ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2021;(11-1):197–208
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 622.24.051 DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_197

СНИЖЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ОПОРЫ ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

Д. И. Симисинов[1], А. И. Афанасьев[1], Н. Г. Валиев[1]

[1] Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия

Аннотация: Опорный узел бурового шарошечного долота является элементом, лимитирующим ресурс бурового инструмента. Сложность изучения работы опор заключается в том, что опора — это многорядный неразъёмный подшипник, где от работоспособности каждого подшипника зависит долговечность долота в целом. Распределение нагрузки на подшипники зависит от варианта размещения зубков, взаимодействующих с забоем в определенный момент времени. В работе определено число комбинаций нагрузки, возникающих при работе долота, так, на примере шарошечного долота 250,8 ТКЗ-ПВ (632Y) определены семь комбинаций. Для каждой комбинации установлены нормальные реакции, возникающие на каждом подшипнике, и изгибающий момент в заделке цапфы. В программном модуле Excel составлены программы для расчета нагрузок, действующих на подшипники, контактной выносливости и наработки до отказа элементов опоры долота. На основе анализа результатов предложено изменить расположение зубков с целью обеспечения более равномерного нагружения подшипников опоры и снижения максимальных реакций. При этом согласно формуле Герца контактные напряжения уменьшатся на величину до 10%, также уменьшится изгибающий момент в заделке цапфы.

Ключевые слова: буровое шарошечное долото, методика расчета нагрузок, распределение нагрузок, реакция опоры, распределение вооружения шарошки долота, подшипниковая опора, надежность шарошечных долот.

Благодарности: Исследование выполнено в соответствии с государственным заданием Минобрнауки России на выполнение НИР для ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» по теме № 1021060707960-7-2.3.1.

Для цитирования: *Симисинов Д. И., Афанасьев А. И., Валиев Н. Г.* Снижение нагруженности опоры шарошечного долота // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2021. — № 11-1. — С. 197–208. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_197.

Reducing the load on the roller bit support

D. I. Simisinov[1], A. I. Afanas'ev[1], N. G. Valiev[1]

[1] Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia

Abstract: The support u bearing of the cone roller bit is an element that limits the resource of the drilling tool. The difficulty of studying the work of the supports bearing in the fact that the support is a multi-row integral bearing, where the durability of the bit as a whole depends on the performance of each bearing. The load sharing on the bearings depends on the placement of the teeth interacting with the face at a certain point in time. The number of load combinations that occur during the operation of the chisel is determined. Using the example drill cone bit type 632Y, seven combinations were determined. For each combination,

© Д. И. Симисинов, А. И. Афанасьев, Н. Г. Валиев. 2021

the normal reactions occurring on each bearing and the bending moment in the sealing of the trunnion are determined. The Excel software module contains programs for calculating loads acting on bearings, contact endurance and operating time to failure of the bit support elements. Based on the analysis of the results, it is proposed to change the location of the teeth in order to ensure a more uniform loading of the support bearings and reduce the maximum reactions. At the same time, according to the Hertz formula, the contact stresses will decrease by up to 10%, and the bending moment in the sealing of the trunnion will also decrease.

Key words: roller cone bit, load sharing calculation method, load sharing; bearing support, reliability of roller cone bits.

Acknowledgments: The study was carried out in accordance with the state assignment of the Ministry of Education and Science of Russia to perform research for the Ural State Mining University on the topic No. 1021060707960-7-2.3.1.

For citation: Simisinov D. I., Afanas'ev A. I., Valiev N. G. Reducing the load on the roller bit support. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021;(11-1):197—208. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_197.

Введение

Буровое шарошечное долото — высокоточное изделие с ограниченным ресурсом. Породоразрушающие элементы (зубки, зубья) долота размещены рядами на шарошке, установленной на цапфе и вращающейся на подшипниковой опоре. Опора долота представляет собой многорядный подшипник, состоящий из роликовых, шариковых (замковых) и подшипников скольжения. Ресурсными элементами долота являются элементы вооружения и опоры долота [1—10]. Часто отказ бурового инструмента предопределен износом его опоры, опережающим износ вооружения [6, 7, 10].

Постановка проблемы. Сложность моделирования работы опор заключается в том, что опора — это многорядный неразъёмный подшипник, от работоспособности всех элементов которого зависит долговечность долота в целом [11]. Нагруженность подшипников опор неравномерна, чем и вызывается неоднородность изнашивания подшипников [12—18]. При этом расчет усилий на подшипники шарошек представляет собой достаточно сложную задачу [19].

