УДК 539.3



•••••

BEAM MODEL OF THE ROTOR-CONTROLLED SYSTEM WITH AN ELECTRIC MOTOR

Деркач Николай Дмитриевич

кандидат технических наук, генеральный конструктор, ЗАО «НГТ» nikolaiderkach@gmail.com

Перельман Олег Михайлович

Лауреат премии Правительства РФ за успехи в осуществлении научных разработок и успешное внедрение их в нефтедобывающей промышленности, генеральный директор, ООО «Новобур» perelman@novobur.com

Пестренин Валерий Михайлович

кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры экспериментальной и вычислительной механики, Пермского государственного национального исследовательского университета Pestreninvm@mail.ru

Пестренина Ирина Владимировна

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры экспериментальной и вычислительной механики, Пермского государственного национального исследовательского университета IPestrenina@gmail.com

Коротаев Алексей Юрьевич

инженер-конструктор, ООО «Новобур» korotaev.au@novobur.com

Ландик Лидия Владимировна

инженер кафедры экспериментальной и вычислительной механики, Пермского государственного национального исследовательского университета LidiaLandik@gmail.com

Мингараев Владимир Геннадьевич

ведущий инженер-конструктор, ООО «Новобур» mingaraev.vg@novobur.com

Фадейкин Александр Сергеевич

заместитель главного конструктора, ООО «Новобур» fadeikin.as@novobur.com

Derkach Nikolay Dmitrievich

Candidate of Technical Sciences, chief designer JSC NGT nikolaiderkach@gmail.com

Perelman Oleg Mikhailovich

Laureate of the RF Government Prize for progress in implementation scientific developments and their successful implementation in the oil industry, General director, Novobur LLC perelman@novobur.com

Pestrenin Valery Mikhailovich

Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Assistant Professor of the department of experimental and computational mechanics, Perm state national research university Pestreninvm@mail.ru

Pestrenina Irina Vladimirovna

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Assistant Professor of the department of experimental and computational mechanics, Perm state national research university IPestrenina@gmail.com

Korotayev Alexey Yurievich Design engineer, Novobur LLC korotaev.au@novobur.com

Landik Lidia Vladimirovna Department engineers Experimental and computational mechanics, Perm state national research university LidiaLandik@gmail.com

Minharaev Vladimir Gennadyevich Chief design engineer, Novobur LLC mingaraev.vg@novobur.com

Fadeykin Alexander Sergeyevich Deputy Chief Designer, Novobur LLC fadeikin.as@novobur.com



Аннотация. Для оценки прочности элементов конструкции компоновки низа бурильной колонны роторно-управляемой системы с электроприводом (КНБК РУС с ЭП) предлагается балочная модель. Такая модель позволяет изучить напряженно деформированное состояние (НДС) конструктивных элементов в условиях сборки, статического и динамического нагружения. При этом динамические напряжения обусловлены изгибными, крутильными и продольными колебаниями КНБК РУС с ЭП, вызванными инерционными нагрузками вращающихся элементов, взаимодействием с забоем, утяжеленными бурильными трубами и пр. Комплексное НДС (НДС от всех воздействий на КНБК РУС с ЭП) определяется с использованием принципа суперпозиций. Оценка прочности балочных элементов осуществляется по критерию IV теории прочности. Каждый этап исследования иллюстрируется примерами.

Ключевые слова: компоновка низа бурильной колонны, расчет на прочность, механические колебания, балочные элементы.

Annotation. To assess the strength of the structural elements of the bottom of the drill string rotor-controlled system with electric drive (BHA RUS with EP) we offer a beam model. Such model allows studying the stressstrain state (VAT) of structural elements under conditions of assembly, static and dynamic loading. Thus dynamic stresses are caused by bending, torsional and longitudinal oscillations of BHA RUS with ES, caused by inertial loads of rotating elements, interaction with the borehole, weighted drill pipes, etc.. Complex VAT (VAT from all impacts on RUS BHA with EF) is determined using the principle of superposition. Strength assessment of beam elements is performed according to criterion IV of strength theory. Each stage of the study is illustrated with examples.

Keywords: drill string bottom layout, strength calculation, mechanical oscillations, beam elements.

