

На правах рукописи

**Морозов Виктор Александрович**



**ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ ВИНТОВОГО ЗАБОЙНОГО  
ДВИГАТЕЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА БУРЕНИЯ  
НАКЛОННЫХ СКВАЖИН**

Специальность 25.00.15 – Технология бурения и освоения скважин

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2019

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский горный университет»

Научный руководитель –  
доктор технических наук, доцент:

*Двойников Михаил Владимирович*

Официальные оппоненты:

*Балденко Дмитрий Федорович*  
доктор технических наук, ОАО НПО «Буровая техника», главный научный сотрудник

*Хузина Лилия Булатовна*  
доктор технических наук, доцент, ГБОУ ВО «Альметьевский государственный нефтяной институт», кафедра «Бурение нефтяных и газовых скважин», заведующий кафедрой

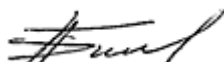
Ведущая организация – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Самарский государственный технический университет».

Защита диссертации состоится 26 декабря 2019 года, в 10-00 часов на заседании диссертационного совета ГУ 212.224.02 при Санкт-Петербургском горном университете по адресу: 199106, Санкт-Петербург, 21-я линия, дом 2, ауд. 1163.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Санкт-Петербургского горного университета и на сайте [www.spmi.ru](http://www.spmi.ru).

Автореферат разослан 25 октября 2019 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ  
диссертационного совета



БЛИНОВ  
Павел Александрович

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Повышение добычи углеводородного сырья разработкой, например, шельфовых месторождений, а также доработки ранее разбуренных площадей предусматривает наличие сложно построенных проектных профилей скважин, траектории которых могут содержать искривленные и наклонно - прямолинейные участки большой протяженности. Для бурения таких скважин в качестве привода долота используют роторные управляемые системы (РУС), либо винтовой забойный двигатель (ВЗД). Применение дорогостоящих зарубежных РУС является экономически не целесообразным. Поэтому проводку таких скважин в нашей стране осуществляют от 70 % до 80 % ВЗД.

Практика бурения показывает, что при проводке наклонно направленных и горизонтальных участков скважин с использованием ВЗД часть осевой нагрузки до долота не передается, что обусловлено силами сопротивления, возникающими между стенками скважины и бурильной колонной. Для создания требуемой нагрузки на долото, в частности при проводке наклонно прямолинейных участков большой протяженности, используется комбинированный способ бурения. Особенность способа заключается в совместной работе колонны бурильных труб (КБТ) и ВЗД, осуществляемой посредством одновременной передачи крутящего момента, ротором или верхним силовым приводом и гидравлической энергией промывочной жидкости долоту.

Вращение БК, представленной разножесткостным по длине упругим стержнем, ограниченной стенками скважины и находящейся в переменном напряженно-деформированном состоянии (НДС), обуславливает возникновение форм сложных вращательных, поступательных, поперечных и торсионных колебаний. В свою очередь, установленный в компоновку низа бурильной колонны (КНБК) ВЗД, в силу своей конструктивной особенности – силовой секции, представленной героторным механизмом, совершает независимые от КБТ и долота собственные осевые и поперечные колебания.

В зависимости от типа породоразрушающего инструмента, состава КНБК и физико-механических свойств горной породы, а также режима бурения возникают сложные формы колебаний дискретного характера. На практике для измерения вибрации долота в телеметрической системе располагается трехпозиционный акселерометр, позволяющий контролировать ускорение КНБК. Наличие совместных вращательных, поступательных, поперечных, и торсионных колебаний долота, ВЗД и КБТ, превышающих критические значения виброускорений, приводит к потере устойчивости инструмента, отрицательно влияет на формирование стенок скважины, снижает качество управления траекторией, а также увеличивает риск возникновения аварийной ситуации, представленной отворотом резьбовых соединений и разрушением

элементов КНБК. Следует отметить, что изменяющиеся частоты и амплитуды долота математически сложно определимы.

Поэтому управление динамикой КБТ при совместной эксплуатации с ВЗД регулированием параметров режима бурения наклонно-прямолинейных участков скважин позволит обеспечить устойчивую и безаварийную работу КНБК.

**Цель работы.** Повышение эффективности бурения наклонно-прямолинейных участков скважин винтовыми забойными двигателями при комбинированном способе бурения с вращением бурильной колонны.

**Идея работы.** Обеспечение устойчивой работы винтового забойного двигателя при одновременном вращении бурильной колонны за счёт снижения амплитуды колебаний регулированием параметров режима бурения на основе математического моделирования системы ВЗД-КБТ.

**Основные задачи исследования:**

1. Теоретическое обоснование и практическое подтверждение необходимости регулирования и управления динамикой системы «ВЗД – КБТ» при бурении наклонно-прямолинейных участков скважины.

2. Теоретические и экспериментальные исследования колебаний винтового забойного двигателя в различных режимах его эксплуатации.

3. Разработка математической модели управления моментно - силовыми и частотными характеристиками системы «ВЗД – КБТ» при бурении наклонно - прямолинейных участков.

4. Разработка методики по определению требуемых параметров режима бурения наклонных участков скважины, обеспечивающих устойчивую работу КНБК.

**Методология и методы исследований.**

Аналитический, экспериментальный, корреляционно - регрессионный анализ результатов исследований, числовое моделирование.

**Научная новизна**

1. Экспериментально определены экстремумы распределения поперечных и осевых колебаний корпуса винтового забойного двигателя в зависимости от геометрических параметров героторного механизма и режимов его эксплуатации, обеспечивающие устойчивую его эксплуатацию.

2. Разработана математическая модель, позволяющая определить диапазон наступления автоколебаний системы «ВЗД - КБТ» и границы вращательного и поступательного волнового возмущения для разнородного стержня с установленным ВЗД при бурении наклонно-прямолинейных участков скважины.

**Объект и предмет исследования.** Объектом исследования является бурение наклонно-прямолинейных скважин, предметом – управление динамикой системы «ВЗД - КБТ».

#### **Практическая и теоретическая значимость.**

1. Разработана математическая модель динамики системы «ВЗД - КБТ», которая даёт возможность прогнозировать оптимальные параметры режима бурения направленных скважин, обеспечивающих устойчивую работу КНБК.