Контактные напряжения в дорожках качения определяются: конструктивными (геометрическими) параметрами элементов шарошки; режимными и силовыми параметрами рабочего процесса; материалом и его термообработкой (твердостью и износостойкостью) элементов долота [20—24]. Величина внешних нагрузок на роликовые подшипники определяются конструкцией корпуса и расположением зубков. Зубки в каждом сечении корпуса шарошки располагаются по образующим конуса. Каждый ряд смещен относительно другого на определенный угол. Поэтому при повороте шарошки нагрузку на корпус могут передавать от одного до нескольких зубков. Эти зубки располагаются под различными углами к оси цапфы, что обуславливает возникновение момента относительно подшипников.

В настоящее время шарошечные долота проектируются таким образом, что размещение зубков на поверхности шарошек должно обеспечивать необходимое перекрытие забоя и наличие гарантированных зазоров между венцами, исключающих зацепление зубков с учетом осевого люфта в опоре [24]. При этом зубки располагаются по шарошкам равномерно. Однако, как показывают исследования [25—30], этого недостаточно, чтобы обеспечить равномерную загрузку шарошек венцов.

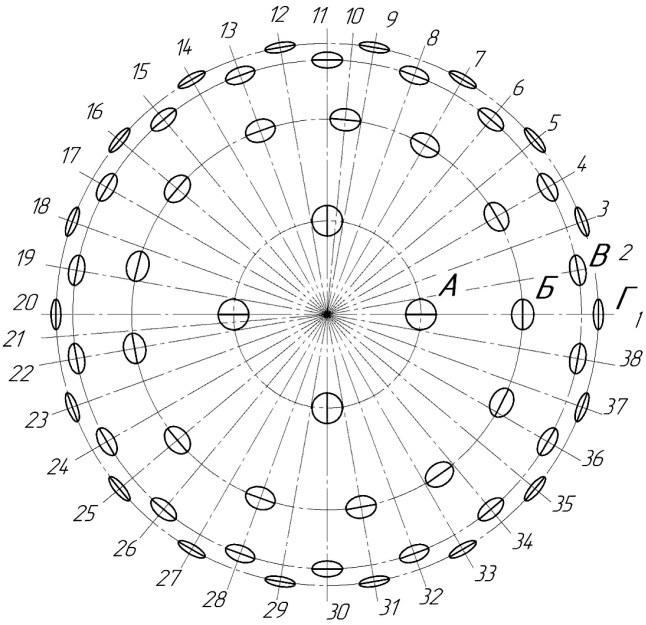

Рис. 1. Схема расположения зубцов шарошки: А, Б, В, Г — ряды зубков
Fig. 1. The layout cutter of the cone: A, B, C, D — rows of cutter

В работах [24, 31—33] аналитически и экспериментально определена степень неравномерности распределения осевой нагрузки по венцам шарошек долота в зависимости от конструкции вооружения и характера расположения венцов на шарошках вдоль радиуса долота. Однако в работах [34—36] не учтено итоговое неравномерное распределение нагрузки на подшипники опоры.

Даже при одинаковой силе реакции и количестве зубков, находящихся в контакте с забоем, нагрузки на подшипники будут различными. Для учета влияния всех возможных вариантов нагрузок, передающихся от зубков на подшипники опоры, следует определить число комбинаций взаимодействия зубков с забоем, которые возникают при полном обороте шарошки при работе долота. Затем для каждой определенной комбинации выявляются распределение осевого усилия на зубки, нормальные реакции на подшипниках и изгибающий момент в заделке цапфы.

Методология. На рис. 1 приведена схема расположения зубков 2-й

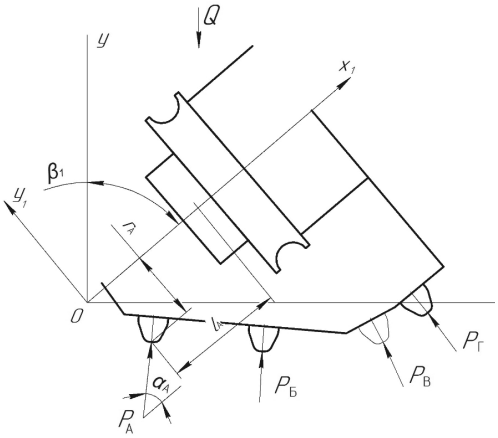

Рис. 2. Конструктивная схема нагружения цапфы: $P_А$, $P_Б$, $P_В$, $P_Г$ — суммарные реакции на первый, второй, третий и четвертый ряды зубков соответственно
Fig. 2. Constructive scheme of axle loading: $P_А$, $P_Б$, $P_В$, $P_Г$ — total reactions, respectively, to the first, second, third and fourth rows of cutter