вигатели, используемые в процессе бурения скважин (турбобуры, винтовые забойные двигатели, электробуры), претерпевают значительные динамические нагрузки, вызывающие их изгибные, продольные и крутильные колебания. Такими воздействиями могут быть эксцентриситеты вращающихся частей, механическое взаимодействие со стенками скважины и колонной бурильных труб, удары долота о забой, заклинивание вращающегося долота в забое, пульсация бурового раствора и т.п. Изучением динамических явлений, сопутствующих эксплуатации забойных двигателей, занимаются многие авторы. При этом компоновка низа бурильной колонны (КНБК) обычно представляется стержнем кусочно-постоянного сечения [1-3]. Такая модель КНБК приемлема при изучении собственных частот колебаний бурильной колонны [1], а также в задачах управления направленным бурением [4, 5]. В случае, когда целью исследования является оценка прочности конструктивных элементов КНБК, ее модель должна отражать взаимодействие между этими элементами, что становится возможным, если такие элементы включены в расчетную схему явным образом. Представление КНБК в виде структурных элементов (УБТ, ротор, статор, опоры взаимодействия между ними, редуктор, шпиндель, долото и др.), по-видимому, впервые рассматривалось в работе [6] при изучении изгибных колебаний турбобура и винтового забойного двигателя. В цитируемой работе, а также в публикации [7] изгибные колебания КНБК изучаются методом динамических податливостей. С развитием численных методов и программного обеспечения, реализующего эти методы, появляется возможность комплексного изучения динамики КНБК. В работах [8–10] предложены балочные модели современных забойных двигателей. Такие модели позволяют изучать стационарное состояние КНБК и различные виды колебаний (крутильных, продольных, изгибных), а также их взаимное влияние, оценить влияние динамических явлений на прочность конструктивных элементов КНБК.

В настоящее время развитие бурильного инструмента идет по пути создания роторно-управляемых систем (РУС) с электроприводом [11, 12, 13]. КНБК таких бурильных установок имеют конструктивные особенности, обеспечивающие управление их состоянием за счет предварительного (сборочного) нагружения упругих конструктивных элементов. В данной работе предлагается методика оценки прочности КНБК РУС с ЭП на основе балочной математической модели при сборке, а также в статическом и динамическом режимах эксплуатации.

1. Постановка задачи. Расчетная схема

Рассматривается компоновка низа бурильной колонны роторно-уравляемой системы с электроприводом (КНБК РУС с ЭП). Структурные элементы такой системы моделируются прямолинейными кусочно-однородными упругими балками. Поперечные сечения балок заданы в виде круга или кольца. Оси всех балочных элементов в недеформированном состоянии совпадают с осью КНБК РУС. Выделяются следующие элементы конструкции (рис. 1): вал – элементы 1–2; гильза – элементы 3; корпус редуктора – элемент 4; корпус – элементы 5–6. Между структурными элементами допускаются следующие взаимодействия: жесткое сцепление, проскальзывание, соединения сферическим, радиальным или радиально-осевым подшипником.

В результате сборки конструкции в рассматриваемых элементах могут создаваться осевые сборочные напряжения (растяжения/сжатия).



Рисунок 1 – Балочные структурные элементы модели КНБК РУС с электродвигателем

Численный анализ КНБК РУС с электродвигателем на основе балочной модели проводится методом конечных элементов (МКЭ) с использованием инженерного пакета ANSYS. Расчетная схема балочной модели конструкции строится так. КНБК РУС по всей длине (от долота до соединения с утяжеленными бурильными трубами (УБТ)) сечениями, перпендикулярными оси, разбивается на секции (количество секций и их размеры произвольны). На длине секции сечение в любом структурном элементе постоянно.

Конечно-элементная сетка (КЭ-сетка) расчетной схемы балочной модели КНБК РУС с ЭП строится посекционно. При этом внутри секции все структурные балочные элементы разбиваются на одинаковое количество одномерных конечных элементов.

Напряженно-деформированное состояние (НДС) в конструктивных элементах КНБК РУС с ЭП складывается из начального НДС, приобретенного конструкцией при сборке, НДС, вызванного статическими нагрузками, а также гармоническими нагрузками, вызывающими ее колебания (продольные, крутильные и изгибные).

