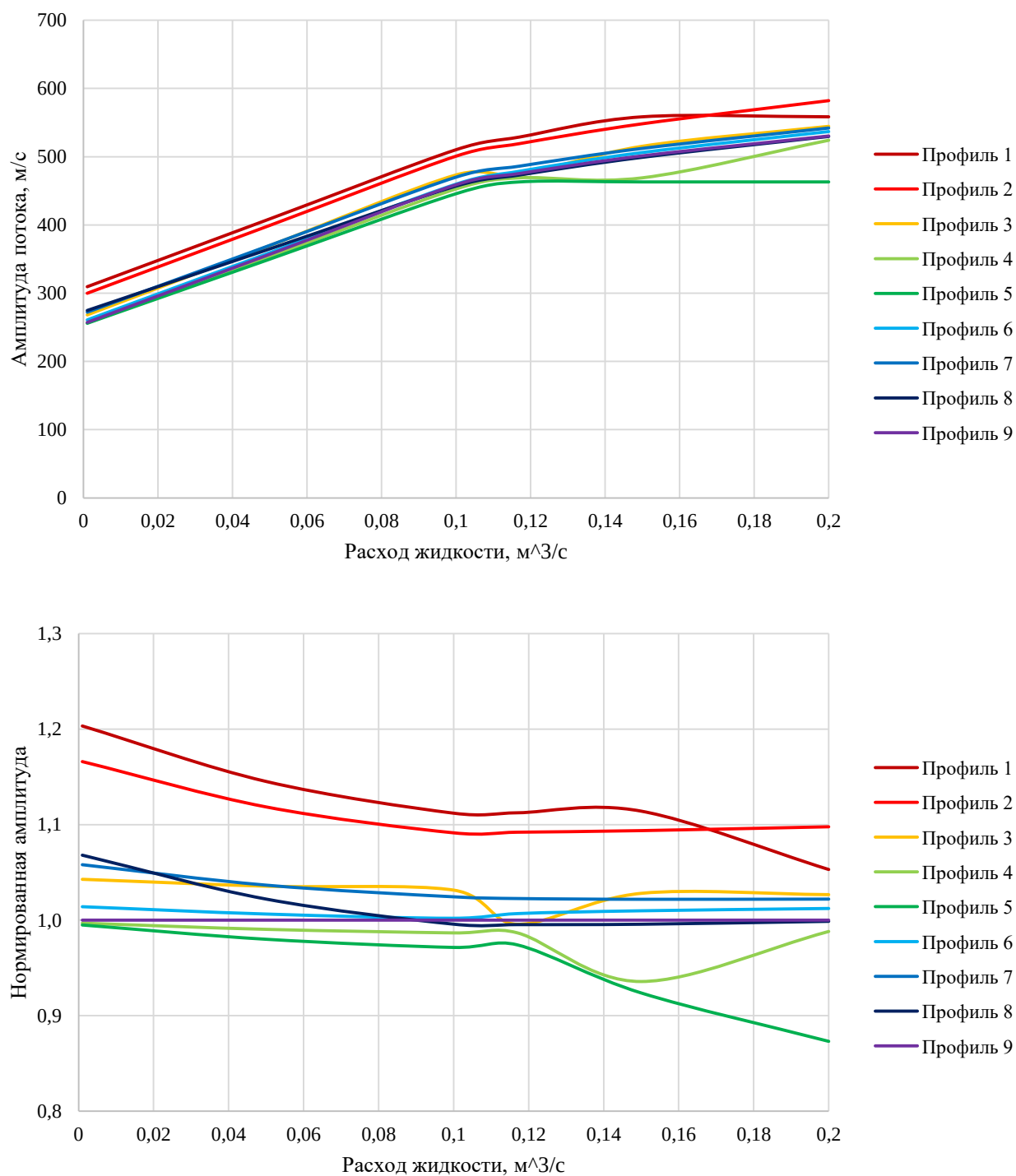


Рисунок 3.2.15 – Частота турбулентного потока, рассчитанная по максимальной кинетической энергии, как функция расхода жидкости

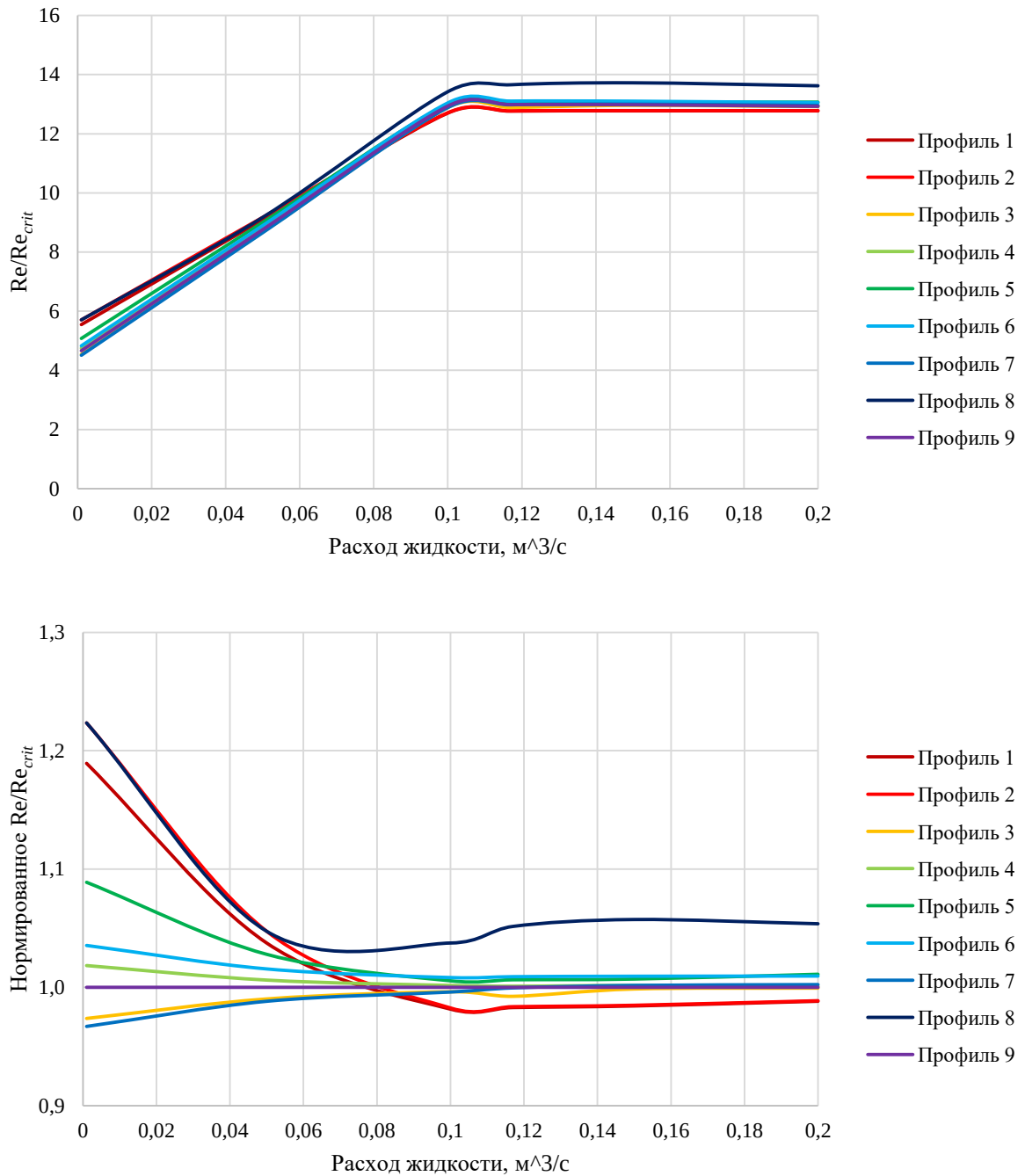


Рисунок 3.2.16 – Число Рейнольдса, отнесённое к критическому, рассчитанное по средней кинетической энергии турбулентного потока, как функция расхода жидкости

Именно на этих рисунках особенно ярко проявляется потенциал использования центратора с профилем 8: как расчёт по средней кинетической энергии, так и расчёт по максимальной (показанный ниже, на рисунке 3.2.17) выделяют этот профиль среди остальных. Как и в предыдущих случаях, аналитическое решение близко к численному для расходов, не превосходящих 0.1

м³/с. В целом можно отметить высокую сходимость теоретических и численных решений: приведённые значения параметров потока, отнесённые к результатам, полученным для профиля 9, отличаются не более чем на 30%, что, учитывая приближенные решения, использованные при теоретических расчётах, можно считать достаточно точным и свидетельствует о возможности использования аналитического решения для экспресс-анализа различных профилей.

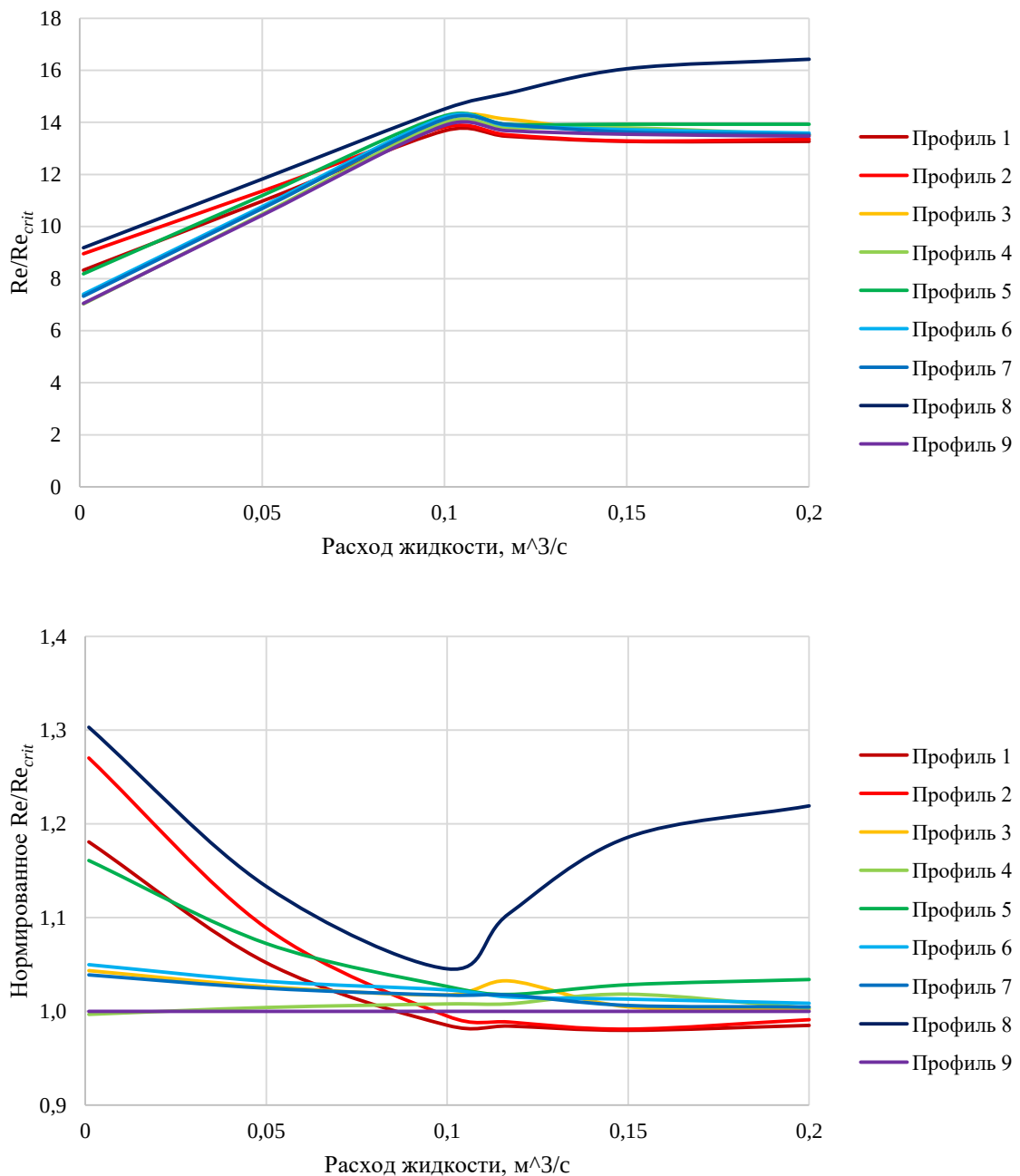


Рисунок 3.2.17 – Число Рейнольдса, отнесённое к критическому, рассчитанное по средней кинетической энергии турбулентного потока, как функция расхода жидкости

Полученные результаты подтверждают высокую турбулизирующую способность профиля центратора №8. Учитывая, что его способность является наивысшей среди рассматриваемых вариантов, было принято решение о поиске оптимальной геометрии центратора с помощью параметрического метода, результаты представлены в следующей главе.

3.3 Выводы по Главе 3

1. Турбулизирующая способность технологии гидромеханической очистки от шлама наклонно – направленных участков скважины, центратором – турбулизатором для бурильных труб с вращающимся элементом максимальна для центраторов с профилями 1, 2, 7, 8. Профиль 8 значимо выделяется на зависимости амплитуды турбулентного потока от расхода жидкости;
2. Использование вращающегося центратора – турбулизатора в составе буровой колонны обеспечивает увеличение локального числа Рейнольдса в области низкой турбулентности потока от 1200 до 5000 между частями центратора и повышение максимальной энергии турбулентного потока с $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^2$ до $2 \cdot 10^{-1} \text{ м}^2/\text{с}^2$, что способствует эффективной гидромеханической очистке от шлама наклонно направленных участков скважины.
3. Теоретические построения позволяют оценить и обосновать высокую турбулизирующую способность центратора с профилем 8.

ГЛАВА 4 ПРОВЕДЕНИЕ ОПТИМИЗАЦИИ ТУРБУЛИЗИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ВЫБРАННОГО ПРОФИЛЯ ЦЕНТРАТОРА

4.1 Параметры оптимизации профиля центратора

Согласно результатам теоретического анализа и численного моделирования, выбранный профиль центратора №8 характеризуется наивысшими значениями числа Рейнольдса, амплитуды и частоты турбулентного потока. В связи с этим, представляет интерес определение геометрических характеристик профиля, позволяющих добиться дальнейшего повышения степени выраженности турбулентности потока. Проведена параметрическая оптимизация геометрии предлагаемого профиля центратора. Ключевыми параметрами, определяющими геометрию модели согласно представленным выше результатам, являются шаг между лопастями центратора и угол между плоскостью центратора и направлением потока жидкости. В предыдущих разделах рассматривался единственный случай, при котором количество лопастей центратора N составляло $N = 8$, а угол между лопастью и направлением потока β жидкости составлял 20° . Далее следует рассмотреть другие варианты геометрии. Построенные геометрические и конечно-элементные модели, в совокупности со сформулированным алгоритмом получения и анализа результатов численного моделирования, позволяет решить задачу оптимизации, которая сводится к поиску глобального максимума функций $Re/Re_{crit}(N, \beta)$, $\Delta u(N, \beta)$ и $v_{turb}(N, \beta)$. Учитывая непрерывные зависимости оптимизируемых функций от параметров, значения N, β , при которых эти функции достигнут своих максимумов, можно считать оптимальными параметрами, характеризующими геометрическую форму центратора.