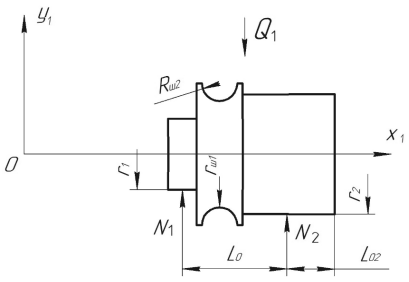

Рис. 3. Схема нагружения цапфы
Fig. 3. Axle loading scheme

шарошки долота 250,8 ТКЗ-ПВ (632Y). Для схемы размещения зубков шарошки указанного долота количество комбинаций составляет семь. При этом каждая комбинация повторяется за один оборот шарошки различное число раз. В этом заключается отличие предлагаемой методики от методик определения распределения нагрузки на элементы опоры, изложенных в [1 — 3], в которых сила реакции забоя равномерно распределена по длине образующей конусов шарошки, что предполагает при постоянном осевом усилии постоянство нагрузок на первый и второй подшипники.

В первом положении (см. рис. 1) в контакте с забоем находятся зубки первого, второго и четвертого рядов. Это положение повторяется за один оборот шарошки один раз. В первом приближении усилие на зубки (*P*) распределяются равномерно и определяются из формулы [37] в соответствии с действующими реакциями от забоя на зубках (рис. 2) и их распределением на подшипники опоры (рис. 3):

$$P = Q\sin\beta_1\left(\sin\alpha_A + \sin\beta_Б + \sin\alpha_Г\right)^{-1}, \quad (1)$$

где $\alpha_А$ — угол наклона реакции первого ряда зубков к оси цапфы, град; $\alpha_Б$ — угол наклона реакции второго ряда зубков к оси цапфы, град; $\alpha_Г$ — угол наклона реакции четвертого ряда зубков к оси цапфы, град; β_1 — угол наклона вектора осевого усилия к вертикали, град; *Q* — осевое усилие, Н.

Нормальная реакция (N_1) на первом подшипнике находится из формулы в соответствии с распределением нагружения подшипников опоры (см. рис. 3):

$$N_1 = \frac{P_A\sin\alpha_A\left(l_A + l_O\right) - P_A\cos\alpha_A r_A + P_Б\sin\alpha_Б\left(l_Б + l_O\right) - P_Б\cos\alpha_Б r_Б + P_Г l_Г\sin\alpha_Г}{l_O}, \quad (2)$$

где P_A, $P_Б$, $P_Г$ — соответственно силы реакции на первом, втором и четвертом зубках, Н; $l_А$ — расстояние по горизонтали от первого зубка до первого подшипника, мм; l_0 — расстояние между подшипниками, мм; $l_Б$ — расстояние по горизонтали от второго зубка до первого подшипника, мм; $l_Г$ — расстояние по горизонтали от четвертого зубка до второго подшипника, мм; $r_А$ — радиус вращения первого зубка, мм; $r_Б$ — радиус вращения второго зубка, мм; $r_Г$ — радиус вращения четвертого зубка, мм.

Нормальная реакция (N_2) на втором подшипнике находится из формулы

$$N_2 = \frac{P_Г\cos\alpha_Г r_Г + P_Г\left(l_O - l_Г\right)\sin\alpha_Г + P_Б\cos\alpha_Б r_Б - P_Б\sin\alpha_Б l_Б + P_A\cos\alpha_A r_A - P_A\sin\alpha_A l_A}{l_O}. \quad (3)$$

Изгибающий момент ($M_А$) в заделке цапфы равен

$$M_A = N_1\left(l_O + l_{O2}\right) + N_2 l_{O2}. \quad (4)$$

Во втором положении нагрузка *P* передается через зубок третьего ряда, и она равна

$$P = Q \sin\beta_1. \tag{5}$$

Второе положение повторяется 1 раз за один оборот.

Нормальная реакция (N_1) для второго положения на первом подшипнике находится из формулы

$$N_1 = \frac{P_Б \sin\alpha_Б l_Б - P_Б \cos\alpha_Б r_Б}{l_O}, \tag{6}$$

где $P_Б$ — сила реакции на третьем зубке, Н; $l_Б$ — расстояние по горизонтали от третьего зубка до второго подшипника, мм; $r_Б$ — радиус вращения третьего зуба, мм.