Статическими нагрузками являются заданные крутящие моменты, продольные и поперечные силы. Крутящие моменты, приложенные к КНБК РУС с ЭП, порождаются электродвигателем, роторной установкой, обеспечивающей вращение колонны БТ и связанной с ней вращающейся частью корпуса, реакцией со стороны разбуриваемой породы. Крутящий момент электродвигателя М распределен по валу электродвигателя, реактивный момент прикладывается к статору двигателя, конструктивно совпадающему с корпусом КНБК РУС с ЭП. Момент М передается в редуктор, где с использованием планетарного механизма через корпус редуктора, соединенного с корпусом КНБК РУС с ЭП, преобразуется в момент $M_2 =$ в м. Здесь = передаточное число редуктора. Момент M_2 передается на долото, где в стационарном режиме функционирования установки уравновешивается моментом сопротивления разбуриваемой породы. Крутящий момент роторной установки передается через бурильную колонну на вращающуюся часть корпуса КНБК РУС с ЭП. Продольные внешние усилия в балочных элементах КНБК РУС с ЭП обусловлены передачей осевого усилия на корпус от УБТ, силами тяжести и реакцией забоя на долоте. Внешние поперечные силы на КНБК РУС с ЭП действуют в месте соединения с УБТ, в центраторах и на долоте при взаимодействии с породой.

Учет взаимодействия КНБК РУС с ЭП с забоем, колонной бурильных труб и стенками скважины реализуется заданием граничных условий. Пример таких условий в статической задаче приводится на рисунке 2. Центраторы, удерживающие корпус в заданном положении, моделируются линейно упругими пружинами.

2. Численная реализация расчета статического состояния КНБК РУС

2.1 Сборочные напряжения в элементах конструкции

В КНБК РУС с ЭП технологически предусмотрено создание предварительных (начальных) усилий (растяжения или сжатия) в балочных элементах. Такие усилия обеспечивают, в частности, взаимодействие корпуса редуктора с корпусом КНБК, а также выполняют функцию управления осевыми напряжениями в балочных элементах конструкции при ее эксплуатации. В численных расчетах начальные усилия создаются посредством упругого деформирования балочных элементов при сборке конструкции. На рисунке 3 приводится пример – эпюры осевых сборочных напряжений в конструктивных элементах.



Рисунок 3 – Пример построения эпюр сборочных осевых усилий в балочных элементах

2.2 Усилия в балочных элементах КНБК РУС с ЭП при ее осевой нагрузке

Осевая нагрузка КНБК РУС с ЭП обусловлена ее взаимодействием с УБТ, силами тяжести и реакцией на долоте разбуриваемой породы. На рисунке 4 приводится пример расчета осевых усилий в балочных элементах КНБК РУС с ЭП (в которой реализованы сборочные напряжения) при осевой силе 25т от УБТ и распределенных силах тяжести.

2.3 Крутящие моменты в балочных элементах КНБК РУС с ЭП

Рассматривается моментная нагрузка в балочных элементах КНБК РУС с ЭП. Пример вычислений, приведенный на рисунке 5, соответствует случаю, когда развиваемый двигателем момент равен 950 Нм.

3. Динамические расчеты

3.1 Собственные частоты и формы колебаний

При расчете собственных частот и форм КНБК РУС с ЭП считается, что в балочных элементах модели реализованы сборочные напряжения. Приложены осевое внешнее воздействие (включая силы

тяжести) и момент от электродвигателя. Установлены центраторы. Граничные условия задачи на долоте (нижняя точка ведомого вала) и в верхней точке КНБК РУС с ЭП показаны на рисунке 2. Задача состоит в определении собственных частот и форм рассматриваемой механической системы. Численные значения собственных частот указывают на возможность появления нежелательных резонансных режимов в случае появления возбуждений на таких частотах при эксплуатации конструкции. Кроме того, собственные частоты и формы колебаний используются в определении реакции балочных элементов на приложенные гармонические возмущения [14–16].

Рисунок 4 – Пример построения эпюры осевых усилий (тонны) в балочных элементах КНБК РУС

Рисунок 5 – Пример эпюры крутящих моментов (Нм) в балочных элементах КНБК РУС с ЭП

SET	FREQ	SET	FREQ	SET	FREQ	SET	FREQ
1	1,1818	9	14,737	17	29,258	25	42,714
2	1,1818	10	14,737	18	31,867	26	49,865
3	4,0774	11	20,454	19	32,756	27	50,244
4	4,0774	12	20,454	20	34,514	28	50,247
5	7,4574	13	27,476	21	34,514	29	59,443
6	7,4574	14	27,478	22	42,027	30	59,443
7	10,497	15	29,242	23	42,028	36	69,798
8	10,497	16	29,256	24	42,713	37	69,798

Таблица 1 – Пример вычисления частот (Гц) собственных колебаний КНБК РУС с ЭП

Упорядоченные по величине частоты в таблице 1 отвечают различным видам колебаний: изгибным (без окраски), крутильным (красные), изгибно-крутильным (розовый), продольным (синие). Представление о виде колебаний дает таблица 2, в которой для некоторых собственных частот указываются нормированные максимальные значения перемещений и поворотов сечений балочных элементов при их движении по собственной форме.