2. Определены оптимальные энергетические характеристики ВЗД на примере ДГР 178.7/8.56, обеспечивающие наименьшие поперечные колебания по всей длине героторного механизма и корпуса шпиндельной секции на разных режимах его эксплуатации.

3. Разработан инструмент численного моделирования устойчивой работы системы «ВЗД - КБТ» при совместной их эксплуатации. Алгоритм расчета используется в учебном процессе при проведении лабораторный и практических занятий по дисциплине «Технология бурения нефтяных и газовых скважин» для бакалавров по направлению 21.03.01 «Нефтегазовое дело». Свидетельство о регистрации программы ЭВМ: 2018616682. Дата регистрации: 05.06.2018. Заявка: 2018612341 12.03.2018. Дата публикации и номер бюллетеня: 05.06.2018 Бюл. №6.

#### **Основные защищаемые положения:**

1. Обеспечение устойчивой работы ВЗД на основе результатов экспериментальных исследований равномерности распределения виброускорений и амплитуд поперечных и осевых колебаний подлине его корпуса в зависимости от энергетических характеристик героторного механизма и режимов эксплуатации. Оптимальный диапазон частот вращения ротора героторного механизма, обеспечивающий минимальные виброускорения и амплитуду колебаний двигателя находится в пределах от 70 % от частоты работы двигателя в режиме холостого хода.

2. Управление динамикой системы «ВЗД – КБТ» в зависимости от состава элементов разнородного стержня при его поступательном и вращательном волновом возмущении регулированием параметров режима бурения.

**Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и рекомендаций** подтверждена уровнем аналитических и экспериментальных исследований, сходимостью и воспроизводимостью полученных результатов.

**Апробация исследований.** Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на всероссийский и международных конференциях: международной научно-практической конференции «Бурение в осложненных условиях» (г. Санкт – Петербург, Санкт – Петербургский горный университет, 2016, 2017, 2018 г.); 71 международная молодёжная научная конференция «Нефть и газ 2017» (г. Москва, Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина) 2017 г.; Международный форум-конкурс молодых учёных «Проблемы недропользования» (г. Санкт-Петербург, Санкт–

Петербургский горный университет, 2018г.); XXIV научная конференция «Нефть и газ – 2018» (Монголия, г. Улаанбаатор хот, Монгольский государственный университет науки и технологии, 2018 г.) Международная научно-практическая конференция «Бурение – 2018» (Монголия, г. Улаанбаатор хот, Монгольский государственный университет науки и технологии, 2018 г.)

**Личный вклад автора.**

Проведены стендовые испытания ВЗД. Определена устойчивая работа системы «ВЗД – КБТ». Усовершенствованна математическая модель, позволяющая рассчитать осевую нагрузку на долото и частоту его вращения с учётом адаптации границ автоколебаний и режимов эксплуатации ВЗД.

**Реализация работы.**

Разработанные в диссертационном исследовании математические модели и технологические рекомендации, направленные на определение устойчивой работы системы «ВЗД - КБТ» используются филиале ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени, ПАО «ЛУКОЙЛ» при верификации проектных решений, определяющих моментно – частотные режимные параметры бурения наклонно – прямолинейных участков скважины.

**Публикации.** По теме диссертационных исследований опубликованы 11 трудов в печатных изданиях, из них 4 в изданиях, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки Российской Федерации.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа общим объемом 128 страниц состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 98 источников, включает 18 рисунков и 8 таблиц.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** дана краткая характеристика диссертационной работы. Обоснована актуальность работы, сформулирована цель, идея и задачи исследований, составлены защищаемые научные положения, подтверждена научная новизна и проверено значение практической ценности полученных результатов.

**В первой главе** проведен анализ результатов исследований технологических решений и методов исследования в области регулирования колебаний системы «ВЗД - КБТ» при бурении скважин.

Динамика колонны бурильных труб обусловлена механической энергией, передаваемой от верхнего силового привода при этом, работа винтового забойного двигателя основана на преобразовании энергии потока технологической жидкости, перекачиваемой буровыми насосным и агрегатами.

В исследование динамики бурильной колонны в процессе бурения вписали свои имена ученые от начала XVII века. Метод исследования

упругодеформированного состояния колонны бурильных труб, представленной одномерным стержнем сформулирован Л. Эйлером и продолжает совершенствоваться. Приращение потенциальной энергии бурового инструмента в виде механической системы и отклонениях одной от положения баланса, записаны и доказаны в виде теоремы П. С. Лапласа - П. Г. Л. Дирихле. Для рассматриваемого участка бурильной колонны известен метод предложенный Л. С. Лейбеном, определивший характер вращения. Определение области устойчивой работы бурильной колонной, методом механического аналога разработан Е. К. Юниным и В. К. Хегаем.

Большой вклад в конструирование и усовершенствование героторных машин внес выдающийся ученый Д.Ф. Балденко. Им проведены исследования рабочих процессов винтового забойного двигателя, а также предложены научные основы конструирования и создания объемных гидравлических машин для бурения и капитального ремонта скважин. Следует также отметить отечественных ученых, внесших значительный вклад в конструирование, усовершенствование ВЗД и исследование их энергетических характеристик. Среди них можно выделить: Ф.Д. Балденко, Т.Н. Бикчурин, М.Г. Бобров, Ю.В. Вадецкий, М.Т. Гусман, М.В. Двойников, Ю.А. Коротаев, А.М. Кочнев, В.А. Каплун, С.С. Никомаров и др., а также зарубежные специалисты: Y.Forrest, M. Garrison, T. Hudson, R. Moineau, V. Tiraspolksy, W. Tcshirky, R. Yurgens, K. Wenzel и др.

В результате проведенного анализа обоснована необходимость регулирования и управления динамикой системы «ВЗД - КБТ» при бурении наклонно-прямолинейных участков скважины и повысить эффективность бурения наклонно – прямолинейных участков скважины.

**Во второй главе** приведена методология, методы и методики натуральных и вычислительных экспериментов, направленных на изучение вопросов динамики работы ВЗД и разработки математических моделей описывающих поведения КБТ при совместной их эксплуатации.

Для обеспечения устойчивой работы двигателя в условиях скважины, выявления оптимальных нагрузочных параметров проведены исследования колебаний по всей длине силовой секции рабочих органов и шпиндельной части двигателя с учётом изменения его энергетических характеристик. Устойчивость эксплуатации ВЗД характеризуется режимом работы силовой секции, при котором отсутствует интенсивное снижение частоты вращения ротора с увеличением момента на валу двигателя.

