

На правах рукописи

Имаева Эмма Шаукатовна

**ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ
ГЛУБИННОГО БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ
ПРИ СЛУЧАЙНЫХ КОЛЕБАНИЯХ**

Специальность 05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы»
(нефтегазовая отрасль)

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Уфа – 2003

Работа выполнена на кафедре нефтегазопромыслового оборудования Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Научный руководитель доктор технических наук, профессор
Ишемгузин Евгений Измайлович.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
старший научный сотрудник
Янтурин Альфред Шамсунович;
кандидат технических наук, доцент
Подалов Юрий Александрович.

Ведущая организация ООО «Уфимское управление буровых работ».

Защита состоится «_____» _____ 2003 года в _____
на заседании диссертационного совета Д 212.289.05 при Уфимском
государственном нефтяном техническом университете по адресу: 450062,
Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уфимского
государственного нефтяного технического университета.

Автореферат разослан «_____» _____ 2003 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета

И.Г. Ибрагимов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ

Процесс бурения всегда характеризуется интенсивными вибрациями глубинного оборудования из-за многочисленных факторов, в частности, неоднородности горных пород, случайных колебаний осевой нагрузки, пульсаций давления промывочной жидкости. С одной стороны, вибрации и создаваемые ими динамические силы увеличивают интенсивность разрушения породы, с другой – вызывают износ и отказ забойных двигателей, появление усталостных напряжений в муфтах, замках, на вооружении и опорах долот, отскоки и скольжения долота, виброперемещения колонны бурильных труб, недоиспользование ресурса забойных двигателей и мощностей, подводимых к забою скважины. Все это ведет к ухудшению технико-экономических показателей бурения и к снижению показателей надежности глубинного бурового оборудования.

Для защиты от нежелательных вибраций и повышения прочности и долговечности элементов глубинного оборудования наиболее эффективным способом является применение виброгасящих устройств – демпферов, устанавливаемых над долотом или над забойным двигателем. Актуальным становится вопрос создания наиболее простых и надежных виброгасящих устройств, а также своевременная диагностика технического состояния глубинного бурового оборудования, основанная на вероятностно-статистических методах исследования.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Оценка вибронегруженного состояния глубинного бурового оборудования при случайных колебаниях и разработка виброгасящих устройств для повышения надежности оборудования.

ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1 Анализ работы глубинного бурового оборудования при воздействии случайных колебаний.

2 Изучение влияния случайных колебаний на параметры вибронагруженности динамической системы «забойный двигатель – демпфер»: величину и время отскока долота.

3 Выбор параметров и расчет демпфирующих устройств с учетом анализа случайных колебаний методами имитационного моделирования, корреляционной теории и теории марковских процессов.

4 Применение вероятностно-статистических методов к разработке диагностических критериев оценки состояния глубинного бурового оборудования.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА

1 Установлена корреляционная зависимость с использованием теории марковских процессов между параметром вибронагруженности глубинного бурового оборудования (временем отскока долота) и частотой вращения вала забойного двигателя, позволяющая определить наименьшее время отскока при различных частотах вращения.

2 Установлена аналитическая зависимость между величиной износа глубинного бурового оборудования и параметрами демпфера, позволяющая за счет изменения массы и жесткости последнего повысить эффективность эксплуатации оборудования.

3 Разработан и обоснован диагностический критерий оценки технического состояния глубинного бурового оборудования по коэффициенту Джини случайных колебаний осевой нагрузки на долото и давления промывочной жидкости.

МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Поставленные задачи решались с использованием методов имитационного моделирования, теории случайных функций, спектрально-корреляционного анализа, теории нелинейных колебаний, теории выбросов, вероятностно-статистических методов обработки промышленных материалов.

ОСНОВНЫЕ ЗАЩИЩАЕМЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1 Анализ случайных колебаний, действующих на глубинное буровое оборудование, и демпфирующих устройств, позволяющих гасить колебания, с целью предохранения элементов глубинного бурового оборудования от преждевременного износа и отказа.

2 Влияние виброгасящих устройств на один из параметров вибронагруженности глубинного бурового оборудования – отскок долота.

3 Выбор и расчет параметров демпфера для глубинного оборудования при случайных колебаниях с использованием методов имитационного моделирования.

4 Использование спектрально-корреляционного метода для анализа характеристик колебаний осевой нагрузки и давления промывочной жидкости с целью оценки технического состояния системы «забойный двигатель – демпфер».

5 Применение коэффициента Джини случайных колебаний осевой нагрузки и давления промывочной жидкости, а также числа выбросов за фиксированный уровень в качестве диагностических критериев для оценки состояния глубинного бурового оборудования.

ПРАКТИЧЕСКАЯ И ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ

Представлен вариант имитационной модели выбора демпфера и его параметров для повышения надежности глубинного бурового оборудования при воздействии случайных колебаний.

Разработана конструкция демпфера с заданной частотой собственных колебаний [9]. Разработан способ определения технического состояния породоразрушающего инструмента по коэффициенту Джини случайных колебаний осевой нагрузки на долото и давления промывочной жидкости [10].

Расчет параметров демпфирующих устройств для глубинного бурового оборудования используется при подготовке курсовых и дипломных работ студентами специальности 17.02.00 «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов».

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ

Основные результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на научно–технической конференции «Проблемы нефтедобычи Волго–Уральского региона» (Уфа, 2000); межотраслевой научно–практической конференции «Проблемы совершенствования дополнительного профессионального и социогуманитарного образования специалистов топливно–энергетического комплекса» (Уфа, 2001).

ПУБЛИКАЦИИ

Основные положения диссертации отражены в 8 научных публикациях, в том числе двух учебных пособиях; получено 2 патента на изобретение.

ОБЪЕМ И СТРУКТУРА РАБОТЫ

Диссертационная работа состоит из 3 глав, основных выводов, библиографического списка (232 наименования), содержит 128 страниц машинописного текста, в том числе 43 рисунка и 7 приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследования, а также научная новизна выполненных исследований и их практическая ценность.

В первой главе рассматривается работа глубинного бурового оборудования и действующие на него возмущающие силы. Глубинное буровое оборудование совершает сложные колебательные движения под действием случайных колебаний.

Восприятие глубинным оборудованием силового воздействия, вызывающего вибрации, характеризуется его вибронагруженностью. Параметрами вибронагруженности являются виброускорение, виброскорость, амплитуда виброперемещения. Реакция глубинного бурового оборудования на воздействия, вызываемые случайными возмущениями и вибрациями, оценивается в зависимости от их интенсивности, частоты, направления и времени.