Частота, Гц	Эл-т	Ux	Uy	Uz	ROTx	ROTy	ROTz	Com- ment
	1–3	-1,35E-03	–1,35E-03	2,90E-11	4,28E-03	-4,28E-03	1,47E-05	XZ+YZ
1.18 (set 1)	7	-1,36E-02	–1,36E-02	1,00E-11	-1,08E-03	1,08E-03	-4,60E-06	XZ+YZ
	8–10	1,45E-02	1,46E-02	1,29E-10	3,55E-03	-3,55E-03	7,17E-07	XZ+YZ
	1–3	-3,77E-06	3,77E-06	1,72E-02	3,34E-06	3,35E-06	-4,14E-09	Z
31.87 (set 18)	7	-3,77E-06	3,77E-06	1,59E-02	5,31E-06	5,32E-06	2,20E-10	Z
	8–10	3,09E-06	-3,09E-06	1,75E-03	-1,44E-06	-1,45E-06	2,32E-11	Z
	1–3	-1,13E-04	-1,13E-04	-1,14E-11	-1,80E-04	1,80E-04	1,80E-03	-
32.76 (set 19)	7	-1,13E-04	-1,13E-04	-1,49E-12	-1,51E-04	1,50E-04	2,83E-01	rotZ
	8–10	-1,05E-04	-1,05E-04	-1,22E-12	-1,50E-04	1,50E-04	3,00E-01	rotZ

Таблица 2 – Собственные частоты и соответствующие им максимальные амплитуды колебаний КНБК РУС с ЭП

На основании данных таблицы 2 заключение о том, что первая собственная частота (1,18 Гц) является изгибной, сделано на основании отличных от нуля компонент перемещений в направлении оси Y, поворота вокруг оси X и перемещений в направлении оси X, поворота вокруг оси Y. Восемнадцатая собственная частота (31,87 Гц) является продольной, так как все балочные элементы имеют отличную от нуля компоненту перемещений вдоль оси Z. Девятнадцатая собственная частота (32,76 Гц) – крутильная, поскольку элементы корпуса 8–10 и корпуса редуктора 7 имеют не равные нулю компоненты поворота относительно оси Z.

Собственные формы изгибных колебаний балочных элементов могут быть представлены кривыми отклонения их упругих осей от первоначально прямого состояния. На рисунке 6 слева приводится первая собственная форма колебаний КНБК РУС с ЭП. Формы колебаний балочных элементов, отвечающих этой же частоте, показаны на рисунке справа эпюрами перемещений U_x в плоскости XZ. Собственные формы продольных и крутильных колебаний представляются также эпюрами перемещений и углов поворота соответственно (рис. 7–8).

Рисунок 6 – Эпюры перемещений U_x в балочных элементах на первой частоте 1,18 Гц

Рисунок 7 – Эпюры перемещений Uz в балочных элементах на восемнадцатой частоте 31,87 Гц

Рисунок 8 – Эпюры углов поворота ROTz в балочных элементах на девятнадцатой собственной частоте 32,76 Гц

3.2 Гармоническое возбуждение КНБК

Гармонический анализ позволяет найти амплитудный отклик (амплитудно-частотную характеристику) в сечении балочного элемента на заданное внешнее гармоническое возмущение в заданном диапазоне частот. При этом выявляются частоты возмущений, на которых в рассматриваемом сечении реализуются экстремальные амплитудные отклики. На таких частотах возникает значительная динамическая нагрузка в балочных элементах конструкции. Пример построения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) приведен на рисунке 9.