Известно, что ось ротора вращается вокруг собственной оси, а также совершает переносное движение вокруг оси статора направленное против часовой стрелки. Причем частота переносного (планетарного) вращения оси ротора относительно оси статора выше частоты вращения ротора вокруг собственной оси.

Угловая скорость вращения оси ротора относительно оси статора, определяющая частоту вибрации корпуса ВЗД:

$$\omega_n = -z_2 \cdot \omega_r \quad (1)$$

где  $z_2$  – число зубьев ротора;  $\omega_r$  – угловая скорость вращения ротора вокруг собственной оси,  $\text{с}^{-1}$ .

Крутильные колебания двигателя, снижающие запас устойчивости (потерю мощности) ВЗД, связаны с конструктивными особенностями планетарного редуктора - героторного механизма.

Уровень крутильных колебаний двигателя, влияющих на устойчивость его работы, зависит от инерционных  $F_{ин}$  и гидравлических  $F_r$  сил, действующих на ротор:

$$F_{ин} = m z_2^2 \omega^2 e, \quad (2)$$

$$F_r = \frac{M_{инд}}{e z_1}, \quad (3)$$

где  $M_{инд}$  – индикаторный момент,  $M_{инд} = M_{инд} - M_c$  ( $M_c$  – момент механических сопротивлений);  $e$  – эксцентриситет;  $z_1, z_2$  – количество зубьев статора и ротора;  $m$  – масса ротора;  $\omega$  – угловая скорость.

При эксплуатации ВЗД, а именно его запуске и последующем нагружении появляется перекашивающий момент, приводящий к нарушению пространственной ориентации (перекосу) ротора, неравномерности его вращения, образованию в рабочих органах (РО) дополнительных натягов и зазоров, обуславливающих появление дополнительной вибрации.

В общем виде перекашивающий момент равен

$$M_n = \frac{P \cdot D \cdot t^2}{4\pi} \quad (4)$$

где  $D$  – диаметр статора по впадинам зубьев (средний диаметр ротора), м;  $P$  – перепад давления в двигателе, Па;  $t$  – шаг ротора, м.

Также следует отметить, что дополнительным источником вибрации в двигателе является пульсация межвитковых перепадов давления, приводящая к продольным осевым колебаниям героторного механизма. Поперечные и продольные колебания, обусловленные отмеченными выше причинами их возникновения, распределяются по всей длине двигателя. Причем визуально было замечено, что на разных режимах работы двигателя максимальная и минимальная амплитуда биений распределяется вдоль корпуса неравномерно.

Более детальное изучение неравномерности распределения колебаний корпуса выполняется на стандартном горизонтальном стенде, предназначенном для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей. Дополнительно на двигателе, закрепленном на стенде, устанавливаются

датчики замера вибрации. Информация с датчиков поступает в общий блок контроля и управления параметрами гидродвигателя.

Подготовка стенда, исследование энергетических характеристик двигателя ДГР-178.7/8.37 с одновременным замером биений корпуса производится следующим образом. Датчики измерения вибрации устанавливались в трех точках двигателя. Два датчика – в верхней и средней части силовой секции, а третий в верхней части шпинделя (месте соединения шарнира).

Измерения энергетических характеристик и биений корпуса производились от начала запуска двигателя до максимальной частоты вращения вала –  $3 \text{ с}^{-1}$  (180 об/мин). В процессе испытаний поддерживался постоянный расход жидкости -  $0,016 \text{ м}^3/\text{с}$ . При достижении частоты вращения вала  $3 \text{ с}^{-1}$  создавался момент сопротивления тормозом 3, приводящий к полной остановке двигателя.

Исследование колебаний БК с учетом ее НДС и параметров бурения проводилось с помощью разработанной математической модели бурового инструмента, прототип которой предложен Е.К. Юниным и В.К. Хегаем.

Установлено, что при разработке метода построения области вероятного возникновения резонансных колебаний буровой колонны было введено понятие «механический аналог». В качестве задачи были приняты уравнения, описывающие распространение вращательных и поступательных колебаний буровой колонны (далее уравнение (5,6)).

С технологической точки зрения при бурении скважины требуется определить сочетание нагрузки на долото ( $P, H$ ) и частоты вращения ротора ( $n_0, \text{рад}/\text{с}$ ) таким образом, чтобы время бурения ( $t, \text{с}$ ) заданного интервала было минимальным при условии оптимальных энергетических затрат. При этом в общем случае разрушаемая горная порода может быть анизотропной и содержать пустоты (поры, каверны, трещины и т.д.). В случае, когда частота вращения вала ВЗД больше или равна частоте вращения ротора, разрушение горной породы осуществляется силовой секцией ВЗД, в противном случае - путем передачи момента буровой колонной от ротора к забою.

Зная это, ограничимся следующими условиями задачи, а именно: в качестве буровой колонной представим составной стержень, включающий участок КБТ длиной  $L_1, \text{м}$  с наружным и внутренним диаметрами  $D_{L_1}, d_{L_1}, \text{м}$ ; участок утяжеленных буровых труб (УБТ) длиной  $L_2, \text{м}$  с наружным и внутренним диаметрами  $D_{L_2}, d_{L_2}, \text{м}$ ; и участок, представленный корпусом ВЗД и навигационной системой, длиной  $[L_3]$  и диаметрами  $D_{L_3}, d_{L_3}, \text{м}$ . Текущая глубина скважины  $H = L_1 + L_2 + L_3$  процессе бурения некоторого интервала

увеличивается за счет углубления забоя. При этом будем считать, что  $L_2, L_3 = const$ , а за счет наращивания  $L_1 + \Delta L$  возрастает величина  $H, м$ .

В общем случае считаем, что участки изготовлены из различных материалов. Поэтому первому, второму, третьему участку соответствует скорость распространения вращательных колебаний соответственно:  $\lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3}, м/с$  скорость распространения поступательных колебаний соответственно  $\chi_{L_1}, \chi_{L_2}, \chi_{L_3}, м/с$ . Расчетная схема для анализа поведения буровой колонны при вращательном и поступательном ее движении представлена на рисунке 1.