Вибрации забойного двигателя и бурильной колонны, возбуждаемые шарошечным долотом, и создаваемые последним динамические силы увеличивают интенсивность разрушения породы, но одновременно снижают стойкость долот, ускоряют износ и разрушение забойных двигателей; уменьшают величину момента, передаваемого колонной бурильных труб при роторном бурении, т.е. снижают ее энергопроводность; способствуют образованию в стволе скважины каверн и желобных выработок, что приводит к уменьшению прочности и долговечности элементов глубинного бурового оборудования и ухудшению показателей бурения.

Изучению поведения глубинного оборудования в скважине посвящены исследования Александрова М.М., Алексева Л.А., Балицкого П.В., Габдрахимова М.С., Григулецкого В.Г., Джалил-Заде Г.Н., Забирова Ф.Ш., Иоаннесяна Р.А., Ишемгужина Е.И., Калинина А.Г., Керимова З.Г., Копылова В.Е., Лягова А.В., Мавлютова М.Р., Матвеева Ю.Г., Мирзаджанзаде А.Х., Подавалова Ю.А., Попова А.Н., Санникова Р.Х., Спивака А.И., Султанова Б.З., Юнина Е.К., Ямалиева В.У., Янтурина А.Ш. и др.

Эффективная работа глубинного бурового оборудования достигается предупреждением преждевременного износа и отказов забойных двигателей и

долот, своевременной и целесообразной заменой изношенного оборудования, устранением нежелательных вибраций бурильной колонны. Основным способом защиты глубинного оборудования от случайных колебаний является применение надежных виброгасящих устройств, устанавливаемых над долотом или над забойным двигателем.

При обобщении конструктивных особенностей большинства используемых в настоящее время демпферов можно выделить два основных типа их действия: по видам нагрузок и по преимущественному реагированию на нагрузки основных параметров демпфера. На основании анализа современных конструкций с целью обозначить область их применения предложена классификация существующих устройств для виброзащиты глубинного оборудования в зависимости от видов динамического воздействия и параметров виброгасящих устройств (таблица 1).

Таблица 1 – Устройства для виброзащиты глубинного оборудования

Параметры Демпфирующих устройств	Динамические нагрузки		
	Продольные колебания	Поперечные колебания	Крутильные колебания
Коэффициент Демпфирования α	Демпферы с резиновыми упругими элементами; демпферы сухого трения; демпферы вязкого трения	Амортизаторы с резиновыми и резино-металлическими упругими элементами; пружинные амортизаторы; гидравлические амортизаторы	
Жесткость пружины c	Виброгасители-центраторы; амортизаторы с регулируемой жесткостью пружины; гидромеханические амортизаторы		
	Амортизаторы с тарельчатыми пружинами	Расширители; наддолотные стабилизирующие устройства (НСУ); калибраторы; центраторы	
Масса амортизатора m	Демпферы с металлическими упругими элементами; гидравлические демпферы; наддолотные маховики		
	Преобразователь динамической нагрузки (ПНД); виброуправляющая масса		

Определенные параметры виброгасящих устройств являются преобладающими в зависимости от различных колебаний. Например, демпферы с упругими элементами обычно уменьшают продольные колебания за счет рассеяния энергии; расширители и НСУ своей массой способствуют снижению поперечных и крутильных колебаний; виброгасители-центраторы и гидромеханические амортизаторы за счет свойств пружинного элемента гасят и продольные, и поперечные, и крутильные колебания.

В результате анализа, обобщения и классификаций получены основные варианты использования демпферов для глубинного оборудования:

- поддержание требуемых параметров бурения;
- предотвращение потери мощности, подводимой к двигателю;
- снижение трения между колонной бурильных труб и стенкой скважины для регулирования осевой нагрузки на долото;
- повышение ресурса забойного двигателя;
- регулирование осевых, радиальных и крутильных колебаний;
- уменьшение амплитуды колебаний бурильного инструмента;
- регулирование числа оборотов забойного двигателя;
- выполнение роли предохранителя забойного оборудования в критических ситуациях.

При оценке влияния случайных колебаний на глубинное буровое оборудование в качестве одного из параметров вибронагруженности принят отскок долота и с его помощью оценено влияние случайных колебаний на низ бурильной колонны. Уравнение движения динамической системы «забойный двигатель–демпфер»:

$$J\dot{\omega} = a + \varepsilon(t), \quad (1)$$

где J – момент инерции вращающегося вала забойного двигателя;

ω – угловая скорость вращения вала забойного двигателя, зависящая от его оборотов n ;

a – постоянная сила, действующая на систему;

$\varepsilon(t)$ – случайное силовое воздействие.

С использованием уравнения Колмогорова и преобразования Фурье получена формула для определения времени отскока долота, учитывающая степень неровности забоя σ и частоту вращения вала забойного двигателя:

$$T = \frac{2ch \frac{aJ}{\sigma^2} \omega_0}{\omega_0} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^{2+k} b_k}{\lambda_k^2 \left(\frac{J^2 a^2}{\sigma^4} + b_k^2 \right)}, \quad (2)$$

где λ – параметр, зависящий от J ;

σ – степень неровности профиля забоя;

b – параметр, зависящий от ω .

На рисунке 1 показан график зависимости времени отскока долота от частоты вращения вала забойного двигателя при бурении в твердых породах. Профиль грунта твердых пород характеризуется максимальной высотой неровности $\sigma = 25$ мм. Масса долота без демпфера принимается равной 50 кг, масса долота вместе с демпфером – 300 кг.