4.2 Оптимизация турбулизирующей способности центратора

Как и в предыдущей главе, для каждой пары параметров подготовлена собственная модель, по которой проводился численный расчёт потоков и оценивались значения k и ε , характеризующие турбулентный поток в рамках k - ε модели, описанной в предыдущем разделе. Зависимость этих параметров от

расхода жидкости и времени не проводилось, поскольку, согласно результатам, представленным в предыдущей главе, подобные друг другу сечения обладают схожими соотношениями между эффективностями в разные моменты времени и для разных потоков. Кроме того, введение дополнительных параметров в рассмотрение могло бы существенно расширить область эквивалентных решений задачи оптимизации турбулизирующей способности центратора.

На рисунке 4.2.1 – 4.2.6 представлены результаты расчёта зависимостей $Re/Re_{crit}(N, \beta)$, $\Delta u(N, \beta)$ и $v_{turb}(N, \beta)$, определённых с использованием выражений (2.35) – (2.37) по максимальным и средним значениям k и ε для скорости потока промывочной жидкости $u = 1.17$ м/с для разной ширины профиля (узкий – в 2 раза меньше среднего, широкий – в 2 раза больше среднего) Прочие параметры задачи остаются теми же, что и в предыдущих разделах.

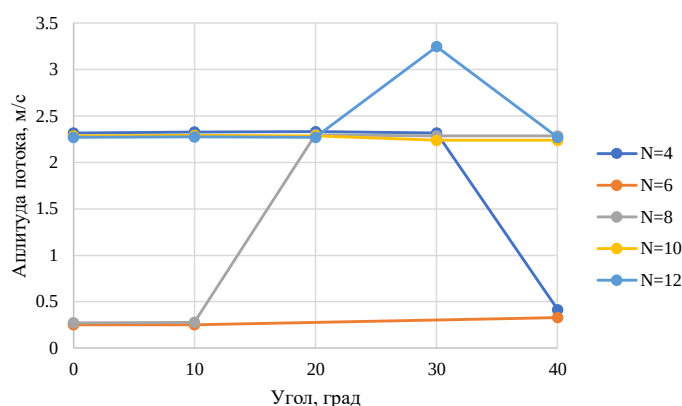


Рисунок 4.2.1 – Амплитуда турбулентного потока, рассчитанная по средней кинетической энергии, как функция параметров геометрии узкого профиля №8

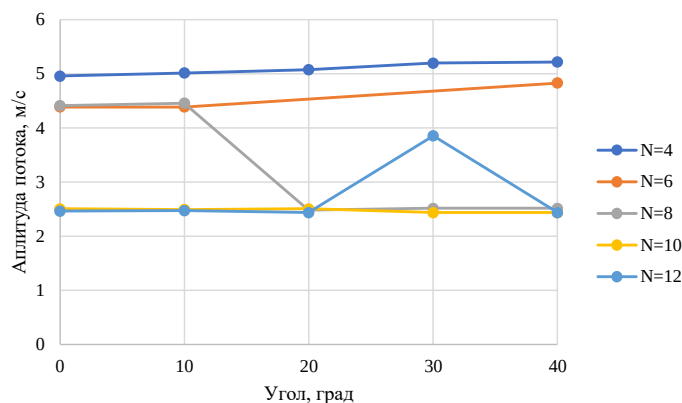


Рисунок 4.2.2 – Амплитуда турбулентного потока, рассчитанная по средней кинетической энергии, как функция параметров геометрии среднего профиля №8

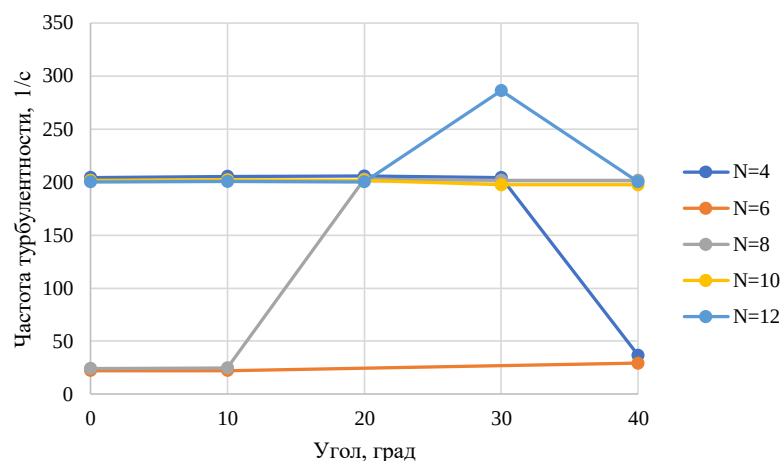


Рисунок 4.2.3 – Амплитуда турбулентного потока, рассчитанная по средней кинетической энергии, как функция параметров геометрии широкого профиля №8

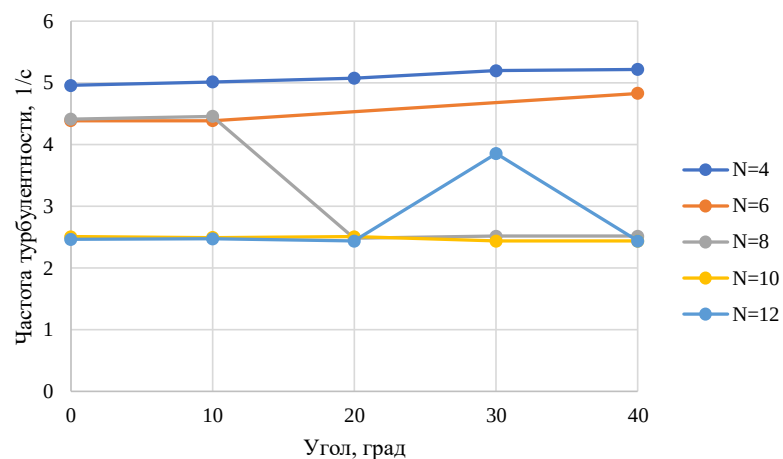


Рисунок 4.2.4 – Амплитуда турбулентного потока, рассчитанная по максимальной кинетической энергии, как функция параметров геометрии узкого профиля №8

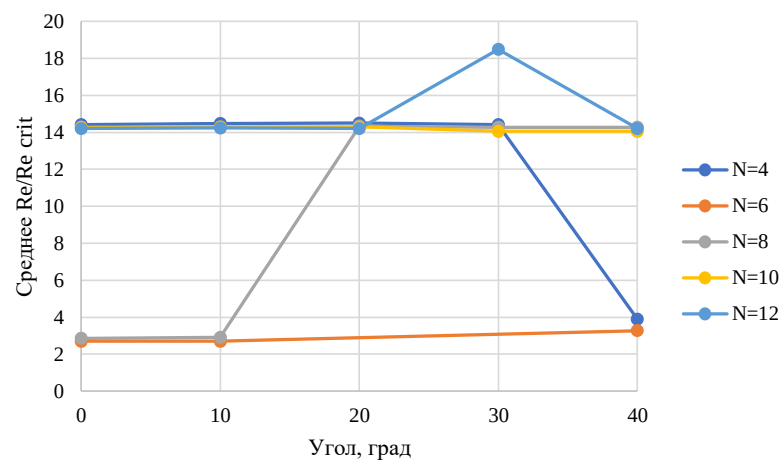


Рисунок 4.2.5 – Амплитуда турбулентного потока, рассчитанная по максимальной кинетической энергии, как функция параметров геометрии среднего профиля №8

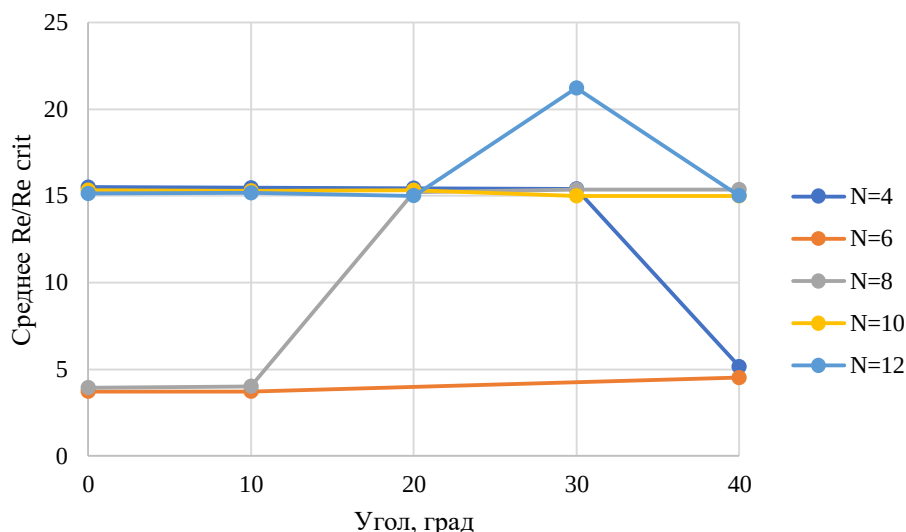


Рисунок 4.2.6 – Амплитуда турбулентного потока, рассчитанная по максимальной кинетической энергии, как функция параметров геометрии широкого профиля №8

По горизонтальной оси отложен угол β , который плоскость лопасти составляет с направлением течения жидкости в потоке, разные кривые соответствуют разным количествам лопастей N . Ясно, что при использовании только целочисленных значений N искомые функции не могут быть гладкими, с учётом физической нелинейности рассматриваемой задачи, однако видно, что зависимости по-прежнему остаются нелинейными и вопрос того, максимальная или средняя кинетическая энергия используется для анализа, остаётся актуальным.

На парах рисунков 4.2.1–4.2.2 и 4.2.4–4.2.5 можно отметить поведение варианта $N = 12$, $\beta = 30^\circ$, обладающего ярко выраженным максимумом как частоты, так и амплитуды турбулентного потока, причём только по данным о его средней кинетической энергии; в случае использования максимальной кинетической энергии этот профиль можно отнести к сравнительно неэффективным.

Приведённое число Рейнольдса также максимально для варианта $N = 12$, $\beta = 30^\circ$, в связи с чем, можно говорить о том, что есть основания считать эту комбинацию геометрических характеристик профиля оптимальной и рекомендовать изготовление опытного образца и проведение экспериментальных исследований этого варианта геометрии профиля центратора.

4.3 Гидравлический расчёт бурения горизонтального участка с центратором-турбулизатором для бурильных труб

Проведём гидравлический расчёт для бурения горизонтального участка нефтяной скважины с компоновкой низа бурильной колонны (таблица 4.3.1) для роторного бурения, применительно к послойной и зональной неоднородности терригенных пород, представленных кварцевыми песчаниками, которые приближены к геолого-техническим условиям нефтегазовых месторождений ПАО «Татнефть». Параметры расчёта приведены в таблице 4.3.2 Обобщённые результаты гидравлического расчёта представлены в таблице 4.3.3–4.3.4 и рисунках 4.3.1–4.3.5

Таблица 4.3.1 – Компоновка низа бурильной колонны

№	Эскиз	Элемент	Длина
		Группа прочности Замковое соединение Диаметр; Вес	Глубина (верх) Сумм. длина
6		БТ ТБПВ-102х8,4	
		д	1487 м
		ЗП-133-71	глуб. 0,0
		101,6 х 8,4 мм	сум. 1880,0
5		33,55 тн (22,6 кг/м)	
		ТБТ-102	196 м
		101,6 (65,1) мм	глуб. 1487,4
4		8,22 тн (42,0 кг/м)	сум. 392,6
		Центратор- турбулизатор	0,70 м
		139 (40) мм	глуб. 1683,1
		41,0 кг	сум. 196,9

Продолжение таблицы 4.3.1

№	Эскиз	Элемент	Длина Глубина (верх) Сумм. длина
		Группа прочности Замковое соединение Диаметр; Вес	
3		ТБТ-102 101,6 (65,1) мм 8,22 тн (42,0 кг/м)	196 м глуб. 1683,8 сум. 196,2
2		Калибратор 1КЛС-153-СТ 153 (38) мм 20,0 кг	0,30 м глуб. 1879,5 сум. 0,5
1		155,6 TSD516M 155,6 мм 20,0 кг	0,22 м глуб. 1879,8 сум. 0,2

Таблица 4.3.2 – Параметры гидравлического расчёта

Буровой раствор		Долото	
Наименование	Раствор на углеводородной основе	Типоразмер	155,6 TSD516M
Модель жидкости	Бингамовская	Схема промывки	Периферийная
Плотность, г/см³	1,30	Насадки (шт. х диам.)	-
Вязкость, мПа·с	40,00		-
ДНС, Па	14,00	Площ. насадок, см²	-
п / к, Па·с ^п	-	Диам. центр. отв., мм	-
СНС 10 мин, Па	9,60	Коэф. насадок	0,92

Продолжение таблицы 4.3.2

Буровой насос		Забойный двигатель	
Тип насоса	F-1300	Типоразмер	-
Кол-во насосов, шт.	1		
Коэф. мощности	0,90	Тип	-
Диаметр втулок (поршней), мм	-	Перепад давл. на холостом ходу, МПа*	-
Норма наполнения, %	90	Плотн. раств., г/см ³ *	-
Двойных ходов, 1/мин	120	Расход, л/с*	-
Расход одного насоса, л/с	18	Перепад давл. на раб. режиме, МПа*	-
Суммарный расход насосов, л/с	18	Момент на рабочем режиме, кН·м*	-
Пред. давл., кгс/см ²	256,8	Момент при бурении	-
Наземное оборудование диам., мм / длина, м		Бурение / СПО / Шлам	
Манифольд	100/30	Скор. бурения, м/ч	10
Шланг	70/15	Скор. СПО, м/мин	18
Вертлюг	90/1,5	Плотн. породы, г/см ³	2,70
Квадрат	80/12	Диам. шлама, мм	10

Таблица 4.3.3 – Обобщённые результаты гидравлического расчёта

Долото		Глубина по стволу, м	1880
Скор. на насадках, м/с	0,00	Глубина по вертикали, м	1621
Мощность, кВт / HSI, л.с./дюйм ²	0,00 /	Гидростат. давл. на забое, кгс/см ²	210,7
Удельный расход, л/с/см ²	0,095	Гидродинам. давл. на забое, кгс/см ²	255,0
Мин. скор. в стволе, м/с	1,41	ЭЦП на забое, кг/м ³	1573
Потери давления, кгс/см ²		Время циркуляции, мин	31
Суммарные	130,9	Время циркуляции внутри, мин	9
Наземное оборудование	1,8	Время циркуляции снаружи, мин	22
Бурильная колонна	84,8	Объём внутри, м ³	9,70
в том числе УБТ	-	Объём снаружи, м ³	23,34
в том числе Телесистема	-	Суммарный объём, м ³	33,05
Забойный двигатель	-	Объём без инструмента, м ³	38,61
Долото	-	Очистка ствола	
Кольцевое пространство	44,4	Скор. оседания шлам, (м/с м/мин)	0,000 0,0
Давление закачки, кгс/см ²		Макс. концентр. шлама, %	0,3
Давление «над забоем»	-	Макс. высота подушки, мм	0,0
Давление «на забое»	130,9	Подача для очистки подушки, л/с	13,4
Давление при запуске насосов	21,1	Время трансп. шлама с забоя, мин	22,0