Дифференциальное уравнение вращательного и поступательного движения составного разнородного стержня с граничными и начальными условиями:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial t} + f_{\tau_1} \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial t} \right) = \lambda_{L_1}^2 \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial s_1^2}, s_1 \in [0, L_1] \\ \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t} + f_{\tau_2} \left( \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} \right) = \lambda_{L_2}^2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial s_2^2}, s_2 \in [0, L_2] \\ \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial t} + f_{\tau_3} \left( \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \right) = \lambda_{L_3}^2 \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial s_3^2}, s_3 \in [0, L_3] \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 u_1}{\partial t} + f_{\tau_1} \left( \frac{\partial u_1}{\partial t} \right) = \chi_{L_1}^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial s_1^2}, s_1 \in [0, L_1] \\ \frac{\partial^2 u_2}{\partial t} + f_{\tau_2} \left( \frac{\partial u_2}{\partial t} \right) = \chi_{L_2}^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial s_2^2}, s_2 \in [0, L_2] \\ \frac{\partial^2 u_3}{\partial t} + f_{\tau_3} \left( \frac{\partial u_3}{\partial t} \right) = \chi_{L_3}^2 \frac{\partial^2 u_3}{\partial s_3^2}, s_3 \in [0, L_3] \end{array} \right. \quad (5)$$

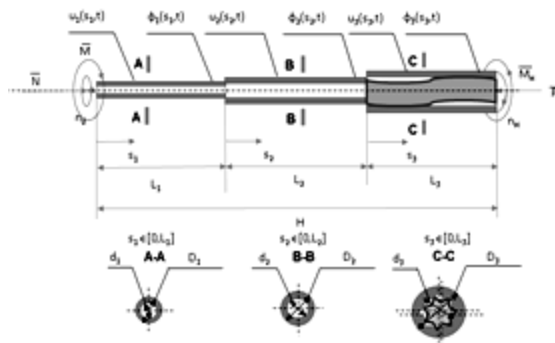


Рисунок 1 – Расчетная схема исследования вращательных и поступательных колебаний работы системы «винтовой забойный двигатель – колонна буровых труб»

Граничные условия для вращательного и поступательного движения:

$$\begin{aligned}
1. s_1 = 0; \varphi = n_0 t, M = G_1 J_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial s_1}, & \quad 1. s_1 = 0; u_1 = h, N = E_1 F_1 \frac{\partial u_1}{\partial s_1} \\
2. s_1 = L_1; s_2 = 0; G_1 J_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial s_1} = G_2 J_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial s_2}, & \quad 2. s_1 = L_1; s_2 = 0; E_1 F_1 \frac{\partial u_1}{\partial s_1} = E_2 F_2 \frac{\partial u_2}{\partial s_2}, \\
3. s_1 = L_1; s_2 = 0; \varphi_1 = \varphi_2, & \quad 3. s_1 = L_1; s_2 = 0; u_1 = u_2, \\
4. s_2 = L_2; s_3 = 0; G_2 J_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial s_2} = G_3 J_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial s_3}, & \quad 4. s_2 = L_2; s_3 = 0; E_2 F_2 \frac{\partial u_2}{\partial s_2} = E_3 F_3 \frac{\partial u_3}{\partial s_3}, \\
5. s_2 = L_2; s_3 = 0; \varphi_2 = \varphi_3, & \quad 5. s_2 = L_2; s_3 = 0; u_2 = u_3, \\
6. s_3 = L_3; G_3 J_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial s_3} = -M_H(P, n_H). & \quad 6. s_3 = L_3; E_3 F_3 \frac{\partial u_3}{\partial s_3} = P(n_H).
\end{aligned}$$

Начальные условия для вращательного движения:

$$\begin{aligned}
7. t = 0; \varphi_1(s_1, t = 0) &= \frac{f_{\varepsilon_1}(n_0)}{2\lambda_{L_1}^2} \cdot s_1^2 - \left\{ \frac{f_{\varepsilon_1}(n_0)L_1}{\lambda_{L_1}^2} + \theta \left[ \frac{f_{\varepsilon_2}(n_0)L_2}{\lambda_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\varepsilon_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_H)}{G_3 J_3} \right) \right] \right\} s_1, \\
8. t = 0; \varphi_2(s_2, t = 0) &= f_1(L_1) + \frac{f_{\varepsilon_2}(n_0)}{2\lambda_{L_2}^2} \cdot s_2^2 - \left[ \frac{f_{\varepsilon_2}(n_0)L_2}{\lambda_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\varepsilon_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_H)}{G_3 J_3} \right) \right] s_2, \\
9. t = 0; \varphi_3(s_3, t = 0) &= f_1(L_1) + f_2(L_2) + \frac{f_{\varepsilon_3}(n_0)}{2\lambda_{L_3}^2} \cdot s_3^2 - \left( \frac{f_{\varepsilon_3}(n_0)L_3}{\lambda_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_H)}{G_3 J_3} \right) s_3, \\
s_1 &\in [0, L_1], s_2 \in [0, L_2], s_3 \in [0, L_3] \\
\frac{\partial \varphi_1}{\partial t} &= n_0, \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} = n_0, \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} = n_0.
\end{aligned}$$

Начальные условия для поступательного движения:

$$\begin{aligned}
7. t = 0; u_1(s_1, t = 0) &= \frac{f_{\varepsilon_1}(n_0)}{2\chi_{L_1}^2} \cdot s_1^2 - \left\{ \frac{f_{\varepsilon_1}(n_0)L_1}{\chi_{L_1}^2} + \theta \left[ \frac{f_{\varepsilon_2}(n_0)L_2}{\chi_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\varepsilon_3}(n_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{P(n_H)}{E_3 F_3} \right) \right] \right\} s_1, \\
8. t = 0; u_2(s_2, t = 0) &= f_1(L_1) + \frac{f_{\varepsilon_2}(n_0)}{2\chi_{L_2}^2} \cdot s_2^2 - \left[ \frac{f_{\varepsilon_2}(n_0)L_2}{\chi_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\varepsilon_3}(n_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{P(n_H)}{E_3 F_3} \right) \right] s_2, \\
9. t = 0; u_3(s_3, t = 0) &= f_1(L_1) + f_2(L_2) + \frac{f_{\varepsilon_3}(n_0)}{2\chi_{L_3}^2} \cdot s_3^2 - \left( \frac{f_{\varepsilon_3}(n_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{P(n_H)}{E_3 F_3} \right) s_3, \\
s_1 &\in [0, L_1], s_2 \in [0, L_2], s_3 \in [0, L_3] \\
\frac{\partial u_1}{\partial t} &= \chi_{L_1} u_1, \frac{\partial u_2}{\partial t} = \chi_{L_2} u_2, \frac{\partial u_3}{\partial t} = \chi_{L_3} u_3.
\end{aligned}$$