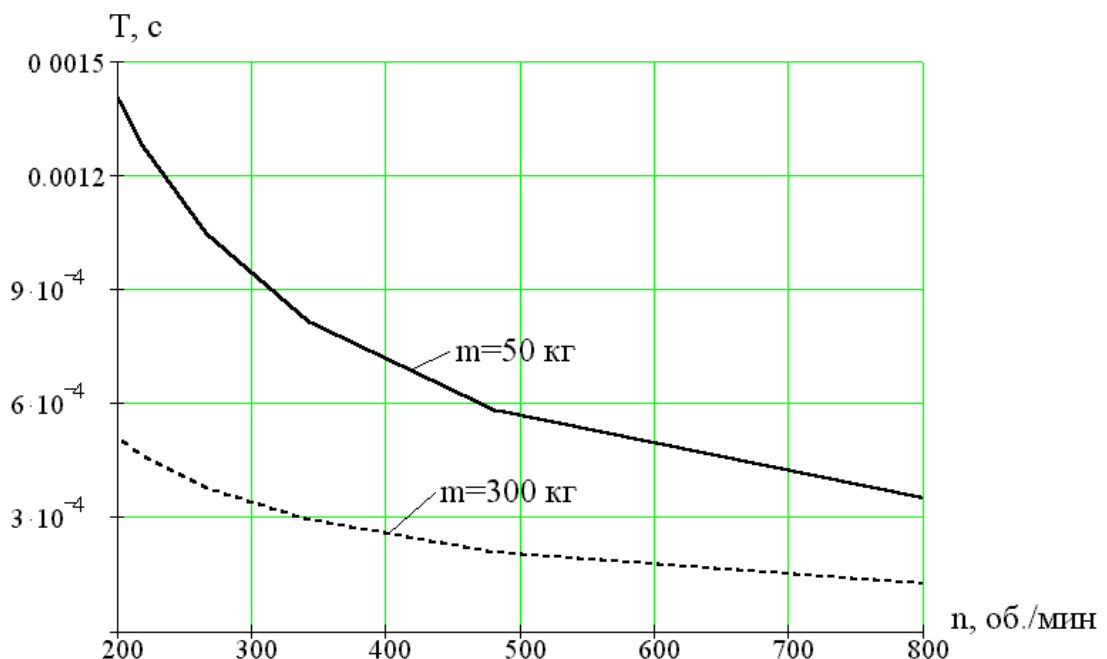


Рисунок 1 – Зависимость времени отскока долота T от числа оборотов вала забойного двигателя n

Исследование отскоков долота в качестве характеристики виброн нагруженности глубинного оборудования показало, что для эффективного бурения время отскока должно быть меньше и это достигается увеличением наддолотной массы, т.е. введением в компоновку глубинного оборудования демпфера.

Вторая глава посвящена определению и расчету параметров демпфирующих устройств для глубинного бурового оборудования при воздействии на него случайных колебаний. С помощью методов имитационного моделирования построена модель выбора параметров демпфирующих устройств (рисунок 2). Выяснено, что для конструирования демпферов достаточными факторами являются степень твердости пород, характеристики случайных колебаний осевой нагрузки при условии использования полного ресурса элементов глубинного бурового оборудования.

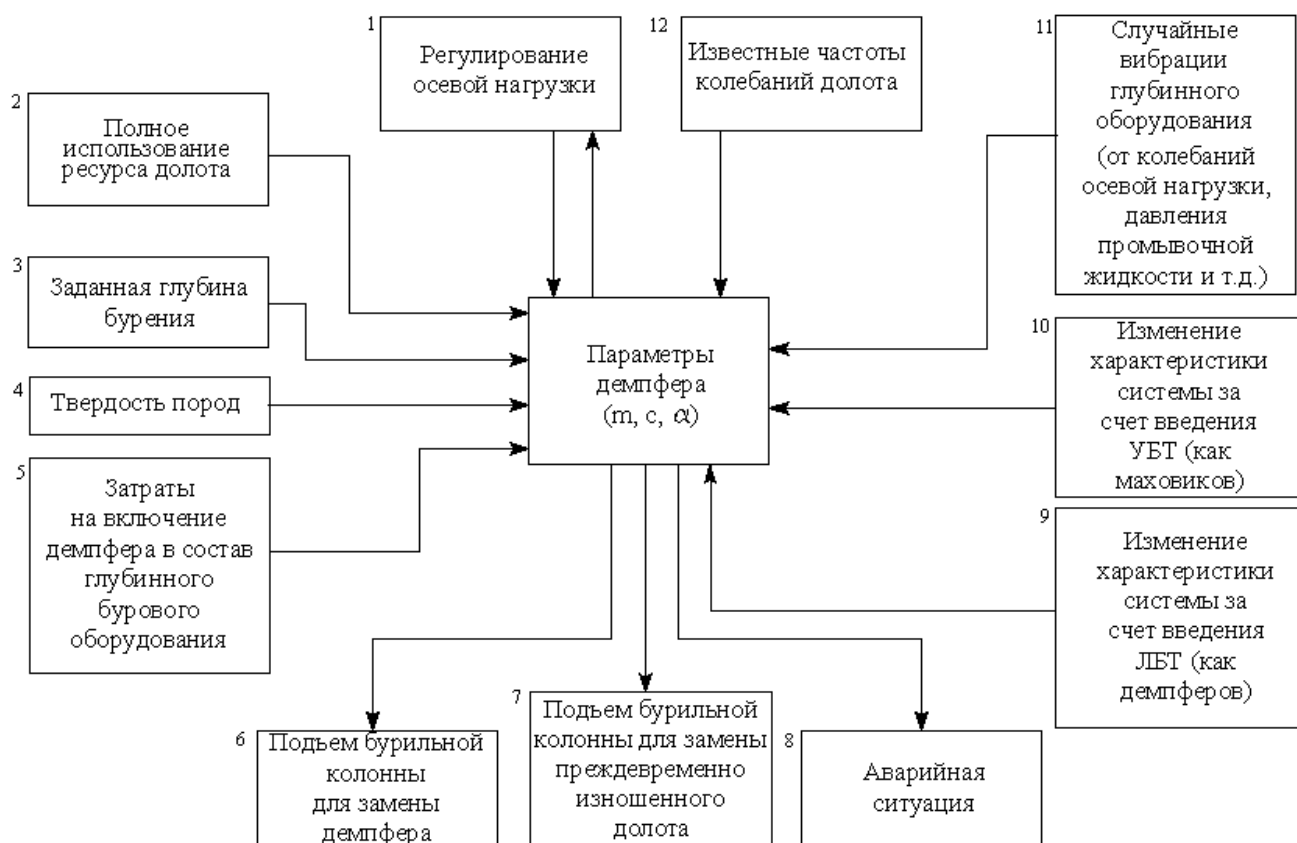


Рисунок 2 – Вариант имитационной модели выбора параметров демпфера

При определении вариантов использования демпфирующих устройств с учетом режимов работы глубинного бурового оборудования следует отметить следующее: демпфер должен пропускать низкие частоты, необходимые для интенсифицирования процесса разрушения забоя; в области высоких частот вибрации системы «забойный двигатель–демпфер» должны уменьшаться вследствие увеличения затухания колебаний в демпфере; эффективность работы глубинного оборудования при гашении высокочастотных колебаний не должна снижаться при условии сохранения действия динамических импульсов, возникающих при низкочастотных колебаниях; силы вязкого демпфирования, незначительно влияющие на частоту и период колебаний, должны вызывать быстрое затухание колебаний; для оптимального режима работы виброзащитной системы глубинного оборудования необходим предварительный расчет жесткости и массы демпфирующих устройств.