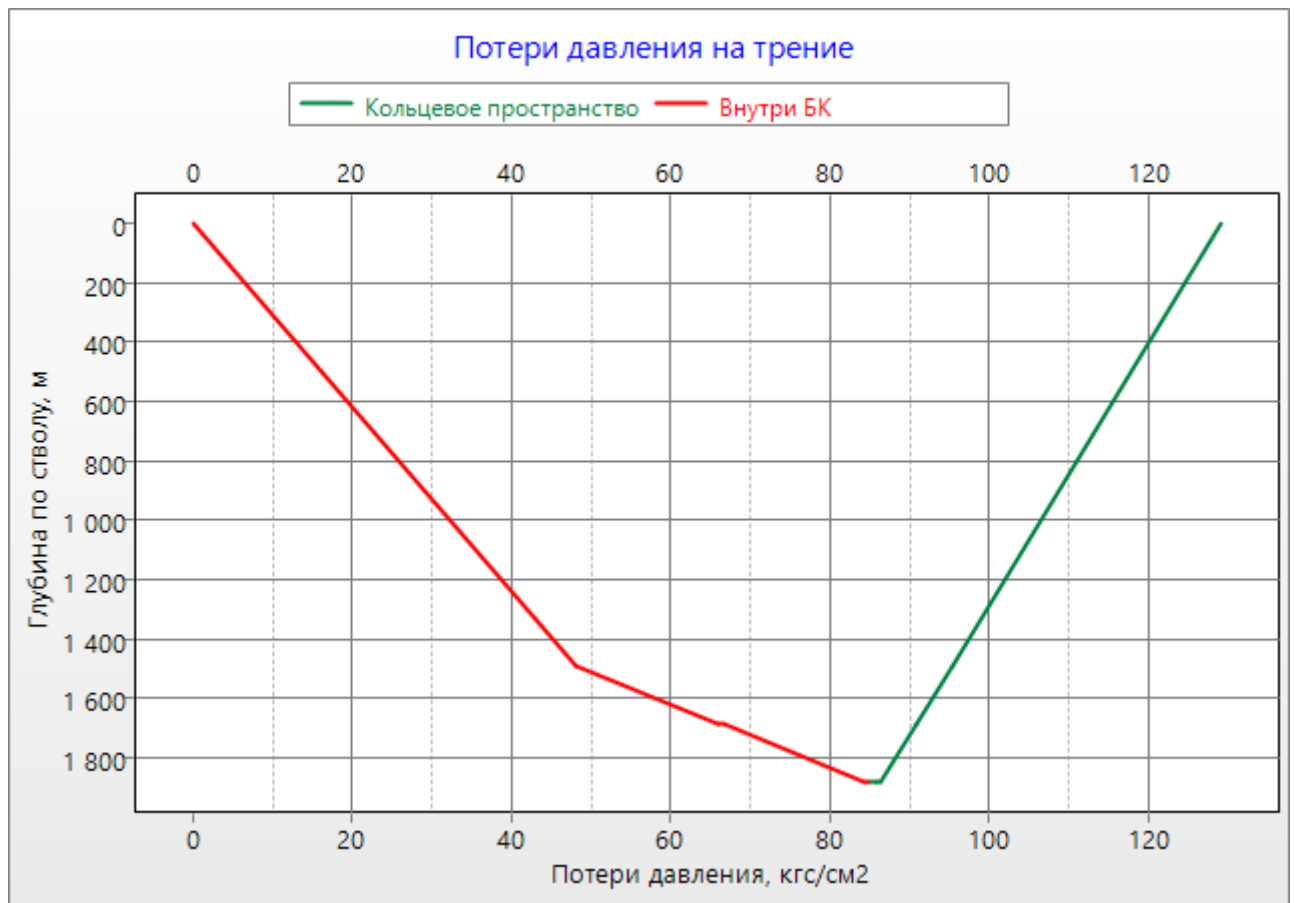


Рисунок 4.3.1 – Потери давления на трение

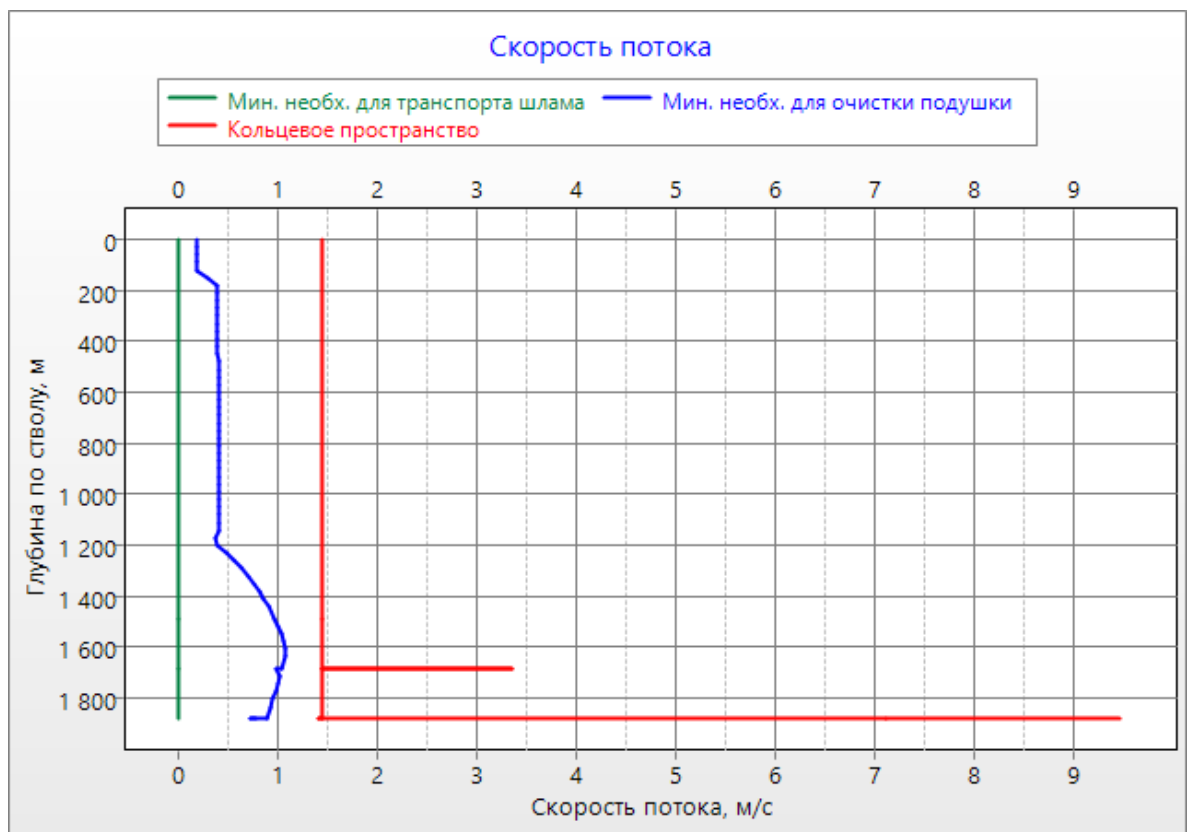


Рисунок 4.3.2 – Скорость потока

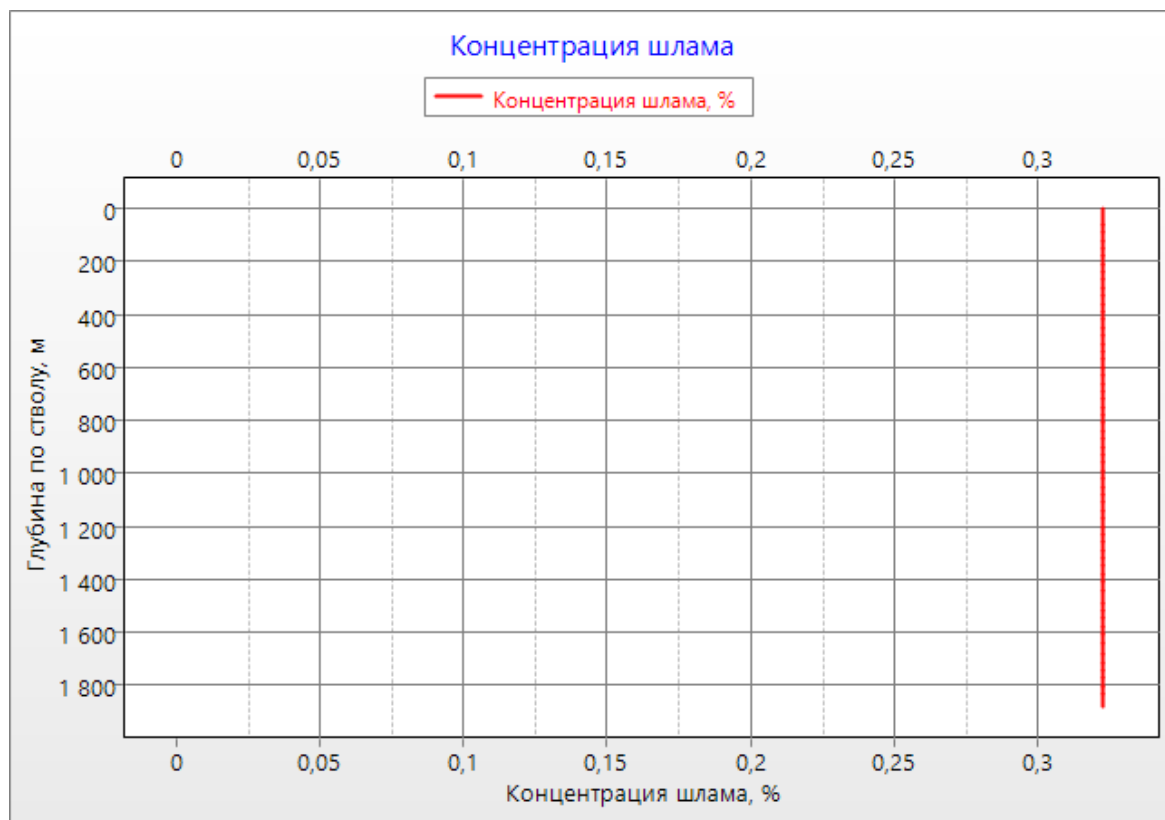


Рисунок 4.3.3 – Концентрация шлама

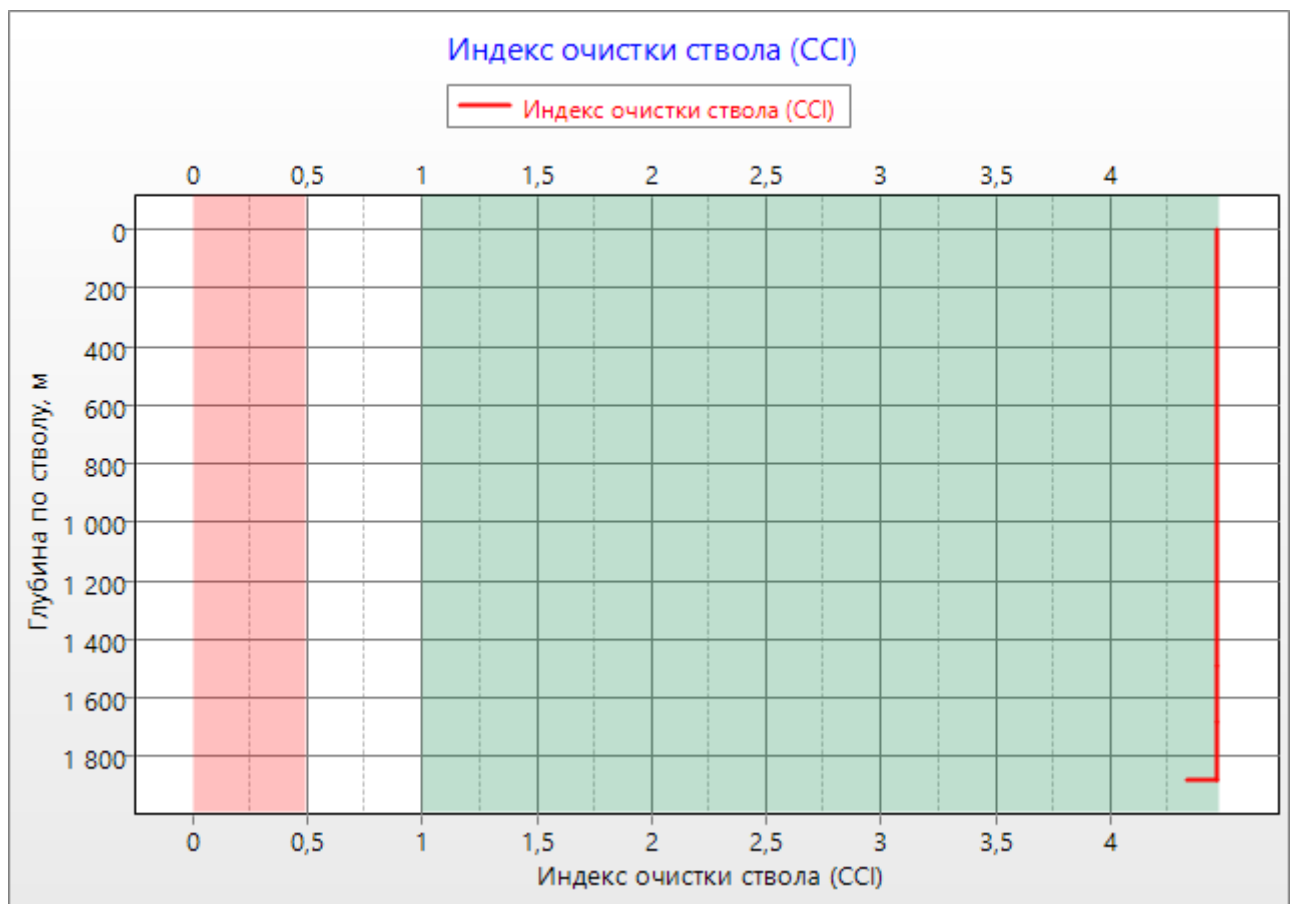


Рисунок 4.3.4 – Индекс очистки ствола

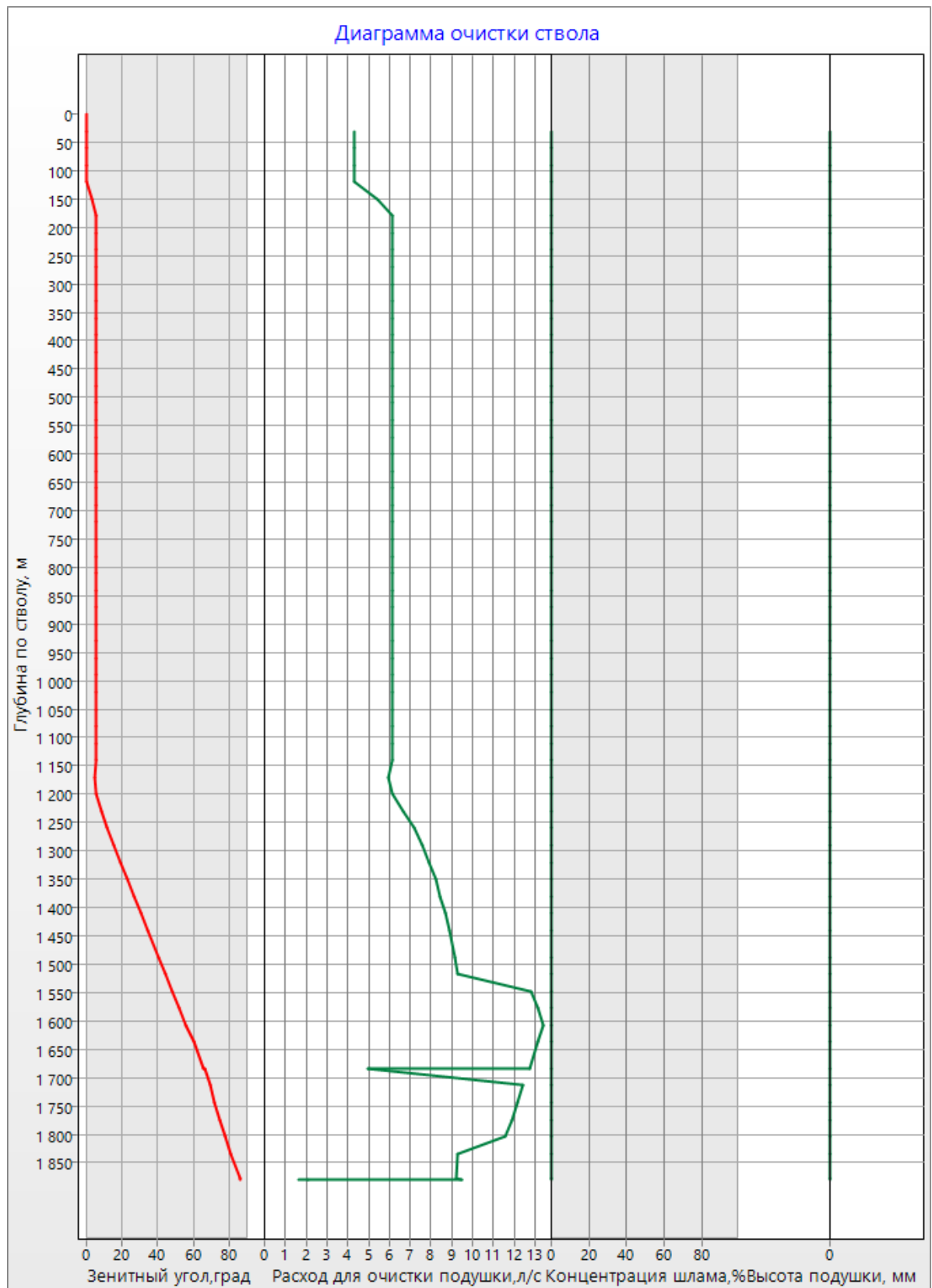


Рисунок 4.3.5 – Диаграмма очистки ствола [45]

Из проведённого гидравлического расчёта и построенной диаграммы (рисунок 4.3.5) можно сделать вывод, при зенитном угле 65, 1683м по стволу в месте установки центратора- турбулизатора, происходит локальное уменьшение

необходимого расхода жидкости для выноса шлама с 12,5 л/с до 5 л/с и предотвращение образование скоплений шлама. Далее при зенитном угле 68, 1710 м по стволу необходимый расход вырастает до 12,3 л/с. Таким образом, для эффективного выноса шлама необходимо устанавливать центратор- турбулизатор через каждую бурильную трубу (8,6 м).

Таблица 4.3.4 – Окончательные результаты гидравлического расчёта для КНБК с 1 центратором

От, м	До, м	Длина, м	Наименование	Потери давлений, кгс/см ²			Скорость, м/с		Диаметр, мм				Лямбда	Режим
				на трение	в замк. соед.	при СПО	бур. раств.	вынос шлама	внутр. элем.	наруж. элем.	внутр. замк.	наруж. замк.		
0	1487,4	1487,4	БТ ТБПВ-102	38,6	9,6	-	3,187	-	84,8	101,6	71,4	133,4	-	Лам.
1487,4	1683,1	195,7	ТБТ-102	17,8	-	-	5,408	-	65,1	101,6	65,1	133,0	-	Турб.
1683,1	1683,8	0,7	Центратор-тур	0,6	-	-	14,324	-	40	139	40,0	152,4	-	Турб.
1683,8	1879,5	195,7	ТБТ-102	17,8	-	-	5,408	-	65,1	101,6	65,1	133,0	-	Турб.
1879,5	1879,8	0,3	Калибратор 11 СТ	0,4	-	-	15,871	-	38	153	38,0	153,0	-	Турб.
1879,8	1880	0,2	155,6 TSD516	0	-	-	-	-	-	155,6	124,5	155,6	-	Турб.
				76,2	9,6	-								

Проведём аналогичный гидравлический расчёт для случая без центратора - турбулизатора для бурения горизонтального участка нефтяной скважины с компоновкой низа бурильной колонны для роторного бурения. Результаты приведены в таблице 4.3.5

Из приведённых гидравлических расчётов для бурения горизонтального участка нефтяной скважины с компоновкой низа бурильной колонны (таблица 4.3.1) для роторного бурения, применительно к послойной и зональной неоднородности терригенных пород, представленных кварцевыми песчаниками, которые приближены к геолого-техническим условиям нефтегазовых месторождений ПАО «Татнефть», следует, что установка центратора -

Таблица 4.3.5 – Окончательные результаты гидравлического расчёта для КНБК без центратора

От, м	До, м	Длина, м	Наименование	Потери давлений, кгс/см ²			Скорость, м/с		Диаметр, мм				Лямбда	Режим
				на трение	в замк. соед.	при СПО	бур. раств.	вынос шлама	внутр. элем.	наруж. элем.	внутр. замк.	наруж. замк.		
0	1487,4	1487,4	БТ ТБПВ-102	38,6	9,6	-	3,187	-	84,8	101,6	71,4	133,4	-	Лам.
1487,4	1683,1	195,7	ТБТ-102	17,8	-	-	5,408	-	65,1	101,6	65,1	133,0	-	Турб.
1683,8	1879,5	195,7	ТБТ-102	17,8	-	-	5,408	-	65,1	101,6	65,1	133,0	-	Турб.
1879,5	1879,8	0,3	Калибратор 1КЛС-153-СТ	0,4	-	-	15,871	-	38	153	38,0	153,0	-	Турб.
1879,8	1880	0,2	155,6 TSD516M	0	-	-	-	-	-	155,6	124,5	155,6	-	Турб.
				75,6	9,6	-								

турбулизатора для бурильных труб в компоновку низа бурильной колонны позволяет снизить необходимый расход промывочной жидкости для выноса шлама с 12,5 л/с до 5 л/с и предотвращает образование скоплений шлама. Для эффективного выноса шлама необходимо устанавливать центратор- турбулизатор через каждую бурильную трубу (8,6 м). Потери давления на 1 центратор-турбулизатор составляют 0,6 кгс/см², что при общей потере давления в колонне 76,2 кгс/см², составляет менее 1% и являются незначительными.

4.4 Выводы по Главе 4

1. Проведена параметрическая оптимизация геометрии профиля центратора, продемонстрировавшего наибольшую турбулизирующую способность, определён оптимальный угол между лопастью центратора и количество лопастей.

2. Гидравлические расчёты показали, что для бурения горизонтального участка нефтяной скважины, применительно к послойной и зональной неоднородности терригенных пород, представленных кварцевыми песчаниками, которые приближены к геолого-техническим условиям нефтегазовых месторождений ПАО «Татнефть», установка центратора – турбулизатора для бурильных труб в компоновку низа бурильной колонны позволяет снизить

необходимый расход промывочной жидкости для выноса шлама с 12,5 л/с до 5 л/с и предотвращает образование скоплений шлама. Для эффективного выноса шлама необходимо устанавливать центратор – турбулизатор через каждую бурильную трубу (8,6 м). Потери давления на 1 центратор – турбулизатор составляют 0,06 МПа, что при общей потере давления в колонне 7,5 МПа составляет менее 1% и являются несущественными.

3. Построенные модели также допускают исследование механических процессов, происходящих непосредственно в самом центраторе, что позволяет в перспективе рассматривать такие вопросы как прочность материала центратора, возможность механических поломок и тому подобное. Возможно рассмотрение задачи определения оптимальных свойств материала, из которого изготавливается центратор, для достижения максимальной экономической эффективности работы бурового долота путём снижения рисков, связанных с разрушением материала.

ГЛАВА 5 ТЕХНОЛОГИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ ОТ ШЛАМА НАКЛОННО - НАПРАВЛЕННЫХ УЧАСТКОВ СКВАЖИНЫ.

ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ЦЕНТРАТОРА – ТУРБУЛИЗАТОРА ДЛЯ БУРИЛЬНЫХ ТРУБ С ВРАЩАЮЩИМСЯ ЭЛЕМЕНТОМ НА СТЕНДЕ ИМИТАЦИИ НАКЛОННО–ГОРИЗОНТАЛЬНОГО БУРЕНИЯ.

5.1 Технология гидромеханической очистки от шлама.

При бурении наклонно–направленных и горизонтальных участков скважины возникает множество проблем и одни из наиболее частых – это прихваты и затяжки, вызванные скоплением шлама в скважине. Для образования прихватов и затяжек в наклонно–направленных и горизонтальных участках ствола достаточно нескольких килограммов шлама, поэтому качественная очистка ствола скважины является одной из приоритетных задач при бурении скважины с горизонтальным окончанием.