где  $\varphi_1(s_1, t)$ ,  $\varphi_2(s_2, t)$ ,  $\varphi_3(s_3, t)$  – углы поворота текущих поперечных сечений колонны на соответствующих участках (рад);  $s_1, s_2, s_3$  – текущее положение поперечного сечения (м);  $u_1(s_1, t)$ ,  $u_2(s_2, t)$ ,  $u_3(s_3, t)$  – поступательные перемещения текущих поперечных сечений колонны на соответствующих

участках (рад);  $S_1, S_2, S_3$  – текущее положение поперечного сечения (м);  $h$  – величина поступательного перемещения с сообщением поперечному у сечению оборота;  $f_{\tau_1} \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial t} \right), f_{\tau_2} \left( \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} \right), f_{\tau_3} \left( \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \right)$  – диссипативные члены, характеризующие сопротивление вращению бурильной колонны на соответствующих участках;  $f_{\tau_1} \left( \frac{\partial u_1}{\partial t} \right), f_{\tau_2} \left( \frac{\partial u_2}{\partial t} \right), f_{\tau_3} \left( \frac{\partial u_3}{\partial t} \right)$  – диссипативные члены, характеризующие сопротивление поступательного перемещения бурильной колонны на соответствующих участках;  $n_0$  – скорость вращения верхнего торца колонны (рад/с);  $G_1, G_2, G_3$  – модули сдвига материалов соответствующих участков ( $\text{Н} \cdot \text{м}^2$ );  $E_1, E_2, E_3$  – модули упругости материалов соответствующих участков при растяжении или сжатии ( $\text{кг}/\text{м}^2$ );  $J_1, J_2, J_3$  – полярные моменты инерции поперечного сечения колонны на соответствующих участках ( $\text{м}^4$ );  $F_1, F_2, F_3$  – площадь поперечного сечения колонны на соответствующих участках ( $\text{м}^2$ );  $M_H(P, n_H)$  – момент сопротивления вращению нижнего участка составного стержня со стороны горной породы ( $\text{Н} \cdot \text{м}$ );  $P$  – осевая нагрузка на торец нижнего участка составного стержня ( $\text{Н}$ );  $P(n_H)$  – осевая нагрузка на торец нижнего участка составного стержня ( $\text{Н}$ );  $n_H = \left. \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \right|_{s_3=L_3}$  – частота вращения торца нижнего участка составного стержня (рад/с),  $\theta = \frac{G_1 J_1}{G_2 J_2}$  – коэффициент моментно-силового отношения первого и второго участков при вращении;  $\varepsilon = \frac{G_2 J_2}{G_3 J_3}$  – коэффициент моментно-силового отношения второго и третьего участков;  $\theta = \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}$  – коэффициент моментно-силового отношения первого и второго участков при поступательном перемещении;  $\varepsilon = \frac{E_2 F_2}{E_3 F_3}$  – коэффициент моментно - силового отношения второго и третьего участков при поступательном перемещении.

Наиболее ясно данная задача решается для случая, в котором значения диссипативных членов системы равны нулю, в этом случае глубина распространения вращательных колебаний бурильной колонны, представленного в виде составного стержня, состоящего из трех разнородных участков, рассчитывается по формуле:

$$\left. \begin{aligned}
H &= \frac{\lambda_{L_1}}{\mu_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2} \left[ \frac{\lambda_{L_3} \ln \frac{\lambda_{L_2} \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H}}{\mu_2} + G_2 J_2 \cdot n_0 \right]}{\lambda_{L_2} \left[ \frac{\lambda_{L_3} \ln \frac{\lambda_{L_2} \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H}}{\mu_2} - G_2 J_2 \cdot n_0 \right]} \right) + G_1 J_1 \cdot n_0 \\
H &\leq \frac{\lambda_{L_1}}{\mu_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2} \left[ \frac{\lambda_{L_3} \ln \frac{\lambda_{L_2} \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H}}{\mu_2} + G_2 J_2 \right]}{\lambda_{L_2} \left[ \frac{\lambda_{L_3} \ln \frac{\lambda_{L_2} \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H}}{\mu_2} - G_2 J_2 \right]} \right) + G_1 J_1 \cdot n_0 \\
H &\leq \frac{\lambda_{L_1}}{\mu_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2} \left[ \frac{\lambda_{L_3} \ln \frac{\lambda_{L_2} \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H}}{\mu_2} + G_2 J_2 \right]}{\lambda_{L_2} \left[ \frac{\lambda_{L_3} \ln \frac{\lambda_{L_2} \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\mu_3 \lambda_{L_3} \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H}}{\mu_2} - G_2 J_2 \right]} \right) + G_1 J_1 \cdot n_0
\end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Соотношение (7), найдено для частного случая, когда значения диссипативных членов системы (6) равны нулю и с результатами исследований.

Полученные уравнения определяют условия возможности возникновения автоколебаний бурильной колонны, представленного составным стержнем в процессе совершения вращательного возмущения с целью углубления забоя скважины.