Для выяснения влияния воздействия случайных колебаний на глубинное оборудование в зависимости от параметров демпфера был произведен динамический расчет имитационной модели глубинного оборудования. На рисунке 3 показана схема виброзащитной системы «долото–демпфер», отличающаяся от известных схем введением положений равновесия (O_1 и O_2). Отклонение виброзащитной системы от положений равновесия при воздействии случайных колебаний не должно превосходить амплитуды наименьшего отскока долота.

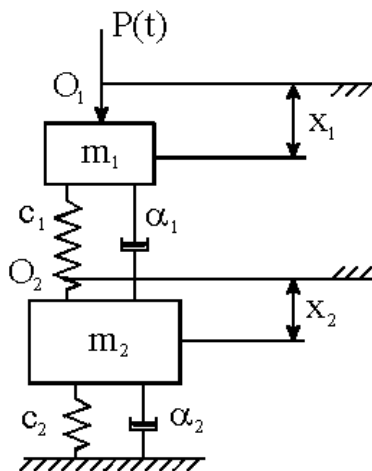


Рисунок 3 – Расчетная модель виброзащитной системы

Движение системы «долото–демпфер» описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 - c_1 x_2 - \alpha_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = P(t), \\ m_2 \ddot{x}_2 + \alpha_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_1 x_1 + (c_1 + c_2) x_2 = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где $P(t)$ – случайное воздействие;

m, c, α – масса, жесткость и коэффициент сопротивления (индекс 1 относится к демпферу, индекс 2 – к долоту);

x – виброперемещение системы.

При отскоке долота осевая суммарная нагрузка становится равной нулю, поэтому принимаем $P(t) = 0$. Решение системы (3) приводит к характеристическому уравнению 4-го порядка:

$$m_1 m_2 \lambda^4 + \alpha (m_1 + m_2) \lambda^3 + [(m_1 + m_2) c_1 + m_1 c_2] \lambda^2 + \alpha c_2 \lambda + c_1 c_2 = 0. \quad (4)$$

Корни характеристического уравнения дают представление о переходных колебательных процессах, происходящих в динамической системе. Большая мнимая часть характеризует незатухающие колебания. При надлежащем подборе величин m_1 и c_1 вынужденные колебания долота, обусловленные действием на него возмущающей силы, могут быть снижены. Увеличение параметра m_1 уравнения (4) ведет к снижению мнимой части корней λ и к стабилизации переходного процесса при воздействии случайных колебаний на глубинное оборудование (рисунок 4).

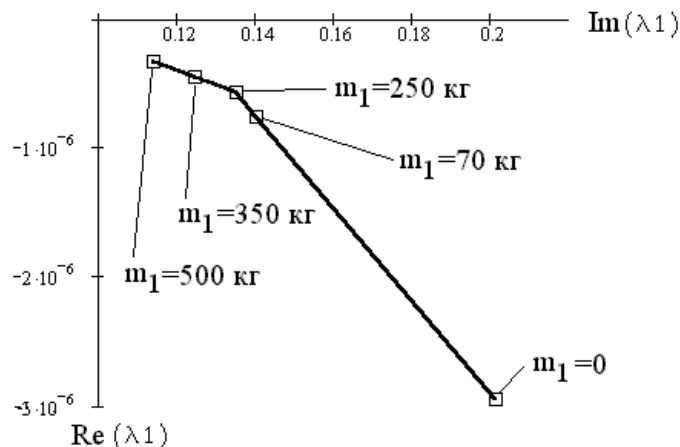


Рисунок 4 – Годограф корней характеристического уравнения

Демпфирующие устройства должны обеспечивать минимальную (или равную нулю) амплитуду перемещения глубинного бурового оборудования при случайных колебаниях: при заданной жесткости c условие $\alpha = 0$ соответствует минимальным потерям энергии продольных колебаний на демпфирование и лучшему разрушению забоя, а большая масса демпфера m_1 обеспечивает затухание колебательного процесса.

В подтверждение полученных результатов была разработана конструкция демпфера продольных колебаний [9], демпфирующий элемент которого имеет заданную частоту собственных колебаний, определяемую длиной элемента и осевой нагрузкой на глубинное буровое оборудование, гасящего случайные продольные колебания, возникающие в процессе бурения (рисунок 5).

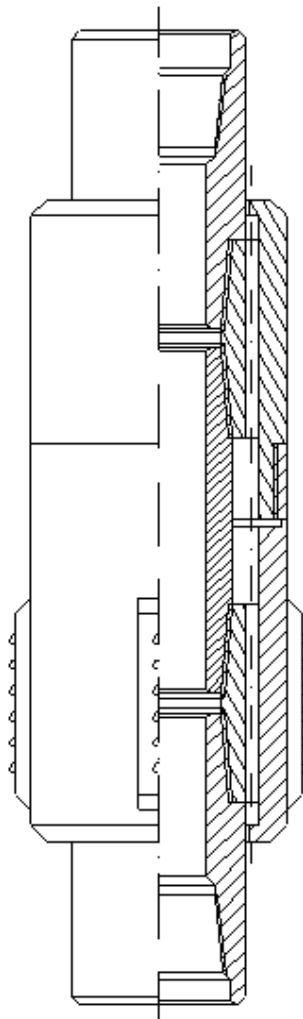


Рисунок 5 – Демпфер продольных колебаний

Вводя демпфирующий элемент определенной длины, можно добиться значения критической нагрузки на бурильную колонну, при этом демпфирующий элемент входит в «нулевой» резонанс, исполняя тем самым роль экрана энергии, положительно влияя на процесс бурения.

Третья глава посвящена анализу изменения параметров колебательных процессов, характеризующих вибронегруженное состояние глубинного оборудования, и их оценке вероятностно-статистическими методами.

Измерение технологических параметров производилось на основе данных лаборатории геолого-технологических исследований «ГЕОТЕСТ». На рисунке 6 представлена структурная схема снятия измерений технологических параметров, которые использовались для оценки эффективности применения демпфирующих устройств. Оцифрованные записи колебаний осевой нагрузки и давления промывочной жидкости обрабатывались в программной среде MathCAD 2000 Pro.