Рисунок 9 – Амплитудно-частотные характеристики продольных смещений от продольных гармонических возмущений в верхнем сечении КНБК РУС с ЭП в диапазоне частот до 80Гц в сечениях балочных элементов на расстоянии 8 м от долота: 1– корпус; 2– вал

Из рисунка видно, что в рассматриваемых сечениях повышенные продольные вибрации возникают вблизи собственной частоты продольных колебаний 31,87 Гц.

Пример построения эпюр осевых нагрузок, обусловленных гармоническим изменением осевой нагрузки от УБТ с амплитудой 20 % от стационарной на частоте возмущения 32,76 Гц приведен на рисунок 10.

Рисунок 10 – Пример эпюры динамических осевых усилий (тонны) в балочных элементах на девятнадцатой собственной частоте 32,76 Гц гармонического возмущения осевой нагрузки с амплитудой 10 т

4. Оценка запаса прочности КНБК РУС с ЭП

Оценка прочности КНБК РУС с ЭП может быть проведена отдельно на каждом этапе расчета: для сборочных напряжений, в статическом состоянии и при динамическом нагружении. Суммарные усилия в балочных элементах, вследствие линейности задачи, получаются с использованием принципа суперпозиции. Напряжения в балочных элементах вызываются осевыми усилиями, изгибающими и крутящим моментами (напряжения, отвечающие поперечным силам, обычно оказываются малыми, и ими пренебрегаем). Указанные результирующие усилия в сечении балочного элемента порождают нормальное напряжение $\sigma_{zz} = \sigma_{11}$ и касательное τ . Характеристическое уравнение для определения главных напряжений имеет вид:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} - \lambda & \tau & 0 \\ \tau & -\lambda & 0 \\ 0 & 0 & -\lambda \end{bmatrix} = -\lambda [-\lambda(\sigma_{11} - \lambda) - \tau^2] = 0,$$

корни этого уравнения являются главными значениями тензора напряжений. Обозначим их σ₁, σ₂, σ₃ и упорядочим по убыванию σ₁ > σ₂ > σ₃:

$$\sigma_{1} = \frac{\sigma_{11}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{11}}{2}\right)^{2} + \tau^{2}}, \ \sigma_{2} = 0, \ \sigma_{3} = \frac{\sigma_{11}}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_{11}}{2}\right)^{2} + \tau^{2}}.$$
 (1)

Согласно IV теории прочности разрушение наступает при нарушении неравенства:

$$\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} \le \sigma_T$$

которое с использованием (1) приводится к виду:

$$\sqrt{(\sigma_{11}^2 + 3\tau^2)} \le \sigma_T.$$
⁽²⁾

В качестве примера на рисунке 11 в сечениях балочных элементов показываются эпюры параметра $\xi = \frac{\sqrt{(\sigma_{11}^2 + 3\tau^2)}}{\sigma_T}$, связанного с запасом прочности $\xi = \frac{1}{\kappa}$ для случая комплексного нагружения КНБК РУС (сборочными, статическими и динамическими нагрузками) при продольном резонансном воз-

мущении с амплитудой 10т на частоте 32 Гц. Предельное напряжение от принималось равным 900М Па.

Рисунок 11 – Эпюра параметра ξ = $\frac{1}{\kappa}$ (k – запас прочности) для случая возмущения осевой гармонической силой, приложенной в верхнем сечении КНБК с ЭП на частоте 32 Гц

Из рисунка 11 видим, что слабым звеном конструкции является балочный элемент 3 (гильза, рис. 1). Причиной низкого запаса прочности этого элемента (1.15) является его большая нагруженность осевыми усилиями при сборке, предусмотренная особенностями конструкции. Предлагаемая балочная модель КНБК РУС с ЭП позволяет изучить влияние параметров рассматриваемого балочного элемента на его напряженное состояние. В таблице 3 приведена зависимость запаса прочности балочного элемента 3 (рис. 1) при изменении двух его параметров: предела прочности материала и размеров поперечного сечения – при условии неизменности реализуемого в нем осевого усилия.

Таблица 3 – Зависимость коэффициента запаса прочности k балочного элемента 5 (гильза) от его толщины и предела прочности от материала

0.505	- MDe	Толщина гильзы			
Jian	ot, ivii ia	h = 5 мм	h = 6 мм		
Chanka	900	1,69	2,04		
Соорка	1050	1,97	2,38		
CTOTING	900	1,56	1,71		
Статика	1050	1,82	1,99		
	900	1,15	1,20		
динамика	1050	1,34	1,40		

В таблице 3 в строке «Статика» приводятся запасы прочности, отвечающие суммарным значениям сборочных усилий и усилий внешней нагрузки. В строке «Динамика» запасы прочности отвечают комплексной нагрузке (сборочные напряжения, статическое внешнее нагружение и динамические нагрузки в резонансном режиме при продольном возмущении гармонической силой с амплитудой 10т на частоте 32 Гц). Приведенные в таблице данные показывают, что направленное изменение конструктивных параметров балочного элемента 3 обеспечивает повышение его запаса прочности.