Технология основана на создании развитого турбулентного потока жидкости разработанным и запатентованным центратором – турбулизатором для бурильных труб с вращающимся элементом, предотвращающим скопление шлама на наклонно – направленных участках скважины.

Разработанный центратор перед спуском в скважину проверяют на целостность и возможность свободного вращения втулки 2 (Рисунок 5.1.1). Насаживают на переводник, закрепляя нижнюю втулку 1 к трубе штифтами 5. Затем центратор – турбулизатор, установленный на переводнике, вместе с колонной бурильных труб спускают в интервал скважины, где требуется обеспечить качественное удаление шлама, например в кавернозных, наклонных и горизонтальных участках ствола.

При достижении центратором – турбулизатором для бурильных труб кавернозного участка скважины, наклонного или горизонтального участка ствола скважины, буровой раствор, попадая из бурильной трубы в кольцевое затрубное пространство и проходя через втулку 2, попадает в лопасти неподвижной втулки 1.

Изменение направления течения жидкости приводит к повороту или вращению верхней втулки 1. Кроме того, резкое изменение направления движения потока приводит к турбулентному движению жидкости.

Выполнение центратора – турбулизатора для бурильных труб в виде двух втулок, насаженных на переводник посредством штифтов с заострёнными концами, упрощает конструкцию центратора с одновременным снижением затрат на изготовление. Устанавливать центраторы в компоновке бурильной колонны предлагается следующим образом: центратор после забойного двигателя, телесистемы и другого необходимого оборудования, через каждую бурильную трубу, что нашло подтверждение в эффективности выноса шлама при проведении гидравлического расчёта для бурения горизонтального участка нефтяной скважины с компоновкой низа бурильной колонны для роторного бурения, которая была приближена к геолого-техническим условиям нефтегазовых месторождений ПАО «Татнефть».

Опытный образец центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом был изготовлен на заводе Технологические решения «Tech-TS» (Рисунок 5.1.1)



Рисунок 5.1.1 – Опытный образец центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом, где 1 – первый диск, 2 – второй диск, вращающийся

Для решения этих проблем разработан и изготовлен опытный образец центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом [50]. В предыдущих главах проведён теоретический расчёт различных профилей центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом, численное моделирование работы центратора и оптимизация его геометрии. Для дальнейших исследований необходимы лабораторные испытания опытного образца центратора, которые проведены на лабораторном стенде имитации наклонно–горизонтального бурения (ИНГБ), расположенном в лаборатории кафедры БНГС АГТУ ВШН.

5.2 Устройство, описание и принцип работы стенда ИНГБ

Стенд состоит из измерительной и гидравлической части [таблица 5.2.1]. Гидравлическая часть представлена замкнутой системой циркуляции жидкости: рабочая жидкость подаётся насосом из ёмкости в линию нагнетания которая соединяет насосный агрегат с имитатором бурильной трубы. На выходе из имитатора бурильной колонны рабочая жидкость смешивается с воздухом, подающимся от воздушного компрессора, расположенного в пульте управления через воздушную трубку. Далее через стеклянный тубус возвращается в ёмкость.

Таблица 5.2.1 – Параметры стенда ИНГБ с коэффициентом (масштабом) геометрического моделирования k_d

Величины	Размеры, мм		Коэффициент (масштаб) геометрического моделирования k_d
	натуры	модели	
Диаметр скважины D_c , мм	146	146	1
Диаметр труб D_T , мм	114	92	0,81
Диаметр центратора, мм	137	137	1

Измерительная часть стенда ИГНБ [17] состоит из приборов стенда объёмного расходомера, и виброанализатора Агат – М фирмы «Диамех», которые

обеспечивают измерение как расхода жидкости, так и измерения частоты и амплитуды турбулентного потока жидкости.

5.3 Методика испытаний центратора - турбулизатора на стенде ИНГБ

При работе со стендом предусматривался следующий алгоритм действий:

- На имитатор бурильной трубы устанавливался опытный образец центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом, который был изготовлен на заводе Технологические решения «Tech-TS»
- проверяли уровень воды в баке по уровню жидкости. Уровень воды должен быть по красной полоске на указателе.
- проверяли положение затвора вентиля. Вентиль должен находиться в открытом состоянии
- проверяли положение имитатора бурильной трубы относительно тубуса поз. 3. Имитатор должен быть в максимально выдвинутом из тубуса положении, штурвал механизма перемещения должен быть зафиксирован.
- включали насосный агрегат с пульта управления и дали возможность насосному агрегату производить устойчивую перекачку воды. Ориентировочное время 1–1,5 мин.
- плавно вращая маховик по часовой стрелке, пустили напор от насосного агрегата в имитатор бурильной трубы и тубус.
- выдержали в данном режиме 1–1,5 мин для установления давления по всей гидросистеме.
- контролировали расход жидкости через нагнетательную линию по дисплею расходомера.
- при необходимости далее включали воздушный компрессор. При подаче воздуха его расход можно регулировать на пульте управления
- далее штурвалом привода перемещения перемещали имитатор бурильной трубы в тубусе.
- при работе стенда следили за уровнем жидкости в баке.

5.4 Лабораторные испытания опытного образца центратора – турбулизатора для бурильных труб.

При проведении лабораторных испытаний опытного образца определялись следующие зависимости: частоты и амплитуды турбулентного потока от расхода жидкости.