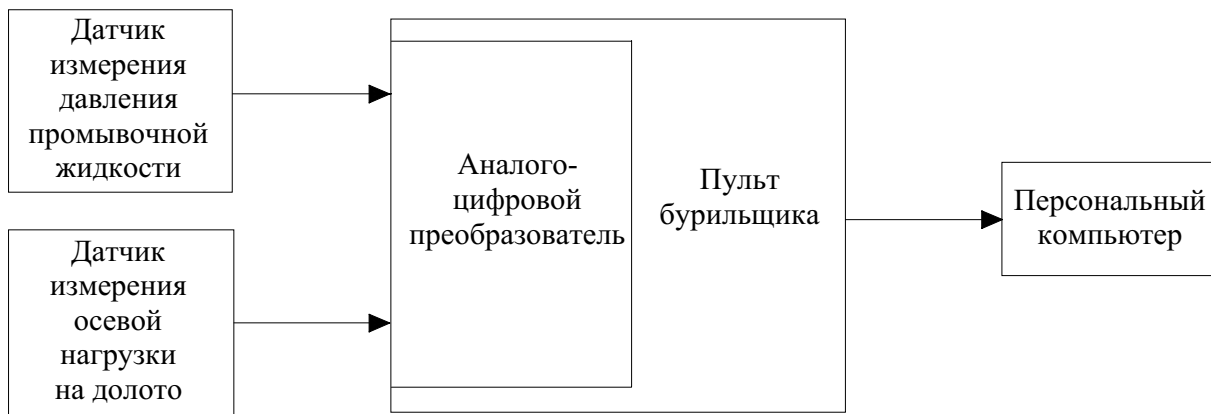


Рисунок 6 – Структурная схема измерений параметров бурения

В качестве параметров вибронегруженности были приняты спектрально-корреляционные характеристики работы глубинного бурового оборудования. По данным записей колебаний осевой нагрузки сравнивались результаты вычисления корреляционной функции и спектральной плотности следующих видов:

$$k_x(\tau) = De^{-\alpha|\tau|} \cos \beta\tau; \quad S_x(\omega) = \frac{D\alpha}{\pi} \cdot \frac{\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2}{|\alpha^2 + (\beta - \omega)^2| \cdot |\alpha^2 + (\beta + \omega)^2|}; \quad (5)$$

$$k_x(\tau) = De^{-\alpha|\tau|} \left(\cos \beta\tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta|\tau| \right); \quad S_x(\omega) = \frac{D\alpha}{\pi} \cdot \frac{2(\alpha^2 + \beta^2)}{(\omega^2 + \alpha^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha^2\beta^2}; \quad (6)$$

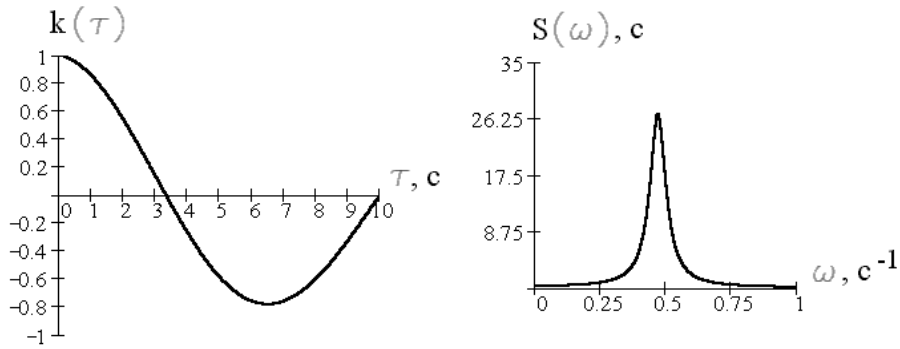
$$k_x(\tau) = De^{-\alpha|\tau|} \left(1 + \alpha|\tau| + \frac{1}{3}\alpha^2\tau^2 \right); \quad S_x(\omega) = \frac{D\alpha}{\pi} \frac{\alpha^4}{3(\omega^2 + \alpha^2)^3}. \quad (7)$$

Функция (5) является наиболее распространенной, описывающей процессы изменения колебаний осевой нагрузки и давления промывочной жидкости. Функции вида (6) и (7) также описывают распределение случайных событий. Дополнительный гармонический член в корреляционной функции (6) обозначает вероятность появления более сложного события – реализации случайных колебаний.

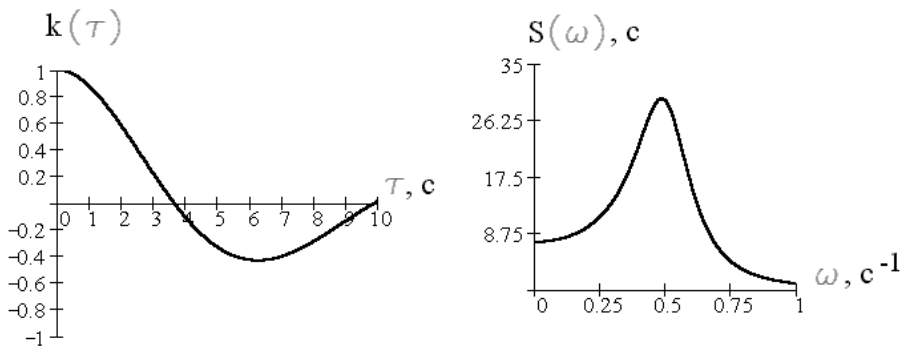
Сравнительный анализ корреляционных функций показал (рисунок 7), что функция вида (6) также отражает процесс колебаний осевой нагрузки, как и функция (5), и при воздействии случайных колебаний на глубинное оборудование может быть использована для анализа записей изменений технологических параметров.