Тогда,

$$\left. \begin{aligned}
P &= \frac{G_3 J_3}{\lambda_{L_3}} \left( n_0^2 \frac{1 + k e^{\frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}}}}{1 - k e^{\frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}}}} \right), \\
P_b &= \frac{1 + k e^{\frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}}} P \cdot \left( ch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2 \lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2 \lambda_{L_3}} \right) + k ch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2 \lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2 \lambda_{L_3}} \right) \right)}{1 - k e^{\frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}}} n_0 \left( sh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2 \lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2 \lambda_{L_3}} \right) - k sh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2 \lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2 \lambda_{L_3}} \right) \right)}, \\
P_H &= \frac{1 + k e^{\frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}}} P \cdot \left( sh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2 \lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2 \lambda_{L_3}} \right) + k sh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2 \lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2 \lambda_{L_3}} \right) \right)}{1 - k e^{\frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}}} n_0 \left( ch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2 \lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2 \lambda_{L_3}} \right) - k ch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2 \lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2 \lambda_{L_3}} \right) \right)}, \\
n_0^* &= \frac{1 - k^2}{sh^2 \left( \frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2 \lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2 \lambda_{L_3}} \right) + k ch^2 \left( \frac{\mu_1 L_1}{2 \lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2 \lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2 \lambda_{L_3}} \right)};
\end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где  $L_1$  – длина колонны бурильных труб (м),  $L_2$  – длина колонны утяжеленных бурильных труб (м),  $L_3$  – длина корпуса винтового забойного двигателя и навигационной системы (м);  
 $k = \frac{k_1 - k_2}{k_1 + k_2}, k_1 = \frac{\lambda_{L_2} G_1 J_1 - \lambda_{L_1} G_2 J_2}{\lambda_{L_2} G_1 J_1 + \lambda_{L_1} G_2 J_2}, k_2 = \frac{\lambda_{L_3} G_2 J_2 - \lambda_{L_2} G_3 J_3}{\lambda_{L_3} G_2 J_2 + \lambda_{L_2} G_3 J_3}$  – коэффициент отражения волны, вращательные колебания на границе раздела разнородных участков составного стержня;  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  – коэффициенты диссипации на соответствующих участках,  $\lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3}$  – скорость распространения вращательных колебаний на соответствующих участках (м/с),  $P_b$  и  $P_H$  – осевые нагрузки на нижний торец корпуса винтового забойного двигателя, соответствующие верхней и нижней границам автоколебаний (Н);  $n_0^*$  – частота вращения ротора (рад/с) при  $P_b = P_H$ .

Задача для случая, в котором значения диссипативных членов системы равны нулю, и глубины распространения поступательных колебаний бурильного инструмента, представленного в виде составного стержня, состоящего из трех разнородных участков, рассчитывается по формуле 6. При этом производится замена  $G_1, G_2, G_3$  на  $E_1, E_2, E_3$  и  $J_1, J_2, J_3$  на  $F_1, F_2, F_3$ , а также  $\lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3}$  – скорость распространения вращательных колебаний на  $\chi_{L_1}, \chi_{L_2}, \chi_{L_3}$  на скорость распространения поступательных колебаний на соответствующих участках. Полученные уравнения определяют условия возможности возникновения поступательных автоколебаний КБК, представленной в виде составного стержня в процессе совершения им поступательного движения с целью углубления забоя скважины. Осевые нагрузки на нижний торец корпуса винтового забойного двигателя, соответствующие верхней и нижней границам автоколебаний при поступательном движении  $P_b$  и  $P_H$  определяются по уравнению 7. При этом производится замена скорости распространения вращательных колебаний  $\lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3}$  на  $\chi_{L_1}, \chi_{L_2}, \chi_{L_3}$ , а модуль упругости  $G_1, G_2, G_3$  и полярный момент инерции сечения  $J_1, J_2, J_3$  меняется на  $E_1, E_2, E_3$  и на  $F_1, F_2, F_3$  соответственно.

**В третьей главе** приведён анализ результатов исследований натуральных экспериментов колебаний ВЗД и вычисленных экспериментов динамики КБТ.

Представлены результаты испытания рабочего процесса гидродвигателя с учетом его виброускорений и амплитуд биений корпуса при разных режимах работы отражены на рисунке 2.

Результаты исследования вибрации корпуса двигателя ДГР-178М.7/8.37 показали, что значения виброускорений по длине корпуса отличны друг от друга. Так, например, в (т.1) верхней части силовой секции для частоты вращения вала  $3 \text{ с}^{-1}$  (180 об/мин) значения виброускорений поперечной вибраций корпуса изменяются от 24 до 219  $\text{мм}/\text{с}^2$ , что соответствует изменению амплитуд биений от 0,19 до 1,75 мм, а значения виброускорений продольной вибраций корпуса изменяются от 49 до 251  $\text{мм}/\text{с}^2$ , что соответствует изменению амплитуд биений от 0,39 до 2 мм. Максимальные значения амплитуд и виброускорений поперечных и продольных колебаний корпуса определены в средней части силовой секции варьируются от 1,92 до 3 мм, и 229 до 380  $\text{мм}/\text{с}^2$ . При этом амплитуда и виброускорение поперечных и продольных колебаний корпуса определены в шпиндельной секции соответствует 0,5 - 2,5 мм. Для выявления оптимального диапазона устойчивой работы гидродвигателя определен тренд изменения колебаний испытанием пяти ВЗД диаметрами от 178 до 195 мм. Расход жидкости при испытании поддерживался в пределах 0,03  $\text{м}^3/\text{с}$ . Измерение колебаний производилось от максимальной частоты вращения в режиме холостого хода (300 об/мин) до полной его остановки.

На рисунке 3 представлена зависимость изменения амплитуды колебаний корпуса двигателя от момента и частоты вращения вала.

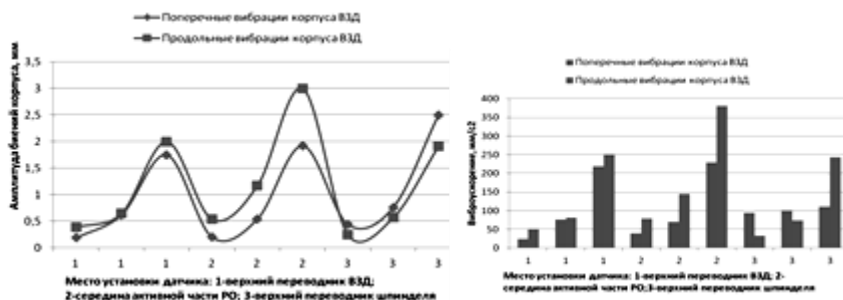


Рисунок 2 – Амплитуда биений и уровень виброускорений в зависимости от места установки датчика на корпусе двигателя ДГР 178М.7/8.37

Анализ результатов исследований показал, что в начале запуска двигателя в работу максимальная амплитуда биений приходится на верхнюю часть двигателя и составляет 5,8 мм, при этом в средней и шпиндельной частях амплитуда не более 4 мм. Причиной в данном случае является

перекашивающий момент, действующий на РО при заполнении рабочих камер. В процессе увеличения частоты вращения от 1,0 до 5,0 с<sup>-1</sup> от без создания дополнительного момента (торможения) сопротивления на валу происходит снижение амплитуды колебаний во всех точках установки датчиков до 2 - 1,8 мм. Далее, создание дополнительного момента до 4,5 кН·м приводит к повышению амплитуды биений в средней части двигателя и составляет 3,8 мм.