Для измерения частоты и амплитуды турбулентного потока применялся виброанализатор Агат – М фирмы "Диамех", который представляет собой портативный виброизмерительный прибор. Данный прибор имеет возможность измерять, анализировать и собирать динамические сигналы в базу данных. Виброанализатор позволяет получать частоту турбулентного потока, его виброскорость, виброперемещение, спектры соответствующих характеристик, кроме этого, обеспечивает возможность просмотра, анализа и разгрузки данных для обработки на персональном компьютере и снятия частотных и временных характеристик. Основными функциями обработки являются спектр, форма сигнала, общий уровень, амплитуда/фаза, каскады спектров. Процесс измерения виброхарактеристик проводился следующим образом: щуп от виброанализатора устанавливался возле центратора, сигналы от щупа, соответствующим образом обработанные, высвечивались на экране виброанализатора. При обработке данных, полученных виброанализатором использовалась система "Диамант 2" ООО 'ДИАМЕХ 2000

5.5 Погрешности измерений

Рассмотрим погрешности, которые возникают при проведении лабораторных испытаний. Они подразделяются на два вида: систематические и случайные. Систематические погрешности обусловлены погрешностями приборов, входящих в измерительную схему лабораторного стенда. Основным прибором, влияющим на точность измерения амплитуды и частоты турбулентного потока, является виброанализатор фирмы "ДИАМЕХ". Погрешность лабораторных измерений составила не более 7 %.

5.6 Результаты лабораторных испытаний опытного образца центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом

Лабораторные испытания проводились при следующих значениях расхода жидкости: 0,001 м³/с; 0,003 м³/с; 0,005 м³/с; 0,007 м³/с. Получены зависимости частоты и амплитуды турбулентного потока от расхода жидкости. Представлены на рисунке 5.6.2.

График, представленный на рисунке 5.6.2. полученный при теоретических расчётах подтверждается лабораторными испытаниями, представленными на рисунке 5.6.1. Амплитуда перемещений может не совпадать из-за ограничений работы стента ИНГБ.

На рисунке 5.6.1. представлены графики спектра частоты турбулентности с центратором (красная линия) и без него (синяя линия) при расходе жидкости 0,003 м³/с.

Из рисунка 5.6.1. видно, что пиковая амплитуда турбулентного потока при расходе 0,003 м³/с без опытного образца центратора составляет 0,0001 мм/с, с опытным образцом выше на порядок и равна 0,001 мм/с, что свидетельствует о работоспособности опытного образца центратора, способного создать турбулентный поток жидкости, который может снизить возможность осаждение шлама на наклонно–направленных и горизонтальных участках скважины.

Сопоставление значений теоретических и лабораторных испытаний показало, что имеется сходимость значений испытаний при расходах: 0,001 м³/с; 0,003 м³/с; 0,005 м³/с. 0,007 м³/с. Более высокие значения расхода жидкости выше 7,8 л/с (0,0078 м³/с) на лабораторном стенде замерить не позволяют характеристики стенда ИНГБ.

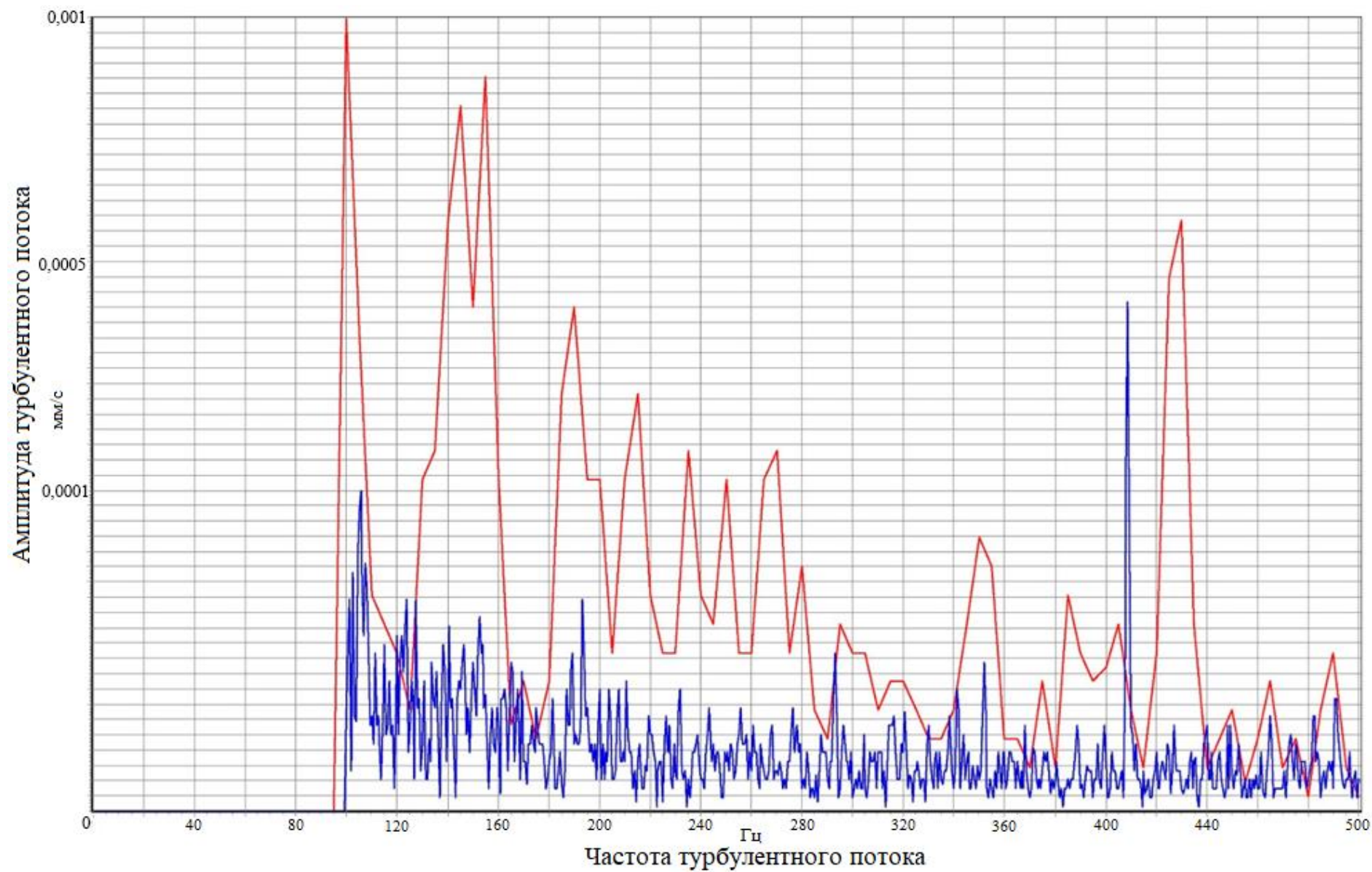


Рисунок 5.6.1 – Пример вывода результата замера спектра с использованием виброанализатора Агат – М

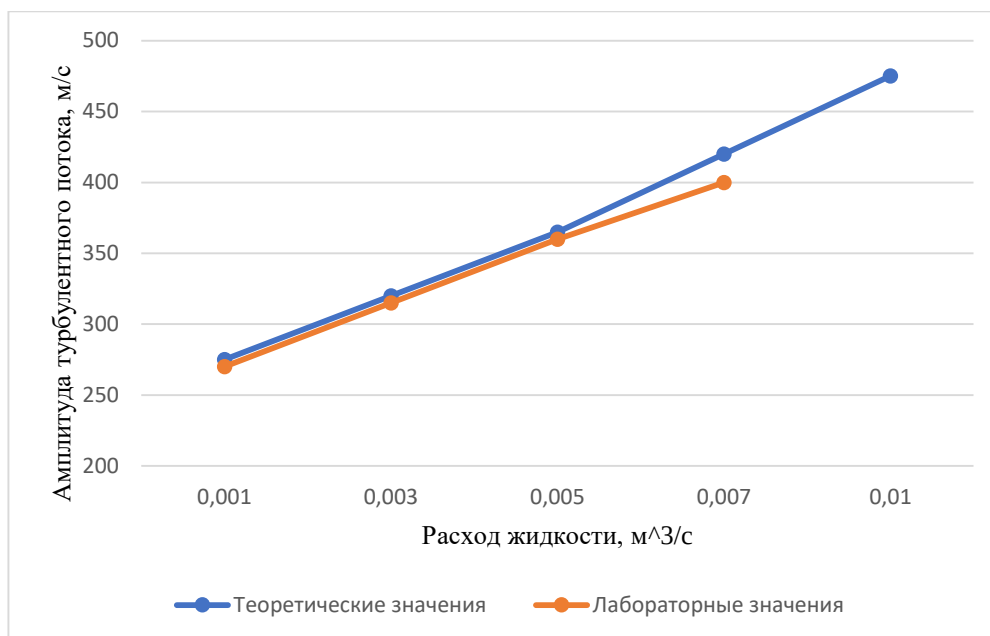


Рисунок 5.6.2 – Сопоставление значений теоретических и лабораторных испытаний частоты турбулентного потока в зависимости от расхода жидкости. 1 теоретическая зависимость, 2 лабораторные испытания

Далее рассмотрим, как меняется турбулентный поток, создаваемый центратором – турбулизатором для бурильных труб с вращающимся элементом на расстоянии 1 м и 2 м от него, при аналогичных условиях испытаний. Датчик вибрации устанавливался на теле имитатора стенки скважины и измерял виброскорость.

На рисунке 5.6.3 представлены графики спектра частоты турбулентности с центратором (красная линия) и без него (синяя линия) при расходе жидкости 0,003 м³/с на расстоянии от центратора 1 м.

Из рисунка 5.6.3 видно, что пиковая амплитуда турбулентного потока при расходе 0,003 м³/с без опытного образца центратора составляет 0,00008 мм/с, с опытным образцом выше на порядок и равна 0,0008 мм/с. на расстоянии от центратора 1 м.

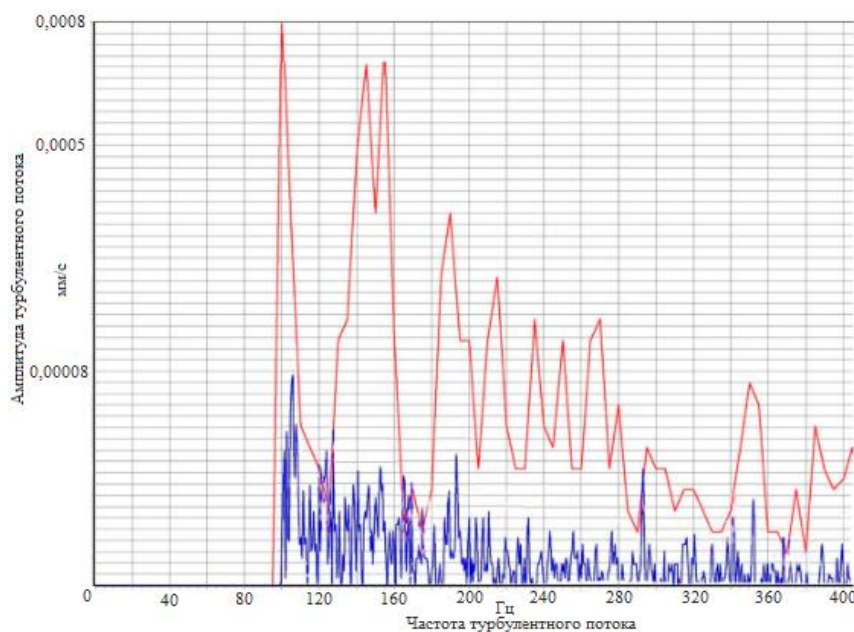


Рисунок 5.6.3 – Результаты замеров виброскорости

На рисунке 5.6.4 представлены графики спектра частоты турбулентности с центратором (красная линия) и без него (синяя линия) при расходе жидкости $0,003 \text{ м}^3/\text{с}$ на расстоянии от центратора 2 м.

Из рисунка 5.6.4 видно, что пиковая амплитуда турбулентного потока при расходе $0,003 \text{ м}^3/\text{с}$ без опытного образца центратора составляет $0,00006 \text{ мм/с}$, с опытным образцом выше на порядок и равна $0,0006 \text{ мм/с}$ на расстоянии от центратора 2 м.

Таким образом, при исследовании зависимости от расстояния турбулентного потока, создаваемого центратором – турбулизатором для бурильных труб с вращающимся элементом на расстоянии 1 м и 2 м от него, выяснилось, что наблюдаются затухающие колебания с идентичными частотами и незначительно уменьшающимися амплитудами. Так для частоты 100 Гц возле центратора $0,001 \text{ мм/с}$, на расстоянии 1 м $0,0008 \text{ мм/с}$, на расстоянии 2 м $0,0006 \text{ мм/с}$.

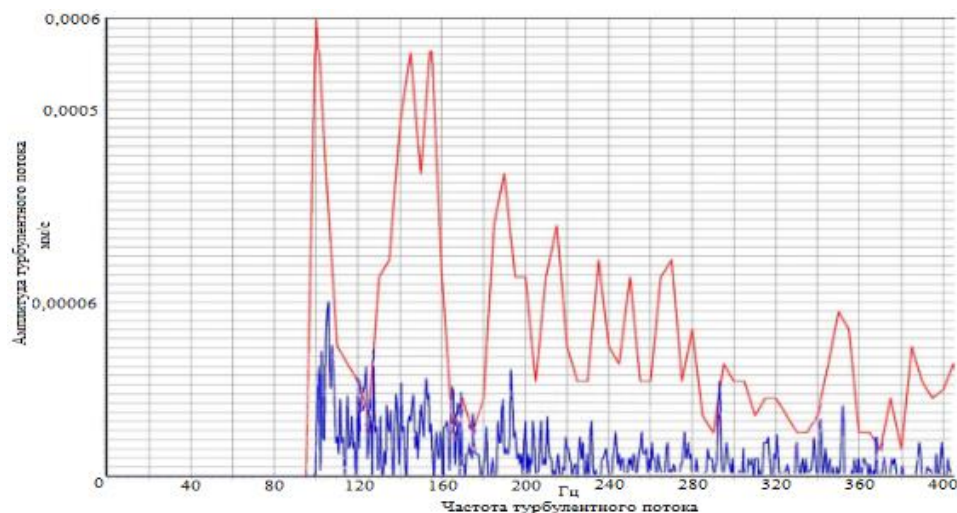


Рисунок 5.6.4 – Результаты замеров виброскорости

5.7 Выводы по Главе 5

1. Разработана технология гидромеханической очистки от шлама наклонно – направленных участков скважины, на основе запатентованного центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом, который обеспечивает повышение качества строительства ствола скважины за счёт турбулизации восходящего потока бурового раствора и предотвращает создание зон скопления шлама.