С использованием функции вида (6) были исследованы случайные колебания технологических параметров при различных режимах работы глубинного бурового оборудования. Произведены вычисления корреляционной функции и спектральной плотности для измеренных колебаний осевой нагрузки в начале и конце бурения каждого интервала нескольких скважин. Выявлено, что, например, для роторного бурения характерен узкополосный процесс со смещением преобладающей частоты в область высоких частот в конце отработки долота; при турбинном бурении сохраняется узкополосный процесс с преобладающей частотой и уменьшением амплитуды последней в конце долбления; при бурении винтовыми двигателями наблюдается преобладание широкополосного спектра с более

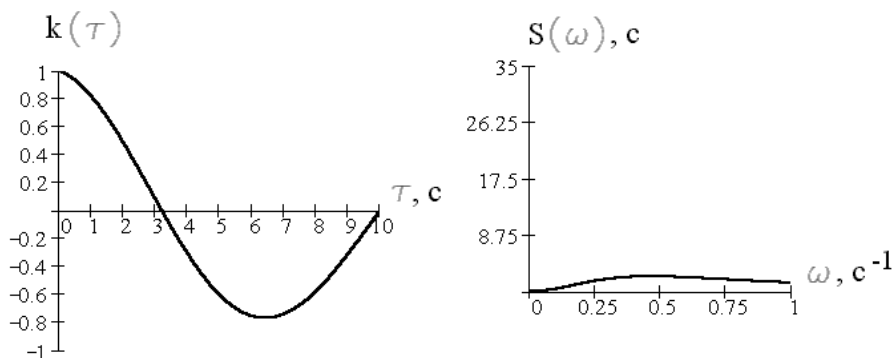
высокой преобладающей частотой; бурение электробурами характеризуется отсутствием преобладающей частоты и приближением спектра к «белому шуму» (т.к. при электробурении информация об изменениях технологических параметров получается не по гидравлическому каналу связи).



а



б



в

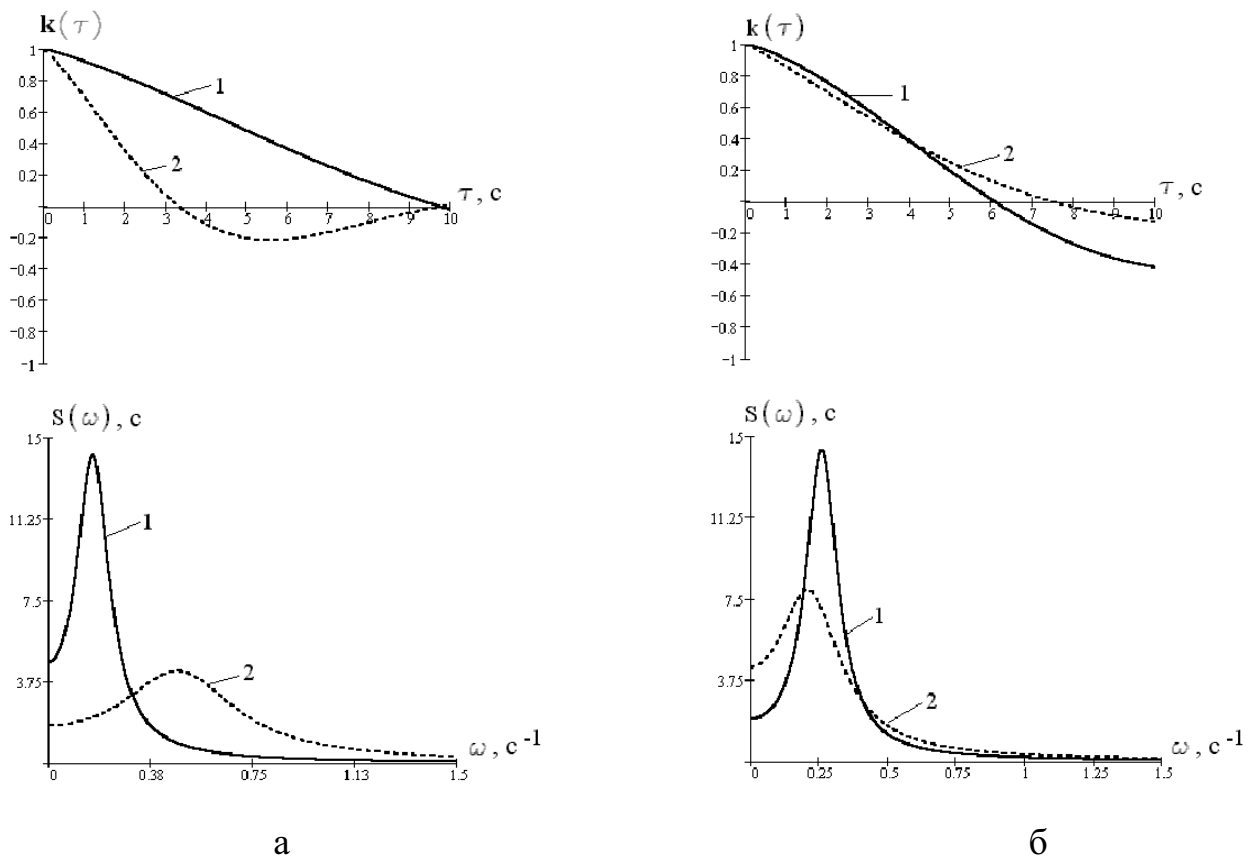
а – вычисления по функции вида (5);

б – вычисления по функции вида (6);

в – вычисления по функции вида (7)

Рисунок 7 – Результаты вычислений функций распределения по записям колебаний осевой нагрузки

Для оценки технического состояния глубинного бурового оборудования при использовании демпфирующих устройств производились сравнительные вычисления корреляционной функции и спектральной плотности по функции вида (6) для колебаний осевой нагрузки двух интервалов одной скважины. При стандартной компоновке (рисунок 8, а) наблюдается широкополосный спектр, увеличение преобладающей частоты и износа долота (ВЗПЗ). Установка дополнительной массы на валу турбобура (рисунок 8, б) позволяет сохранить узкополосный спектр, работу в области низких частот, снижение амплитудного пика и уменьшение степени износа долота (В1П2). Под дополнительной массой имеется в виду введение в стандартную компоновку УБТ (в данном случае длиной 2–3 м, диаметром 196 мм).