Заключение

Предлагаемый подход оценки прочности КНБК РУС с ЭП на основании балочной модели позволяет изучить НДС бурового инструмента на этапах его конструирования и эксплуатации, выявить наиболее нагруженные структурные элементы и, в случае необходимости, внести обоснованные конструктивные изменения. Подход обладает достаточной универсальностью, допускает изменения, связанные с его совершенствованием, и распространение на компоновки низа бурильной колонны с другими забойными двигателями.

Литература

1. Морозов В.А., Двойников М.В. Математическая модель динамики бурильной колонны в процессе проработки скважины // Сборник трудов 71-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2017». – 2017. – С. 250–253.

2. Морозов В.А. Обеспечение устойчивой работы винтового забойного двигателя регулированием параметров режима бурения наклонных скважин : дисс. ... канд. тех. наук: 25.00.15 – Технология бурения и освоения скважин. – СПб., 2019. – 127 с.

3. Jansen J.D. Nonlinear dynamics of oil well drill strings // Delft University Press, Stevinweg 1, 2628 CN Delft, The Netherlands 1993. P. 241.

4. Гильманов А.Р., Бурханова Г.Ф. Аналитические исследования работоспособности КНБК в наклоннонаправленной скважине // Материалы Международной научно-методической конференции. – Уфимский государственный нефтяной технический университет, 2018. – С. 49–53.

5. Двойников М.В., Блинов П.А., Морозов В.А., Куншин А.А. Исследование динамики работы бурильной колонны и винтового забойного двигателя // Вестник Ассоциации буровых подрядчиков. – 2016. – № 2. – С. 8–12.

6. Лебедев Н.Ф. Динамика гидравлических забойных двигателей. – М. : Недра, 1981. – 251 с.

7. Бобров М.Г. Исследования поперечных колебаний винтового забойного двигателя : Дисс. ... канд. тех. наук: 05.04.07 – Машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности. – М., 2000. – 171 с.

8. Деркач Н.Д., Пестренин В.М., Пестренина И.В. Балочная динамическая модель винтового забойного двигателя // Булатовские чтения : Материалы I Международной научно-практической конференции в 5 томах; сборник статей / под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. О.В. Савенок. – Краснодар : Издательский Дом – Юг. – 2017. – Т. 3: Бурение нефтяных и газовых скважин. – С. 64–75.

9. Деркач Н.Д., Добрынина А.К., Пестренин В.М., Пестренина И.В. Влияние заходности ВЗД на его усталостную прочность // Булатовские чтения : материалы III Международной научно-практической конференции в 5 томах; сборник статей / под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. О.В. Савенок. – Краснодар : Издательский Дом – Юг. – 2019. – Т. 3: Бурение нефтяных и газовых скважин. Проектирование, сооружение и эксплуатация систем трубопроводного транспорта. – С. 54–58.

10. Деркач Н.Д., Пестренин В.М., Пестренина И.В. Влияние КНБК на динамику винтового забойного двигателя ДР-240.NGT при бурении долотами большого диаметра // Нефть. Газ. Новации. – 2017. – № 11. – С. 35–39.

11. Sukhanov A., Yang G., Thompson E., Vishniakov R., Perelman O., Fadeikin A., Derkach N. The concept of developing a new generation electric drills // Oil Gas European magazine. – 2019. – Vol. 3. – P. 121–125. – DOI: 10.19225/190904

12. Деркач Н.Д. [и др.]. Изобретению первого в мире винтового забойного многозаходного гидравлического двигателя для бурения скважин на нефть и газ – 50 лет. Что дальше? // Сборник докладов 6-й Международной научно-практической конференции «Интеллектуальное месторождение: инновационные технологии от скважины до магистральной трубы – 2018» Сочи, Краснодарский край 22–27 октября 2018 г. Краснодар 2018. – С. 125–131.