2. Сконструирован и изготовлен опытный образец центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом. Проведённые лабораторные испытания подтвердили его работоспособность. Получена сходимость результатов теоретических и лабораторных испытаний. Погрешность лабораторных испытаний составила не более 7 %. Разработана методика испытаний центраторов на стенде ИНГБ

3. Проведённые лабораторные испытания выявили возможность создания турбулентного потока жидкости опытным образцом центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом и подтвердили работоспособность, что позволяет сократить сроки разработки и внедрения новых центраторов при бурении нефтяных и газовых скважин.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе предлагается запатентованный опытный образец центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом, на основе которого разработана новая технология гидромеханической очистки от шлама наклонно направленных участков скважины. Сформулирована теоретическая модель течения жидкости в окрестности центратора.

Выполненные исследования позволяют сделать следующие рекомендации:

1. На основе проведённого анализа литературных источников, посвящённых вопросам проблематики очистки скважин от выбуренной породы, выявлено, что повышение качества очистки наклонно направленных участков скважины возможно путём гидромеханического воздействия на поток жидкости за счёт создания турбулентного режима течения бурового раствора в кольцевом пространстве.

2. Обоснована теоретическая модель, позволяющая рассматривать течение промывочной жидкости в окрестности центратора с помощью аналитических методов. Установлено на основе теоретической модели течение промывочной жидкости в окрестности центратора, что изменение направления потока существенно повышает турбулизирующую способность предложенной технологии гидромеханической очистки от шлама наклонно направленных участков скважины.

3. В результате проведённого численного моделирования технологии гидромеханической очистки от шлама наклонно направленных участков скважины определён оптимальный угол между лопастью центратора и направлением потока промывочной жидкости и количество лопастей на поперечном сечении для всего рассмотренного диапазона расходов жидкости.

4. Сконструирован и изготовлен опытный образец центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом. Проведённые лабораторные испытания подтвердили его работоспособность. Получена сходимость результатов теоретических и лабораторных испытаний. Погрешность лабораторных испытаний составила не более 7 %.

5. Разработана технология гидромеханической очистки от шлама наклонно – направленных участков скважины, на основе запатентованного центратора – турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом, который обеспечивает повышение качества строительства ствола скважины за счёт турбулизации восходящего потока бурового раствора и предотвращает создание зон скопления шлама.

Перспективы дальнейшего развития темы в области улучшения качества очистки наклонно направленных и горизонтальных участков профиля скважины от выбуренной горной породы заключаются в разработке цифрового двойника КНБК, в составе которого находится центратор – турбулизатор для бурильных труб с вращающимся элементом, а также в изучении ранее не рассмотренных гидродинамических эффектов, позволяющих повысить качество проводимых исследований.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ННС – наклонно направленных скважин

НН – наклонно направленная

ГС – горизонтальная скважина

КНБК – компоновка низа бурильной колонны

ДНС – динамическое напряжение сдвига

СНС – статическое напряжение сдвига

ИГНБ – имитация наклонно – горизонтального бурения

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акбулатов, Т.О. Критерии подобия при моделировании процессов транспортировки частиц шлама в горизонтальных участках ствола скважины / Т.О. Акбулатов, Л.М. Левинсон, Р.Г. Салихов, И.А. Хабибуллин // Известия вузов. Нефть и газ. – 2006. – №4. – С. 39–44. – EDN: NVHCBV.
2. Акбулатов, Т.О. Исследование процессов транспорта частиц шлама при промывке горизонтальных скважин / Т.О. Акбулатов, И.А. Хабибуллин, Л.М. Левинсон // Сборник научных трудов международной научно–технической конференции «Повышение качества строительства скважин». – Уфа: Изд–во Монография, – 2005 – С. 113–115. – EDN: RLCYSL.
3. Агзамов, Ф.А. Влияние реологических свойств промывочной жидкости на транспорт шлама по горизонтальному стволу скважины / Ф.А. Агзамов, Т.О. Акбулатов, И.А. Хабибуллин, Р.А. Карамов, М.В. Костров // Территория нефтегаз. – 2008–№9. – С. 15–18.
4. Артемьева, С.А. К расчёту колонн труб в скважине на продольный изгиб / С.А. Артемьева, И.Л. Барский, В.Е. Пронин // Труды ВНИИБТ. – 1982. – вып. 54. – С. 51–59.
5. Анциферов, Б.И. Обработка призабойных зон в горизонтальных скважинах как метод восстановления эффективности выработки трудноизвлекаемых запасов / Б.И. Анциферов. — Текст: непосредственный // Геология и разработка месторождений с трудноизвлекаемыми запасами: материалы XIX научно–практическая конференция. — Москва: Нефтяное хозяйство, 2019. — С. 100–107. – EDN: WSPNMR.
6. Акбулатов, Т.О. Исследование процессов транспорта частиц шлама при промывке горизонтальных скважин/ Т.О. Акбулатов, И.А. Хабибуллин, Л.М. Левинсон // Повышение качества строительства скважин. Сборник научных трудов / УГНТУ; Международная научно–техническая конференция – Уфа: Монография, 2005. – 113–115 с.- EDN: RLCYSL.
7. Балаба, В.И. Технические средства для повышения эффективности гидротранспорта шлама при бурении наклонных и горизонтальных участков ствола

скважины / В.И. Балаба, О.Д. Зинченко // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2015. – № 3. – С. 23–27. – EDN: TWDLJP

8. Басович, В.С. Перспективы применения алюминиевых бурильных труб при бурении горизонтальных скважин большой протяженности / В.С. Басович, И.Н. Буяновский, И.В. Петункин // Бурение и нефть. – 2015. – №6. – С.42–46.

9. Басович, В.С. Перспективы применения легкосплавных бурильных труб с наружным спиральным оребрением для бурения горизонтальных скважин и боковых стволов / В.С. Басович, И.Н. Буяновский, В.В. Сапунжи // Бурение и нефть. – 2014. – №5. – С.42–46.

10. Басарыгин, Ю.М., Булатов А.И., Проселков Ю.М. Заканчивание скважин. – М.: Недра–Бизнесцентр, 2002. – 667 с.

11. Белоцерковский, С.М., Ништ М.И. Отрывное и безотрывное обтекание тонких крыльев идеальной жидкостью. – М.: Наука, 1978. – 352 с.

12. Ветчинкин, В.П., Поляков Н.Н. Теория и расчет воздушного гребного винта. – М.: Наука, 1940. – 336 с.

13. Вахрушев, А.В. Бурильные трубы "Гидроклин" (Hydroclean™) – революционное решение в области очистки скважин от шлама. Опыт создания и применения / А.В. Вахрушев // Нефть. Газ. Новации. – 2012. – № 12. – С. 26–28. – EDN: PLQSQN.

14. Горпинченко, В.А., Дильмиев М.Р. Применение синтетического полимерного волокна для увеличения эффективности выноса шлама при бурении долотами PDC // Бурение и нефть.- №6.- 2010.

15. Двойников, М.В. Анализ проектных решений и технологических приемов проектирования и реализации профилей наклоннонаправленных и горизонтальных скважин / М.В. Двойников, А.В. Ошибков // Нефть и газ. Известия вузов. – 2013. – № 4. – с. 40–44. – EDN: RCDECB.

16. Добик, Ю.А. Современные методы контроля качества очистки ствола скважины / Ю.А. Добик // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – М.: ВНИИОЭНГ. – 2017. – №1. – С.16–20. - EDN: XHAXUL.

17. Имитатор наклонного и горизонтального бурения ИНГБ кафедры бурения нефтяных и газовых скважин ГБОУ ВО АГНИ г. Альметьевск. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.agni-rt.ru/institut/struktura-instituta/studencheskiy-ofis/kafedra-bureniya-neftyanykh-i-gazovykh-skvazhin/> (Дата обращения: 20.09.2022).

18. Кадочников, В.Г. Разработка технологии гидромеханической очистки наклонно-направленных скважин от шлама при роторном бурении: автореф. дис. канд. тех. наук: 2.8.2/ Кадочников Вячеслав Григорьевич. – СПб, 2023. – 20 с.

19. Калинин, А.Г. Профили направленных скважин и компоновки низа бурильных колонн / А.Г. Калинин, Б.А. Никитин, К.М. Солодкий, А.С. Повалихин. – М.: Недра, 1995. – 305 с. – EDN: THWVDQ.

20. Климов, В.В. Повышение эффективности бурения наклонно-горизонтальных скважин путем совершенствования очистки ствола от выбуренной породы / В.В. Климов, М.И. Силвейра, С.В. Усов // Сборник Булатовские чтения: Сборник статей. Под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. О.В. Савенок. – Краснодар: Издательский дом «Юг». – 2019. – Т.1. – С. 99–105.

21. Кузнецов, В.Г. Моделирование процессов строительства скважин / В.Г. Кузнецов [и др.]. – Тюмень: ИПЦ «Экспресс», 2011. – 224 с.

22. Куликов, В.В. Транспортирование шлама по стволу наклонной скважины // Ж. инженер-нефтяник 2008. №3. – 18–19 с.- EDN: JXUXLN.

23. Князев, Д.В., Колпаков И.Ю. Точные решения задачи о течении вязкой жидкости в цилиндрической области с меняющимся радиусом // Нелинейная динамика. 2015. Т. 11. №1. С. 89–97.

24. Кожевников, Е.В., Николаев Н.И., Розенцвет А.В., Лю Х. Результаты экспериментальных исследований влияния оснастки обсадных колонн на замещение бурового раствора тампонажным // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2016. №4. С. 39–42.- DOI: 10.33285. – EDN: VTRAYX.

25. Колмогоров, А.Н. Локальная структура турбулентности в несжимаемой вязкой жидкости при очень больших числах Рейнольдса // ДАН СССР. 1941. Т. 30. №4. С. 299–303.

26. Ландау, Л.Д., Лифшиц, Е.М. Теоретическая физика: Учеб. пособ.: Для ВУЗов. В 10 т. Т. VI. Гидродинамика. – 5-е изд., стереот. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 736 с.
27. Лихушин, А.М. Гидродинамические методы предупреждения осложнений при бурении и цементировании скважин в неустойчивых породах /А.М. Лихушин // Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Москва, 2012. – 49 с.
28. Лихушин, А.М. Технология очистки ствола наклонно–направленной скважины от шлама при бурении в осложненных условиях / А.М. Лихушин // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Саратов, 1998. – 172 с.
29. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа: Учеб. пособ.: Для ВУЗов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
30. Монин, А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. Ч. 2. Механика турбулентности. М., 1967.
31. Матыцын, В.И., Рябченко В.И., Шмарин И.С. Особенности процесса выноса шлама из горизонтальных и наклонных участков стволов скважин // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – №3–2002. – 10–12 с.
32. Мавлютов, В.М. Технология бурения глубоких скважин / В.М. Мавлютов, Р.С. Андриасов. – М.: Недра, 1982. – 254 с.
33. Маковей, Н. Гидравлика бурения. Пер. с румынского. – М.: Недра, 1986. – 536 с.
34. Митчелл, Дж. Безаварийное бурение / Дж. Митчелл // 2-е изд, перераб. и доп. – Ижевск: Издательство «ИКИ», 2017. – 364 с. ISBN 978–5–4344–0447–1.
35. **Набиуллин, Д.Р.** Теоретические исследования турбулизирующей способности центратора–турбинного с различными профилями / **Д.Р. Набиуллин**, А. А. Дьяконов, Л. Б. Хузина // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2024. – № 3(375). – С. 10–16. ISSN: 0130–3872 – EDN: FRYUPG.

36. **Набиуллин, Д.Р.** Результаты численного моделирования гидродинамического течения промывочной жидкости в окрестности центратора–турбулизатора / **Д.Р. Набиуллин**, А.А. Дьяконов, Л.Б. Хузина // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2024. – № 4(376). – С. 10–14. – EDN: MPIVAL.

37. **Набиуллин, Д.Р.** Результаты лабораторных испытаний центратора – турбулизатора для бурильных труб / **Д.Р. Набиуллин**, А.А. Дьяконов, Л.Б. Хузина // Нефтяная провинция. – 2024. – № 3(39). – С. 308-315. – DOI: <https://doi.org/10.25689/NP.2024.3.308-315>. – EDN: OQBUKN.

38. **Набиуллин, Д.Р.** Создание цифровой модели центратора турбулизатора / **Набиуллин Д.Р.**, Хузина Л.Б. // Цифровые технологии в добыче углеводородов: от моделей к практике. Сборник тезисов научно–технической конференции, Уфа 5–8 октября 2021 года. – Уфа, РН–БашНИПИнефть, 2021. – С. 124–125. – ISBN 978-5-903404-21-6.

39. **Набиуллин, Д.Р.** Создание цифровой модели центратора – турбулизатора / **Набиуллин Д.Р.**, Хузина Л.Б. // Достижения, проблемы и перспективы развития нефтегазовой отрасли: Сборник материалов VI Международной научно–практической конференции, Альметьевск, 25 ноября 2021 года. – Альметьевск: Альметьевский государственный нефтяной институт. – 2021. – С. 130–132. – EDN: FOOVTY.

40. **Набиуллин, Д.Р.** О проектировании модели центратора – турбулизатора / **Набиуллин Д.Р.** // Технологические решения строительства скважин на месторождениях со сложными геолого–технологическими условиями их разработки: материалы II международной научно–практической конференции, посвященной памяти Виктора Ефимовича Копылова, Тюмень, 15–17 февраля 2022 г. – Тюмень: Тюменский индустриальный университет. – 2022. – С. 252–255. – EDN: ZUGVYA.

41. **Набиуллин, Д.Р.** Разработка модели центратора–турбулизатора для бурильных труб / **Набиуллин Д.Р.** // М. Проблемы разработки месторождений

углеводородных и рудных полезных ископаемых. П – 2023. – Т. 1. – С. 232–234. – EDN: KYIQOD.

42. **Набиуллин, Д.Р.** О теоретических исследованиях центратора – турбулизатора / **Набиуллин Д.Р.**, Дьяконов А.А., Хузина Л.Б. // Международная научно–практическая конференция, посвященная 75–летию горно–нефтяного факультета УГНТУ и 100–летию ученого Спивака Александра Ивановича: сборник материалов, Уфа, 23–24 ноября 2023 г. — Уфа УНПЦ «Издательство УГНТУ» . – 2023 — С. 58–59.

43. **Набиуллин, Д.Р.** Исследование характеристик опытного образца центратора – турбулизатора для бурильных труб / **Набиуллин Д.Р.**, Дьяконов А.А. // Разработка и эксплуатация нефтяных месторождений на поздней стадии: материалы Международной студенческой научно-практической конференции (23-24 сентября 2024 года) / Альметьевск: Альметьевский государственный технологический университет «Высшая школа нефти». – 2024. – С. 142–145. – DOI: <https://doi.org/10.25689/NP.2024.3.308-315>. – EDN OQBUKN.

44. **Набиуллин, Д.Р.** Разработка центратора–турбулизатора для бурильных труб / **Набиуллин Д.Р.**, Дьяконов А.А., Хузина Л.Б. // 78–я Международная молодежная научная конференция «Нефть и газ – 2024»: сборник тезисов, Москва, 22–26 апреля 2024 г. – Москва, РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина. – 2024. – С. 255–256. – EDN: GGDORQ.

45. **Набиуллин, Д.Р.** Исследование технологических аспектов гидромеханической очистки с применением центратора-турбулизатора для бурильных труб с вращающимся элементом / **Д.Р. Набиуллин**, А.А. Дьяконов // Нефтяное хозяйство. – 2025. – № 3. – С. 48-51.