а – бурение без дополнительной массы, интервал бурения 1560–1656 м;

б – бурение с дополнительной массой, интервал бурения 1656–1827 м;

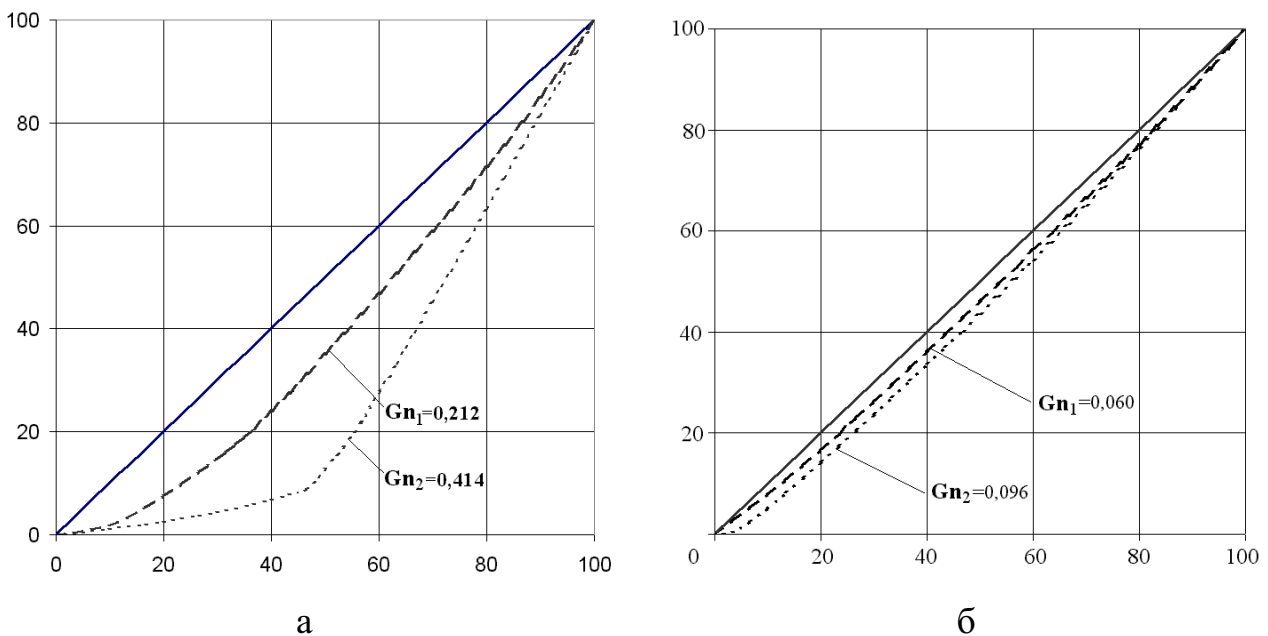
1 – начало долбления; 2 – конец долбления

Рисунок 8 – Результаты вычисления корреляционной функции и спектральной плотности по колебаниям осевой нагрузки

Эффективная работа глубинного оборудования достигается, как правило, при узкополосном спектре в области низких частот; смещение преобладающей частоты в область высоких частот и расширение спектра свидетельствует об износе глубинного бурового оборудования.

Далее оценка технического состояния глубинного бурового оборудования проводилась с использованием коэффициента Джини, вычисленного для колебаний осевой нагрузки (G_n). При определении коэффициента Джини строится идеальная кривая, характеризующая равномерное распределение, и фактическая кривая, отражающая случайные колебания параметров бурения. Чем больше отклонение фактической кривой от идеальной кривой, тем больше коэффициент Джини приближается к единице и тем больше отличие фактического распределения от полностью равномерного.

На рисунке 9 показано вычисление коэффициента Джини случайных колебаний осевой нагрузки на долото.



а – бурение без дополнительной массы, интервал 1560–1656 м;

б – бурение с дополнительной массой, интервал 1656–1827 м

Рисунок 9 – Коэффициент Джини по колебаниям осевой нагрузки

Интервал 1560–1656 м бурился без установки дополнительной массы на валу турбобура (рисунок 9, а); значения коэффициента Джини в начале бурения $G_{n1}=0,212$ и в конце бурения $G_{n2}=0,414$; износ долота составил ВЗПЗ. Следующий интервал (1656–1827 м) бурился с дополнительной массой на валу турбобура (рисунок 9, б); проходка увеличилась с 96 м в предыдущем долблении до 171 м; коэффициент Джини – $G_{n1}=0,060$ и $G_{n2}=0,096$; износ долота – В1П2.

Исследования показали, что фактические кривые больше приближаются к идеальным, а глубинное оборудование меньше изнашивается в случае введения дополнительной массы на вал турбобура.

По коэффициенту Джини можно судить о состоянии глубинного бурового оборудования и предотвратить преждевременный износ забойного двигателя и элементов бурильной колонны: установив критическое значение коэффициента (например, $G_n=0,414$), зависящее от колебаний осевой нагрузки, и оптимальное ($G_n=0,096$), вычисленное при установке дополнительной массы на валу турбобура, можно поддерживать эти значения путем регулирования осевой нагрузки.

Другим критерием оценки состояния глубинного оборудования является число выбросов случайных колебаний осевой нагрузки. При решении вопросов виброзащиты глубинного оборудования с помощью выбросов можно оценить влияние собственной частоты и параметров демпфирующих устройств. Например, при воздействии спектра «белый шум» число выбросов за фиксированный уровень

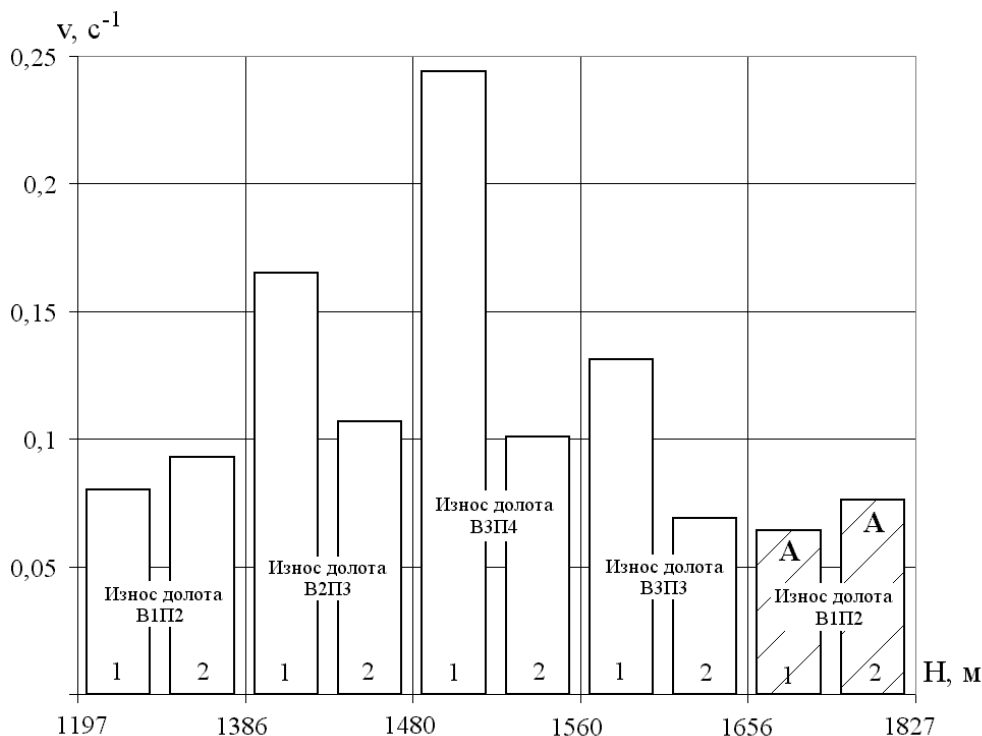
$$v = \frac{c}{2\pi t}, \quad (8)$$

где c – жесткость; t – масса демпфера.