13. Деркач Н.Д., Пестренин В.М., Пестренина И.В. Электробур нового поколения // Булатовские чтения. Материалы II Международной научно-практической конференции в 7 томах. – 2018. – Т. 3. – С. 89–98.

14. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М. : «Наука», 1968. – 560 с.

15. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: «Высшая школа», 1980. – 408 с.

16. Тимошенко С.П., Гере Дж. Механика материалов. – М. : «Мир», 1976. – 670 с.

References

1. Morozov V.A., Dvoinikov M.V. Mathematical model of the drilling string dynamics in the process of well pro-development // Proceedings of the 71st International Youth Scientific Conference «Oil and Gas-2017». – 2017. – P. 250–253.

2. Morozov V.A. Provision of stable operation of screw downhole motor by regulating the parameters of inclined well drilling mode : Dissertation ... Cand. of Sciences: 25.00.15 – Technology of drilling and boreholes mastering. – SPb., 2019. – 127 p.

3. Jansen J.D. Nonlinear dynamics of oil well drilling strings // Delft University Press, Stevinweg 1, 2628 CN Delft, The Netherlands 1993. P. 241.

4. Gilmanov A.R., Burkhanova G.F. Analytical studies of BHA performance in directional well // Proceedings of International Scientific and Methodical Conference. – Ufa State Petroleum Technical University, 2018. – P. 49–53.

5. Dvoinikov M.V., Blinov P.A., Morozov V.A., Kunshin A.A. Investigation of the drilling string and downhole motor operation dynamics // Bulletin of Drilling Contractors Association. – 2016. – № 2. – P. 8–12.

6. Lebedev N.F. Dynamics of the hydraulic downhole motors. – M. : Nedra, 1981. – 251 p.

7. Bobrov M.G. Research of Cross-Section Oscillations of Screw Downhole Motors : Dissertation ... Cand. of Technical Sciences: 05.04.07 – Machines and units of oil and gas industry. – M., 2000. – 171 p.

8. Derkach N.D., Pestrenin V.M., Pestrenina I.V. Beam dynamic model of the screw downhole motor // Bulatovskie readings : Proceedings of the I International scientific-practical conference in 5 volumes; collection of articles / under general editorship of Doctor of Technical Sciences, Prof. O.V. Savenok. – Krasnodar : Publishing House – South. – 2017. – Vol. 3: Drilling of oil and gas wells. – P. 64–75.

9. Derkach N.D., Dobrynina A.K., Pestrenin V.M., Pestrenina I.V. Influence of VZD approach on its fatigue strength // Bulatovskie readings : materials of III International scientific-practical conference in 5 volumes; collection of articles / under general editorship of Dr. O.V. Savenok. – Krasnodar : Publishing House – South. – 2019. – Vol. 3: Drilling of oil and gas wells. Design, construction and operation of pipeline transport systems. – P. 54–58.

10. Derkach N.D., Pestrenin V.M., Pestrenina I.V. BHA influence on dynamics of screw downhole motor DR-240.NGT when drilling with large diameter drill bits // Oil. Gas. Innovations. – 2017. – № 11. – P. 35–39.

11. Sukhanov A., Yang G., Thompson E., Vishniakov R., Perelman O., Fadeikin A., Derkach N. The concept of developing a new generation electric drills // Oil Gas European magazine. – 2019. – Vol. 3. – P. 121–125. – DOI: 10.19225/190904

12. Derkach N.D. [et al.]. Invention of the world's first downhole multistage hydraulic screw motor for oil and gas drilling – 50 years. What's next? // Collection of reports of 6th International Scientific and Practical Conference «Intelligent Field: Innovative Technologies from Well to Trunk Pipe – 2018». Sochi, Krasnodar Region 22–27 October 2018. Krasnodar 2018. – P. 125–131.

13. Derkach N.D., Pestrenin V.M., Pestrenina I.V. Electric drill of new generation // Bulatovskie readings. Materials of the II International scientific-practical conference in 7 volumes. – 2018. – Vol. 3. – P. 89–98.

14. Babakov I.M. Oscillation theory. – M.: «Science», 1968. – 560 p.

15. Biderman V.L. Theory of Mechanical Oscillations. - M. : «Higher School», 1980. - 408 p.

16. Timoshenko S.P., Gere J. Mechanics of Materials. – M. : «The World», 1976. – 670 p.