46. Дубиня, Н.В. Математическое моделирование работы центратора-турбулизатора для бурильных труб / Дубиня Н.В., **Набиуллин Д.Р.**, Дьяконов А.А., Хузина Л.Б. // "Математическое моделирование и компьютерные технологии в процессах разработки месторождений". "Инновационные решения в геологии и разработке ТРИЗ". "Цифровая трансформация в нефтегазовой отрасли": сборник докладов научно-практических конференций, Москва, 24 апреля – 29 ноября 2024

года / Москва ЗАО «Издательство «НЕФТЯНОЕ ХОЗЯЙСТВО». – 2025. – С. 68–75.

47. Овчинников, В.П. Влияние бурового раствора на устойчивость ствола скважины / В.П. Овчинников, О.Н. Шемелина // Бурение и нефть. – 2022. – №6. – С. 20–26. – ISSN: 2072–4799. – EDN: ICXPBC.

48. Оганов, А.С. Проблемы качества очистки наклонно–направленных и горизонтальных стволов скважин от шлама / А.С. Органов, Р.С. Райхерт, М.С. Цукаренко // Neftegaz.ru. – 2015. – № 6. – С. 32–39. – ISSN: 2410–3837. – EDN: OIKKOH.

49. Павлов, Л.С. Исследования обтекания лопасти несущего винта. – М.: Наука, 1971. – 291 с.

50. Патент на полезную модель № 215132 U1 Российская Федерация, МПК E21B 17/10 (2006.01), СПК E21B 17/10 (2022.08). Центратор–турбулизатор для бурильных труб: № 2022122924; заявлено: 25.08.2022; опубликовано: 30.11.2022 / Бабичев И.Н., Дьяконов А.А., Хузина Л.Б. **Набиуллин Д.Р.**, Хузин Б.А.; патентообладатель: Государственное бюджетное образовательное учреждение "Альметьевский государственный нефтяной институт". - EDN: PKNJWK.

51. Патент № 131792 РФ, МПК E21B 7/00 (2006.01). E21B 28/00 (2006.01), E21B 21/10 (2006.01). Осциллятор–турбулизатор: № 2013114506/03: заявлено 01.04.2013: опубликовано 27.08.2013 Бюл. № 24 / Хузина Л.Б., Фархутдинов Ш.Х., Еромасов А.В., Хузин Б.А.; Патентообладатель: Государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Альметьевский государственный нефтяной институт".

52. Патент № 30157 РФ, МПК E21B 19/24 (2000.01). Центратор бурильных труб: № 2002124966/20: заявлено 23.09.2002: опубликовано 20.06.2003 Бюл. № 17 / Петрищев Д.И.; Патентообладатель: Открытое акционерное общество "Геомаш"

53. Патент № 89869 РФ, МПК E21B 17/00 (2006.01). Центратор бурильных труб: № 2009131636/22: заявлено 20.08.2009: опубликовано 20.12.2009 Бюл. № 35 / Копытов Г.М., Копытов А.Г., Касов М.А.; Патентообладатель: Касов М.А.

54. Патент № 102048 РФ, МПК E21B 17/00 (2006.01). Турбулизатор потока – центратор обсадной колонны: № 2010138266/03: заявлено 15.09.2010: опубликовано 10.02.2011 Бюл. № 4 / Катеев Т.Р., Катеева Р.И., Ахмадиев Р.Г., Луконин А.М.; Патентообладатель: Катеев И.С.- EDN: XWCEUY.

55. Патент № 124300 РФ, МПК E21B 17/00 (2006.01). Турбулизатор потока – центратор обсадной колонны ТПЦ–Л5М; № 2012111921/03: заявлено 27.03.2012: опубликовано 20.01.2013 Бюл. № 2 / Катеева Р.И., Мухамадиев А.М., Миндюков А. Н., Низамов И.Г.; Патентообладатель: Катеев Т.Р.

56. Патент № 2255198 РФ, МПК E21B 17/10 (2000.01). Турбулизатор потока – центратор обсадной колонны ТПЦ–Л5М: № 2004107467/03: заявлено 11.03.2004: опубликовано 27.06.2005 Бюл. № 18 / Яковлев И.Г.; Патентообладатель: Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Тюменский государственный нефтегазовый университет.

57. Патент № 67168 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2007114321/22; Заявлено 28.06.2007; Опубликовано 10.10.2007 Бюл. № 28. Центратор / Соловьев Э.Ф., Варламов С.Е.; Патентообладатель: Соловьев Э.Ф., Варламов С.Е.

58. Патент № 90116 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2009129345/22; Заявлено 29.07.2009; Опубликовано 27.12.2009 Бюл. № 36. Турбулизатор–отклонитель направления потока / Катеева Р.И., Катеев Т.Р., Загруддинов Д.А., Миндюков А.Н., Фасхутдинов Р.Ш.; Патентообладатель: Катеева Р.И.- EDN: NSEIPX.

59. Патент № 2275488 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2004131179/03; Заявлено 25.10.2004; Опубликовано 27.04.2006 Бюл. № 12. Центратор для обсадной колонны скважины, пробуренной трехшарошечным долотом / Катеев И.С., Катеев Т.Р., Габбасов Р.Т.; Патентообладатель: Общество с ограниченной ответственностью "Экобур Сервис".

60. Патент № 2430235 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2010116866/03; Заявлено 29.04.2010; Опубликовано 27.09.2011 Бюл. № 27. Пружинный центратор / Володин А.М., Сорокин В.А., Клинов А.А., Деев А.В., Ларионов А.Н., Васин А.Н.,

Петров Н.П., Андрианов О.Н.; Патентообладатель: Открытое Акционерное общество "Тяжпрессмаш".

61. Патент № 163577 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2015144251/03; Заявлено 14.10.2015; Опубликовано 27.07.2016 Бюл. № 21. Пружинный центратор / Эпштейн А.Р., Буранчин А.Р., Набиев Р.Ф.; Патентообладатель: Эпштейн А.Р., Буранчин А.Р., Набиев Р.Ф.

62. Патент № 162641 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2015147453/03; Заявлено 03.11.2015; Опубликовано 20.06.2016 Бюл. № 17. Пружинный центратор / Варламов С.Е., Гошовский И.М.; Патентообладатель: Варламов С.Е., Гошовский И.М.

63. Патент № 125616 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2012139768/03; Заявлено 17.09.2012; Опубликовано 10.03.2013 Бюл. № 7. Центратор / Сафонов Д.И., Варламов С.Е., Атрощенко Н.Н.; Патентообладатель: Сафонов Д.И., Варламов С.Е., Атрощенко Н.Н.

64. Патент № 168798 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2016119918; Заявлено 23.05.2016; Опубликовано 21.02.2017 Бюл. № 6. Центратор колонны труб / Варламов С.Е., Гошовский И.М.; Патентообладатель: Варламов С.Е., Гошовский И.М.

65. Патент № 200072 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01), СПК E21B 17/10 (2020.08). № 2020120083; Заявлено 17.06.2020; Опубликовано 05.10.2020 Бюл. № 28. Центратор / Яруллин А.Г., Валиков Э.В., Белоусов С.Н., Мустафин М.Ф., Валиулин Р.Н., Висковатых Е.Н.; Патентообладатель: Управляющая компания общество с ограниченной ответственностью "ТМС групп" (RU).

66. Патент № 91737 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2009141500/22; Заявлено 11.11.2009; Опубликовано 27.02.2010 Бюл. № 6. Пружинный центратор / Дудаладов А.К., Ванифатьев В.И., Елуферьев Ю.М., Попов В.В.; Патентообладатель: Дудаладов А.К., Ванифатьев В.И., Елуферьев Ю.М., Попов В.В.

67. Патент № 120458 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2010140637/03; Заявлено 04.10.2010; Опубликовано 20.09.2012 Бюл. № 26. Штанговый центратор /

Ишемгужин И.Е., Ишемгужин Е.И., Шайдаков В.В., Грогуленко В.В., Михайлов П.Г.; Патентообладатель: Общество с ограниченной ответственностью (ООО) "Инжиниринговая компания "ИНКОМП–НЕФТЬ" (RU).

68. Патент № 212375 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01), E21B 19/24 (2006.01), СПК E21B 17/10 (2022.05), E21B 17/1021 (2022.05), E21B 19/24 (2022.05), E21B 17/1078 (2022.05). № 2022105164; Заявлено 27.02.2022; Опубликовано 19.07.2022 Бюл. № 20. Центратор пружинный / Антипов С.П., Лебедев А.М., Марданшин К.М., Шарафетдинов Э.А., Михайлов А.В., Мызников А.Ю.; Патентообладатель: Общество с ограниченной ответственностью "НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ТРУБНЫЙ ЗАВОД".

69. Патент № 2456428 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2011109891/03; Заявлено 16.03.2011; Опубликовано 20.07.2012 Бюл. № 20. Пружинный центратор для скважины / Ванифатьев В.И., Мирошкин М.А., Дудаладов А.К.; Патентообладатель: Ванифатьев В.И., Мирошкин М.А., Дудаладов А.К.

70. Патент № 162664 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2015155214/03; Заявлено 22.12.2015; Опубликовано 27.06.2016 Бюл. № 18. пружинный центратор / Любодюк С.Б., Сорокин В.А., Воронов В.Г.; Патентообладатель: Любодюк С.Б.

71. Патент № 20923 РФ, МПК E21B 17/10 (2000.01). № 2001110605/20; Заявлено 17.04.2001; Опубликовано 10.12.2001 Бюл. № 34. Центратор пружинный неразборный / Хотимский В.М.; Патентообладатель: Государственное производственное объединение "Воткинский завод".

72. Патент № 102666 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2010132960/03; Заявлено 05.08.2010; Опубликовано 10.03.2011 Бюл. № 7. Центратор пружинный неразборный / Нугайбеков Р.А., Аухадеев Р.Р., Данилов А.М., Хайруллина Ф.З., Миннигалеев И.А.; Патентообладатель: Управляющая компания ООО "ТМС групп".

73. Патент № 2597899 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2015116591/03; Заявлено 29.04.2015; Опубликовано 20.09.2016 Бюл. № 26. Центратор для колонны труб, спускаемой в наклонно–горизонтальную скважину / Вакула А.Я., Файзуллин

Р.Н., Якупов Р.Н., Шаяхметов А.Ш., Тимкин Н.Я., Шаяхметов Ш.К.;
Патентообладатель: Открытое акционерное общество "Татнефть" имени В.Д.
Шашина (RU).

74. Патент № 2432447 РФ, МПК E21B 17/10 (2006.01). № 2010111048/03;
Заявлено 23.03.2010; Опубликовано 27.10.2011 Бюл. № 30. Центратор
гидромеханический / Витязев О.Л., Секисов А.В., Хайруллин Б.Ю., Хомутовский
В.В.; Патентообладатель: Закрытое акционерное общество "Научно–
производственное предприятие "СибБурМаш" (RU).

75. Повалихин, А.С. Бурение наклонных, горизонтальных и
многозабойных скважин / А.С. Повалихин, А.Г. Калинин, С.Н. Бастриков, К.М.
Солодкий. – М.: Изд-во Центр Лит Нефте–Газ, 2011. – 647 с. ISBN 978–5–902665–
50–2.

76. Просвиряков, Е.Ю. Точные решения трехмерных потенциальных и
завихренных течений Куэтта вязкой несжимаемой жидкости // Вестник
национального исследовательского ядерного университета "МИФИ". 2015. Т. 4.
№6. С. 501–506. – ISSN: 2304-487X.- EDN: VLRBSB.

77. Сароян, А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны / А.Е.
Сароян. – М: Недра, 1990. – 263 с.: ил.

78. Славутский, Л.А. Основы регистрации данных и планирования
эксперимента: учебное пособие. – Чебоксары: Изд-во ЧГУ, 2006. – 200 с.

79. Хабибуллин, И.А. Совершенствование процессов транспортирования
выбуренной породы при бурении горизонтальных скважин: автореф. дис. канд.
тех. наук: 25.00.15/ Хабибуллин Ильдар Айратович. – Уфа, 2008. – 24 с.

80. Хабибуллин, И.А. Влияние вращения бурильной колонны на транспорт
шлама в горизонтальном стволе скважины // Нефтегазовое дело. –2007, Т.5, №1.56–
61 с.

81. Харламов, С.Н. Процессы транспорта шлама при очистке скважин с
произвольной ориентацией буровых труб, содержащих эксцентрично
расположенное круглое ядро с подвижной стенкой: проблемы, результаты,
перспективы (обзор) / С.Н. Харламов, М. Джангхорбани // Известия Томского

политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – Томск: ТПУ – 2020. – Т. 331. – № 7. – С. 131–149.

82. Хохлов, А.Л. Особенности выноса шлама в процессе строительства наклонно–направленных скважин / А.Л.Хохлов, А.В.Епихин // Тезисы конференции «Проблемы геологии и освоения недр». Томский политехнический университет. – Томск: ТПУ. – 2017. – Т. 2. – С. 549–551.

83. Шумский, Г.М., Калашникова А.С. Аэродинамический расчет несущего винта с использованием итерационного метода // Доклады АН ВШ РФ. 2015. №1(26). С. 121–127.

84. Юшков, В.П. Гипотезы Колмогорова: возможность доказательства // ВМУ. Серия 3. Физика. Астрономия. 2014. №5. С. 55–59.

85. Харламов, С.Н. Процессы транспорта шлама при очистке скважин с произвольной ориентацией буровых труб, содержащих эксцентрично расположенное круглое ядро с подвижной стенкой: проблемы, результаты, перспективы (обзор) / С.Н. Харламов, М. Джангхорбани // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – Томск: ТПУ – 2020. – Т. 331. – № 7. – С. 131–149. – ISSN: 2413-1830.

86. Хохлов, А.Л. Особенности выноса шлама в процессе строительства наклонно–направленных скважин / А.Л.Хохлов, А.В.Епихин // Тезисы конференции «Проблемы геологии и освоения недр». Томский политехнический университет. – Томск: ТПУ. – 2017. – Т. 2. – С. 549–551.

87. Чубинский, А.Н. Методы и средства научных исследований. Методы планирования и обработки результатов экспериментов / А.Н. Чубинский, Д.С. Русаков, И.М. Батырева, Г.С. Варанкина. – СПб: СПбГЛТУ, 2018. – 109 с.

88. Центрирующее устройство // patents.s3.yandex.net URL: https://patents.s3.yandex.net/RU164340U1_20160827.pdf (дата обращения: 11.07.2023).

89. Промывка ствола скважины // studfile URL: <https://studfile.net/preview/9821271> (дата обращения: 11.07.2023).