На число выбросов оказывают влияние только жесткость и масса виброзащитной системы, демпфирование не играет роли: с уменьшением частоты собственных колебаний или с увеличением массы объекта уменьшается число выбросов. При воздействии на глубинное оборудование

широкополосного спектра, близкого к «белому шуму», что наблюдается при сильном износе глубинного оборудования, конструирование демпфирующих устройств должно быть основано на изменении собственной частоты демпфера ($\omega_0 = \sqrt{c/m}$).

Для оценки технического состояния глубинного бурового оборудования при использовании демпфирующих устройств производились вычисления числа выбросов по корреляционной функции вида (6). Для каждого интервала бурения определено число выбросов в начале ν_1 и в конце ν_2 долбления. На рисунке 10 показано изменение числа выбросов ν в зависимости от степени износа долот, где H – глубина скважины. При износе долота наблюдается снижение числа выбросов в конце долбления. При бурении интервала 1656–1827 м на вал турбобура была установлена дополнительная масса, износ долота уменьшился, что характеризуется увеличением числа выбросов в конце долбления.



1 – начало бурения; 2 – конец бурения; А – бурение с дополнительной массой

Рисунок 10 – Изменение числа выбросов в зависимости от степени износа долот

Использование числа выбросов за фиксированный уровень в качестве диагностического признака позволяет управлять процессом бурения путем выбора оптимальной осевой нагрузки, для чего определяют максимальное и минимальное число выбросов (например, наименьшее и наибольшее значения числа выбросов при бурении с дополнительной массой на валу турбобура), устанавливают пределы осевой нагрузки, которые далее поддерживаются в процессе бурения. Число выбросов случайной функции за некоторый фиксированный уровень может быть использовано при выборе параметров демпфирующих устройств, а также в совокупности с другими диагностическими признаками – для оценки технического состояния глубинного бурового оборудования.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1 Проанализированы и классифицированы демпфирующие устройства глубинного бурового оборудования с учетом их конструктивных параметров для различных видов колебаний.

2 Установлено, что введение в компоновку низа бурильной колонны демпфирующих устройств влияет на отскок долота, принятый в качестве одного из параметров вибронагруженности глубинного оборудования. Введение дополнительной массы на вал забойного двигателя уменьшает время отскока долота.

3 Методами имитационного моделирования установлено, что для конструирования демпфирующих устройств и гашения случайных колебаний достаточно предварительно задаваться жесткостью и массой демпфера.

4 Разработана конструкция демпфера продольных колебаний, демпфирующий элемент которого имеет заданную частоту собственных колебаний, определяемую длиной элемента и осевой нагрузкой (пат. 2185493 РФ).

5 В качестве диагностических критериев оценки технического состояния

глубинного бурового оборудования предложены: коэффициент Джини случайных колебаний осевой нагрузки и давления промывочной жидкости (пат. 2182659 РФ) и число выбросов за фиксированный уровень колебаний осевой нагрузки.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1 Ишемгужин И.Е, Имаева Э.Ш., Ямалиев В.У. Разработка демпфера для гашения колебаний при бурении//Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Сб. докл. науч.-техн. конф. – Уфа: УГНТУ, 2000. – С. 48–49.

2 Ямалиев В.У., Имаева Э.Ш. Энтропийный анализ изменения технического состояния породоразрушающего инструмента//Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Сб. докл. науч.-техн. конф. – Уфа: УГНТУ, 2000. – С. 47–48.

3 Ямалиев В.У., Имаева Э.Ш. Применение вероятностно-статистического метода для диагностирования нефтяного оборудования//Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Сб. докл. науч.-техн. конф. – Уфа: УГНТУ, 2000. – С. 112–113.

4 Имаева Э.Ш. О выборе методики расчета виброгасящих устройств для бурильной колонны//Проблемы совершенствования дополнительного профессионального и социогуманитарного образования специалистов топливно-энергетического комплекса: Материалы межотраслевой науч.–практ. конф. (23–25 мая 2001 г.). – Уфа: Изд-во «Реактив», 2001. – С. 141.

5 Имаева Э.Ш., Сулейманова А.К. Учебный терминологический словарь по машинам и оборудованию нефтяных и газовых промыслов/Под ред. Н.Г.Вильдановой. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2001. – 81 с.

6 Имаева Э.Ш. Определение параметров амортизатора для бурильной колонны при воздействии случайных колебаний: Учеб. пособие. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2002. – 82 с.

7 Имаева Э.Ш. Вибронагруженность глубинного оборудования при

бурении скважин // Нефтегазовое дело. – http://www.ogbus.ru/authors/Imaeva/imaeva_1.pdf. – 24.10.2002.

8 Yamaliev V., Khasanov M., Ishemguzhin Y., Imaeva E. Analysis of oil field equipment condition in the process of exploitation//Intellectual service for oil & gas industry. Analysis, solution, perspectives: Proceeding. – Miskolc, 2002. – V. 2. – P. 61–67.

9 Пат. 2185493 РФ, МКИ Е 21 В 17/07. Демпфер продольных колебаний / И.Е. Ишемгужин, Э.Ш. Имаева, А.В. Лягов, Е.И. Ишемгужин, В.У. Ямалиев (РФ). – №2000121293/03; Заявлено 08.08.2000; Оpubл. 20.07.02// Изобретения. – 2002. – №20. – С. 294.

10 Пат. 2182659 РФ, МКИ Е 21 В 44/06, 45/00. Способ определения работоспособности породоразрушающего инструмента/А.Х. Мирзаджанзаде, В.У. Ямалиев, М.М. Хасанов, Е.И. Ишемгужин, Р.М. Галеев, Р.Н. Якупов, Э.Ш. Имаева (РФ). – №2001107329/03; Заявлено 19.03.01; Оpubл. 20.05.02// Изобретения. – 2002. – №14. – С. 259.