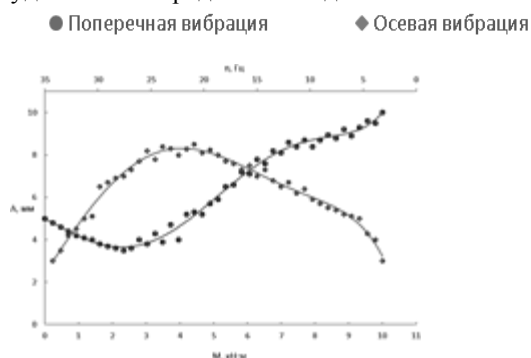


Рисунок 3 – Зависимость изменения усредненной (по всей длине корпуса) амплитуды продольных и поперечных колебаний в зависимости от момента на валу винтового забойного двигателя ДГР 178М.7/8.37

Частота вращения вала снижается до 3,5 с<sup>-1</sup> (210 об/мин), что составляет 30% от работы двигателя в режиме холостого хода. При этом колебания верхней и шпиндельной секции остаются практически без явных изменений в пределах 2 – 2,5 мм. В данном случае двигатель находится в оптимальном режиме эксплуатации. С увеличением момента с 4,5 до 6,5 кН·м двигатель входит в тормозной (экстремальный) режим работы. Частота вращения снижается до 0,5 (30 об/мин). В результате происходит интенсивный рост амплитуды биений в верхней и шпиндельной частях ВЗД от 6,8 до 8 мм. При этом колебания средней части изменились не значительно с 3,8 до 4,5 мм. Увеличение амплитуды колебаний в шпиндельной секции обусловлен ростом величины перекашивающего момента, приводящего к изменению эксцентриситета в РО, вызванного взаимодействием шарнира и элементов шпинделя, в том числе работой резинометаллической опоры.

В результате теоретических и экспериментальных исследований выявлены показатели частоты вращения вала, обеспечивающие минимальную поперечную амплитуду колебаний и увеличение продольной (осевой) вибрации в пределах всего корпуса ВЗД и максимальный КПД двигателя.

В результате проведенных расчётов по разработанной математической модели (система уравнений 5) выявлены диапазон наступления автоколебаний при вращении и поступательном перемещении системы «ВЗД – КБТ».

Входные параметры для проведения расчетов вращательного и поступательного движений:

$$L_1 = 1800 \text{ м}; L_2 = 190 \text{ м}; L_3 = 10 \text{ м}; J_1 = 5,841 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4, J_2 = 1,941 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4, J_3 = 4,928 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

$$k = 0,106; G_1 = G_2 = G_3 = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}; \lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3} = 3200 \text{ м/с}; n_0 = [0; 7] \text{ рад/с}; \mu_1 = 0,1;$$

$$\mu_2 = 0,2; \mu_3 = 0,3.$$

$$L_1 = 1800; L_2 = 190; L_3 = 10; F_1 = 1,018 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, F_2 = 1,81 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, F_3 = 8,042 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$k = 0,106; E_1 = E_2 = E_3 = 2 \cdot 10^{10} \text{ Па}; \chi_{L_1}, \chi_{L_2}, \chi_{L_3} = 5320 \text{ м/с}; n_0 = (0; 7] \text{ рад/с}; \mu_1 = 0,1;$$

$$\mu_2 = 0,2; \mu_3 = 0,3.$$

Результаты математического моделирования представлены на рис. 5 (а, б). Представленный график на рисунке 4 (а) отражает границы автоколебаний системы «ВЗД - КБТ», от действия динамической осевой нагрузки, возникшей с сообщением вращательного и поступательного движения вышеуказанной системы с целью углубления забоя, передаваемого сечением.

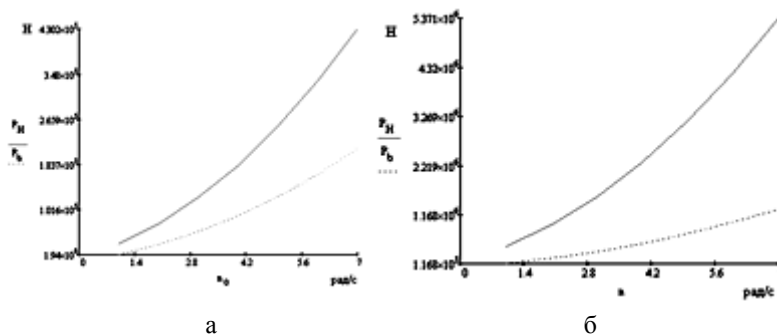


Рисунок 4 – Границы вращательных (а) и поступательных автоколебаний (б) системы «ВЗД - КБТ»

Сопоставление полученных результатов исследований колебаний корпуса ВЗД в стендовых условиях с расчётными значениями границ автоколебаний КБТ позволяют определить диапазон устойчивой работы системы «ВЗД - КБТ». Значения, расположенные под линией, обозначенной нижней границей автоколебаний ( $P_b$ ), означают отсутствие вибрации – равномерное поступательное и вращательное движение инструмента, между верхней ( $P_H$ ) и нижней ( $P_b$ ) границами – временную остановку (заклинивание), выше верхней ( $P_H$ ) – торможение (отсутствие вращения).

**В четвертой главе** представлен инструмент числового моделирования динамически устойчивой работы системы «ВЗД - КБТ», а также методика определения параметров режима при бурении комбинированным способом наклонно - прямолинейных участков скважин.

Инструмент численного моделирования (свидетельство о регистрации программы ЭВМ: 2018616682 - «Модель системы выбора проектных параметров режима бурения») обеспечивает выполнение следующих функций: расчёт фактической осевой нагрузки, расчёт значений вращательных колебаний бурильной колонны, расчёт профиля скважины.