90. Уляшева, Н.М. К вопросу оптимизации промывки и свойств буровых растворов в осложненных условиях / Н.М. Уляшева, В.В. Дуркин // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – М.: ВНИИОЭНГ. – 2014. – №10. – С.26–32.
91. Юнин, Е.К. Волновые процессы при наклонно–направленном бурении: Научное издание / Е.К. Юнин, В.Н. Рубановский, В.К. Хегай. – Ухта: УГТУ, 2002. – 60 с.: ил.: ISBN 5–88179–245–9.
92. Янтурин, Р.А. О некоторых аспектах увеличения длины эффективного бурения горизонтального интервала или бокового ответвления ствола скважины / Р. А. Янтурин, А. Х. Габзалилова, А. Ш. Янтурин // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – М.: ВНИИОЭНГ. – 2012. – №2. – С. 28–31. ISSN: 0130-3872. – EDN: OWJQIP.
93. Amanna, B. Cuttings transport behavior in directional drilling using computational fluid dynamics (CFD) / B. Amanna, M.R.K. Movaghar // Journal of Natural Gas Science and Engineering. – 2016. Vol. 34. – pp. 670–679. DOI: 10.1016/j.jngse.2016.07.029.
94. Becker, T.E. Correlations of Mud Rheological Properties With Cuttings–Transport Performance in Directional Drilling / T.E. Becker, J.J. Azar, S.S. Okranji // SPE Drilling Engineering. – USA: SPE. – 1991. – pp. 16–24. DOI: 10.2118/19535–PA.
95. Dupriest, F., Koederitz W. Maximizing Drill Rates with Real-Time Surveillance of Mechanical Specific Energy // IADC/SPE Drilling Conference, Amsterdam, The Netherlands, 23–25 February 2005. – Amsterdam, The Netherlands: Society of Petroleum Engineers, 2005.
96. Ford, J.T. Experimental Investigation of Drilled Cuttings Transport in Inclined Boreholes / J.T. Ford, J.M. Peden, M.B. Oyenevin, E. Gao, R. Zarrouh // SPE Annual Technical Conference and Exhibition. – USA: SPE. – 1990. DOI: 10.2118/20421–MS.
97. Gul, S. Experimental investigation of cuttings transport in horizontal wells using aerated drilling fluids / S. Gul, E. Kuru, M. Parlaktuna // SPE Petroleum Exhibition & Conference. – UAE: SPE. – 2017. – pp. 1–18. DOI: 10.2118/188901–MS

98. Geological Aspects of Producing Reserves from Complex Gas Deposits / Yu. V. Vaganov, A. K. Yagafarov, I. I. Kleshchenko, V. A. Parfiriev, Zh. S. Popova // International Journal of Applied Engineering Research. – 2017. – Vol. 12, no. 24. – P.16072-16082. - ISSN 0973-4562.
99. Gelfgat, Y.A., Gelfgat M.Y., Lopatin Y.S. Well Drilling Optimization Methods in the FSU // Advanced Drilling Solutions: Lessons from the Former Soviet Union. – Tulsa, Oklahoma: PennWell, 2003. – 199-291 p.
100. Gulyayev, V.I. The computer simulation of drill column dragging in inclined bore-holes with geometrical imperfections / V.I. Gulyayev, S.N. Hudoly, L.V. Glovach // International Journal of Solids and Structures. – UK: Elsevier. – 2011. – Vol. 48. – pp. 110-118. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2010.09.009.
101. Kenny, P. Hole Cleaning Modeling: «What's 'n' Got To Do With It?» / P. Kenny, E.Sunde, T. Hemphill // IADC / SPE Drilling Conference. – USA: SPE. – 1996. DOI: 10.2118/35099-MS.
102. Luo, Y., Bern P.A., Chambers B.D. Flow-Rate Predictions for Cleaning Deviated Wells // IADC/SPE Drilling Conference, New Orleans, Louisiana, 18–21 February 1992. – New Orleans, Louisiana: Society of Petroleum Engineers, 1992.
103. Luo, Y., Bern P.A., Chambers B.D. [et al.]. Simple Charts to Determine Hole Cleaning Requirements in Deviated Wells // IADC/SPE Drilling Conference, Dallas, Texas, 15–18 February 1994. – Dallas, Texas: Society of Petroleum Engineers, 1994. – P. 499-505.
104. Mitchell, R.F., Miska S.Z. Fundamentals of Drilling Engineering. – Richardson, Texas, USA: Society of Petroleum Engineers, 2011. – Vol. 12. – 696 p.
105. Hakim, H. Performance of polyethylene and polypropylene beads towards drill cuttings transportation in horizontal wellbore / H. Hakim, A. Katende, F. Sagala, I. Ismail, H. Nsamba // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2018. – P. 1–9. DOI: 10.1016/j.petrol.2018.01.075.
106. Heshamudin, N.S. Experimental investigation of the effect of drill pipe rotation on improving hole cleaning using water-based mud enriched with polypropylene beads in vertical and horizontal wellbores / N.S. Heshamudin, A. Katende, H.A. Rashid,

I. Ismail, F. Sagala, A. Samsuri // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2019. – pp. 1173–1185. DOI: 10.1016/j.petrol.2019.04.086.

107. Piroozian, A. Impact of drilling fluid viscosity, velocity and hole inclination on cuttings transport in horizontal and highly deviated wells / A. Piroozian, I. Ismail, Z.Yaacob, P. Babakhani, A.S.I. Ismail // Journal of Petroleum Exploration and Productions Technology – 2012. – Vol. 2. – № 3. – pp. 149–156. DOI: /10.1007/s13202–012–0031–0.

108. Rasi, M. Hole Cleaning in Large High–Angle Wellbores / M. Rasi // IADC / SPE Drilling Conference. – USA: SPE. – 1994. DOI: 10.2118/27464–MS.

109. RPI: без интенсивного нового бурения прогнозные планы по объемам добычи недостижимы. — Текст: электронный // Rogtec: российские нефтегазовый технологии: [сайт]. — URL: <https://rogtecmagazine.com/wp-content/uploads/2019/04/01.-RPI-Forecasted-Production-Targets.pdf> (дата обращения: 07.12.2022).

110. Sifferman, T.R. Hole Cleaning in Full–Scale Inclined Wellbores / T.R. Sifferman, T.E. Becker // SPE Drilling Engineering. – USA: SPE. – Vol.7, – № 2. – 1992. – pp. 115–120. DOI: 10.2118/20422–PA.

111. Taghipour, M.A. Hole Cleaning and Mechanical Friction in Non–Circular Wellbore Geometry / M.A. Taghipour // Doctoral thesis. PhD in Petroleum Engineering and Applied Geophysics. – Trondheim, Norway: NTNU, 2014. – 88 P. URL: <https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/240282> (Дата обращения: 20.09.2022) – Режим доступа: для зарегистрир. пользователей. – Текст: электронный.

112. Troy Reed, Stefan Miska, Nicholas Takach and others. Advanced Cuttings Transport Study. The University of Tulsa. Dep. in 01.30.2002.

113. Shell Exploration and Production Company. Hole Cleaning Best Practices. Quick Guide [DOC] // K&M Technology Group. Revision 1. February 2003. – 161 с.

114. WELL BORE CONDITIONER AND STABILIZER // wipo.int URL: <https://patentscope.wipo.int/search/en/detail.jsf?docId=WO2019051378> (дата обращения: 11.07.2023).

115. SPHERICAL CENTERING TURBULENCE PROMOTER // patents.s3.yandex.net URL: https://patents.s3.yandex.net/RU2255198C1_20050627.pdf (дата обращения: 11.07.2023).

116. Launder, B.E., Spalding D.B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. – London: Academic Press, 1972. – 169 p.

117. Orszag S.A. Accurate solution of the Orr–Sommerfeld stability equation // Journal of Fluid Mechanics. 1971. V. 50. I. 4. P. 689–703.

118. Outmans, H. D. Spot fluid quickly to free differentially stuck pipe / H. D. Outmans. – Oil and Gaz Journal, 1974. – № 17. – p. 65-68.

119. Paul Bolchover, Cuttings transport with drillstring rotation. Schlumberger. 2007. Dep. in The MIIS Eprints Archive 20.05.2008. ID Code: 135. – 13 с.

120. Hakim, H. Performance of polyethylene and polypropylene beads towards drill cuttings transportation in horizontal wellbore / H. Hakim, A. Katende, F. Sagala, I. Ismail, H. Nsamba // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2018. – P. 1–9. DOI: 10.1016/j.petrol.2018.01.075.

121. Ytrehus, J. D. Oil–Based Drilling Fluid's Cuttings Bed Removal Properties for Deviated Wellbores / J.D. Ytrehus, B. Lund, A. Taghipour, L. Carazza, K.R. Gyland, A. Saasen // Journal of Energy Resources Technology. – 2021. – Vol.143. – № 10. – P.103003. DOI: 10.1115/1.4050385.

122. Development and Testing of Low Friction Coated Centralizers for Ultra–ERD Completions // SPE International URL: <https://search.spe.org/i2kweb/SPE/doc/onepetro:00E13AA6> (дата обращения: 29.11.2023).

123. Drilling Failure Costs Quickly Add Up // Research Gate URL: https://www.researchgate.net/publication/273528161_Drilling_Failure_Costs_Quickly_Add_Up (дата обращения: 29.11.2023).

124. Numerical Computation Studies and Hydrodynamic Analysis on the Cutting–Carrying and Lifting Capacity of Spiral Centralizer in Gas Drilling // Research Gate. URL: https://www.researchgate.net/publication/271577316_Numerical_Computation_Studies_and_Hydrodynamic_Analysis_on_the_Cutting–

Carrying_and_Lifting_Capacity_of_Spiral_Centralizer_in_Gas_Drilling (дата обращения: 29.11.2023).

125. Research and application of reaming subsidence control in horizontal directional drilling // Research Gate URL: https://www.researchgate.net/publication/324867912_Research_and_application_of_reaming_subsidence_control_in_horizontal_directional_drilling (дата обращения: 29.11.2023).

126. Torque Reduction while Drilling with Casing // Research Gate URL: https://www.researchgate.net/publication/333932135_Torque_Reduction_while_Drilling_With_Casing (дата обращения: 29.11.2023).

127. Optimizing of Centralizer Distribution // Research Gate URL: https://www.researchgate.net/publication/239818305_Optimizing_of_Centralizer_Distribution (дата обращения: 29.11.2023).

128. Sucker Rod Centralizers for Directional Wells // Research Gate URL: https://www.researchgate.net/publication/239818294_Sucker_Rod_Centralizers_for_Directional_Wells (дата обращения: 29.11.2023).

129. Elastic centralizers TOBUS for directional drilling // Research Gate URL: https://www.researchgate.net/publication/299047241_Elastic_centralizers_TOBUS_for_directional_drilling (дата обращения: 29.11.2023).

130. Complex Mathematical Modeling of the Well Drilling Process // Research Gate URL: https://www.researchgate.net/publication/365283281_Complex_Mathematical_Modeling_of_the_Well_Drilling_Process (дата обращения: 29.11.2023).

131. Advances in horizontal well drilling // Research Gate URL: https://www.researchgate.net/publication/345197863_Advances_in_horizontal_well_drilling (дата обращения: 29.11.2023).

132. Development of Monitoring and Forecasting Technology Energy Efficiency of Well Drilling Using Mechanical Specific Energy // Research Gate URL: <https://www.researchgate.net/publication/364283226> (дата обращения: 29.11.2023).

133. Research on the helical flow attenuation law in annular flow field by the action of cyclone centralizer. // Research Gate URL: <https://www.researchgate.net/publication/293254662> (дата обращения: 29.11.2023).

134. Combination of Spirolizers and Spring Centralizers Reduces the Risk of Differential Sticking Case Study of Wells in Shell Petroleum Development Company SPDC Nigeria. // Research Gate URL: <https://www.researchgate.net/publication/241790176> (дата обращения: 29.11.2023).

135. Development of an experimental setup for conducting research on the processes of transferring load on the bit and transporting cuttings in horizontal wells // Research Gate URL: <https://www.researchgate.net/publication/378749155> (дата обращения: 29.11.2023).

136. Study of the influence of mechanical cleaning device spiral fin geometry on transporting cutting process in horizontal wells at experimental setup // Research Gate URL: <https://www.researchgate.net/publication/380163013> (дата обращения: 29.11.2023).

137. Development and Testing of Low Friction Coated Centralizers for Ultra-ERD Completions // Research Gate URL: <https://www.researchgate.net/publication/328856872> (дата обращения: 29.11.2023).

138. Research and application of reaming subsidence control in horizontal directional drilling // Research Gate URL: <https://www.researchgate.net/publication/324867912> (дата обращения: 29.11.2023).

139. Optimizing of Centralizer Distribution // Research Gate URL: <https://www.researchgate.net/publication/239818305> (дата обращения: 29.11.2023).

140. Numerical analysis on the centralization effect of improved horizontal well casing centralizer // Research Gate URL: <https://www.researchgate.net/publication/377334634> (дата обращения: 29.11.2023).

ПРИЛОЖЕНИЕ А
Патент на изобретение

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 215132

**ЦЕНТРАТОР-ТУРБУЛИЗАТОР ДЛЯ БУРИЛЬНЫХ
ТРУБ**

Патентообладатель: *Государственное бюджетное образовательное учреждение "Альметьевский государственный нефтяной институт" (ГБОУ ВО АГНИ) (RU)*

Авторы: *Бабичев Игорь Николаевич (RU), Дьяконов Александр Анатольевич (RU), Хузина Лилия Булатовна (RU), Набиуллин Динар Рамилевич (RU), Хузин Булат Айратович (RU)*

Заявка № 2022122924

Приоритет полезной модели 25 августа 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 30 ноября 2022 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 25 августа 2032 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

АКТ внедрения

AKT

О внедрении результатов кандидатской диссертации

Набиуллина Динара Рамилевича

на тему: «Разработка технологии гидромеханической очистки от шлама наклонно направленных участков скважины»

по научной специальности: 2.8.2. – «Технология бурения и освоения скважин»

Комиссия в составе:

Председатель:

Начальник управления новых технологий в бурении ПАО Татнефть, А.Я. Вакула

Члены комиссии:

1. Ведущий инженер управления новых технологий в бурении ПАО «Татнефть», В.Е. Пронин.
2. Ведущий инженер управления новых технологий в бурении ПАО «Татнефть», Н.А. Кирюшин.

Составили настоящий акт о том, что результаты диссертационного исследования на тему: «Разработка технологии гидромеханической очистки от шлама наклонно направленных участков скважины», представленного на соискание ученой степени кандидата технических наук, а именно математическая модель позволяющая определить оптимальную скорость течения в кольцевом пространстве в зависимости от концентрации шлама в буровом растворе с учетом конструктивных особенностей центратора-турбулизатора использована ПАО «Татнефть» при разработке методики исследования оптимальной скорости течения жидкости в кольцевом пространстве.

Предлагаемый алгоритм изучения влияния скорости течения жидкости на концентрацию шлама в буровом растворе, разработанный в рамках написания диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, позволит повысить качество строительства наклонно направленных участков скважин и снизить вероятность возникновения осложнений в виде прихватов.

Председатель комиссии:

Начальник управления новых технологий
в бурении ПАО «Татнефть»

Члены комиссии:

1. Ведущий инженер управления новых технологий в бурении ПАО «Татнефть»
2. Ведущий инженер управления новых технологий в бурении ПАО «Татнефть»

А.Я. Вакула

В.Е. Пронин

Н.А. Кирюшин



21.02.2025