Разработанная методика определения требуемых параметров режима бурения наклонных участков скважины, обеспечивающих устойчивую работу КНБК, осуществляется следующим образом.

Производится запуск ВЗД и определяется перепад давления при его эксплуатации в режиме холостого хода. Затем создается требуемая (согласно плана работ и геолого-технического наряда) нагрузка на долото и фиксируется перепад давления с учетом нагруженности героторного механизма. На основании диаграммы испытаний ВЗД на стенде, графически определяется оптимальный диапазон частоты вращения вала при соответствующем перепаде давления. Причем отмечается максимально допустимое снижение частоты вращения вала ВЗД, соответствующее оптимальным амплитудам поперечных колебаний корпуса.

Далее, по разработанной математической модели производится расчет границ наступления автоколебаний бурильной колонны. После построения графических зависимостей определяется требуемая частота и нагрузка на долото при которых КБТ находится в допустимом диапазоне устойчивой работы. Зная режимы устойчивой работы КБТ, производится согласование с нагрузкой на долото, при которой ВЗД также будет находиться в режиме оптимальных энергетических характеристик. В случае если частота вращения вала ВЗД (согласно диаграмме стендовых испытаний) определенная по перепаду давления уменьшилась более чем на 70 % производится снижение нагрузки на долото. При этом (на основе графических зависимостей диапазона границ наступления автоколебаний при заданных частотах вращения КБТ и нагрузки на долото) производится поправка частоты вращения верхнего привода с целью обеспечения устойчивой работы системы с сохранением механической скорости бурения.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Диссертационная работа является завершенной научно-квалификационной работой, в которой на основе выполненных исследований изложены научно обоснованные методики и разработки, имеющие важное значение в области технологии бурения и освоения скважин.

1. Теоретически обоснована и практически подтверждена целесообразность и необходимость управления динамикой волнового возмущения КБТ при одновременном вращении ВЗД регулированием режимных параметров бурения наклонно-прямолинейных участков скважины.

2. На основе экспериментальных исследований определены амплитуды и частоты колебаний корпуса ВЗД по всей длине силовой секции рабочих органов и шпиндельной части для различных режимов работы двигателя. Установлено, что для снижения амплитуды поперечных колебаний двигателя и обеспечения его устойчивой работы диапазон частот вращения вала необходимо поддерживать в пределах 70 % от частоты вращения ВЗД в режиме холостого хода.

3. Разработана математическая модель системы ВЗД-КБТ, позволяющая прогнозировать диапазон наступления автоколебаний КБТ и границы вращательного и поступательного волнового возмущения для случая моделирования колонны как разнородного стержня при бурении наклонно-прямолинейных участков скважины.

4. Разработана методика по определению требуемых параметров режима бурения наклонно-прямолинейных участков скважины, обеспечивающих устойчивую работу КНБК, основанная на условиях поддержания стабильного функционирования системы с учетом предельно допустимой частоты вращения ВЗД и границ наступления автоколебаний КБТ.

5. Разработанные методика и технические рекомендации, направленные на обеспечение устойчивой работы ВЗД с одновременным вращением бурильной колонны при бурении наклонно направленных скважин используются в филиале ООО Лукойл – Инжиниринг КогалымНИПИнефть.

**Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:**

*в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки России*

1. Блинов, П.А. Оптимизация параметров бурения участков стабилизации зенитного угла / П.А. Блинов, М.В. Двойников, В.А. Морозов // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ – Тюмень – 2016. №6. – С.65–71.

2. Исследование динамики работы бурильной колонны и винтового забойного двигателя / П.А. Блинов, М.В. Двойников, А.А. Куншин, В.А. Морозов // Ежеквартальный научно-технический журнал «Вестник ассоциации буровых подрядчиков» - М. 2016. №2. – С.8–12.

3. Блинов, П.А. Исследование оптимального диапазона устойчивой работы системы «долото - винтовой забойный двигатель – бурильная колонна» / П.А. Блинов, М.В. Двойников, В.А. Морозов // Научно-технический журнал «Нефтегазовое дело» ФГБОУ ВО «Уфимский

государственный нефтяной технический университет» 2018. т. 16. №2. – С.35-44.

4. Двойников, М.В. Обоснование выбора параметров режима направленного бурения скважин винтовыми забойными двигателями / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2019. – №2. – С. 15 – 18.

*в прочих изданиях*

5. Двойников, М.В. Оптимизация параметров бурения участков стабилизации зенитного угла / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Сборник тезисов Международной научно-практической конференции- СПб, «ЛЕМА» 2016. – С.91–92.

6. Анализ параметров бурения скважин с использованием роторных управляемых систем / М.В. Двойников, В.А. Ерофеев, А.А. Куншин, В.А. Морозов // Международной научно-практической конференции. СПб, «ЛЕМА» 2016. – С.93–94.

7. Двойников, М.В. Исследование оптимального диапазона устойчивой работы винтового забойного двигателя / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Материалы II Международной научно-практической конференции «Бурение скважин в осложнённых условиях» г. Санкт-Петербург, 2017. – С.76-77.

8. Двойников, М.В. Математическая модель динамики бурильной колонны в процессе проработки скважины / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Материалы 71 международной молодёжной конференции «Нефть и газ 2017» - М., Издательский центр РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, 2017. –С.250–254.

9. Двойников, М.В. Исследования параметров режима бурения для направленного бурения и оптимума стабильной работы системы «долото – винтовой забойный двигатель – колонна бурильных труб» / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Материалы III Международной научно-практической конференции «Бурение скважин в осложнённых условиях» г. Санкт-Петербург, 2018. – С.76-77.

10. Двойников, М.В. Оптимальная работа винтового забойного двигателя / М.В. Двойников, В.А. Морозов // XXIV научная конференция «Нефть и газ – 2018». Монголия, г. Уланбаатор хот, Монгольский государственный университет науки и технологии. – 2018. – С.73 – 75.

11. Двойников, М.В. THE CHOICE PARAMETERS CONDITION DRILLING STRING WELL / М.В. Двойников, В.А. Морозов // Бурение – 2018. Монголия, г. Уланбаатор хот, Монгольский государственный университет науки и технологии. – 2018. – С.54 – 58.