Нормальная реакция (N_2) для второго положения на втором подшипнике находится из формулы

$$N_2 = Q \sin\beta_1 - N_1, \tag{7}$$

где $P_В$ — сила реакции на третьем зубке, Н.

В третьем положении нагрузка P передается через зубок четвертого ряда и определяется по формуле 5.

Третье положение повторяется 7 раз за один оборот.

Нормальная реакция (N_1) для третьего положения на первом подшипнике находится из формулы

$$N_1 = \frac{P_Г l_Г \sin\alpha_Г}{l_O}, \tag{8}$$

где $P_Г$ — сила реакции на четвертом зубке, Н;

Нормальная реакция (N_2) для третьего положения на втором подшипнике находится из формулы 7.

В четвертом положении нагрузка P передается через два зубка, находящихся во втором и третьем ряде:

$$P = Q \sin\beta_1 \left(\sin\alpha_Б + \sin\beta_В\right)^{-1}. \tag{9}$$

Третье положение повторяется 6 раз за один оборот.

Нормальная реакция (N_1) для четвертого положения на первом подшипнике находится из формулы

$$N_1 = \frac{P_Б \sin\alpha_Б \left(l_Б + l_O\right) - P_Б \cos\alpha_Б r_Б + P_В \cos\alpha_В l_В}{l_O}. \tag{10}$$

Нормальная реакция (N_2) для четвертого положения на втором подшипнике устанавливается по формуле

$$N_2 = \frac{P_В \left(l_O - l_В\right)\cos\alpha_В + P_Б \cos\alpha_Б r_Б - P_Б \sin\alpha_Б l_Б}{l_O}. \tag{11}$$

В пятом положении нагрузка P передается через два зубка, находящихся во втором и четвертом рядах

$$P = Q \sin\beta_1 \left(\sin\alpha_Б + \sin\beta_Г\right)^{-1}. \tag{12}$$

Пятое положение повторяется 7 раз за один оборот.

Нормальная реакция (N_1) для пятого положения на первом подшипнике находится из формулы

$$N_1 = \frac{-P_Б \cos\alpha_Б r_Б + P_Б \sin\alpha_Б \left(l_O + l_Б\right) + P_Г l_Г \sin\alpha_Г}{l_O}. \quad (13)$$

Нормальная реакция (N_2) для пятого положения на втором подшипнике устанавливается по формуле

$$N_2 = \frac{P_Б \cos\alpha_Б r_Б - P_Б \sin\alpha_Б l_Б + P_Г \left(l_O + l_Г\right) \sin\alpha_Г}{l_O}. \quad (14)$$

В шестом положении нагрузка (P) передается через два зубка, находящихся в первом и третьем рядах

$$P = Q \sin\beta_1 \left(\sin\alpha_A + \sin\beta_B\right)^{-1}. \quad (15)$$

Шестое положение повторяется 2 раза за один оборот.

Нормальная реакция (N_1) для шестого положения на первом подшипнике находится из формулы

$$N_1 = \frac{-P_A \cos\alpha_A r_A + P_A \sin\alpha_A \left(l_A + l_O\right) + P_B l_B \sin\alpha_B}{l_O}. \quad (16)$$

Нормальная реакция (N_2) для шестого положения на втором подшипнике находится из формулы

$$N_2 = \frac{P_B \left(l_O - l_B\right) \sin\alpha_B + P_A \cos\alpha_A r_A - P_A \sin\alpha_A l_A}{l_O}. \quad (17)$$

В седьмом положении нагрузка P передается через зубок третьего ряда, и она определяется по формуле 5.

Седьмое положение повторяется 6 раз за один оборот.

Нормальная реакция (N_1) для седьмого положения на первом подшипнике находится из формулы

$$N_1 = \frac{P_в l_в \sin\alpha_в}{l_O}, \quad (18)$$

Таблица 1

Нормальные реакции на первом и втором подшипниках цапфы шарошки
Normal reactions on the first and second roller bearings of the cone

№ положения	Обозначение зубков	Нормальная реакция, N_{1i} кН	Нормальная реакция, N_{2i} кН	Количество повторов положений, n_i
1	$R_А - R_Б - R_Г$	26,1	34,6	2
2	$R_В$	19,8	40,9	1
3	$R_Г$	7,6	53,1	7
4	$R_Б - R_В$	17,8	42,8	3
5	$R_Б - R_Г$	6,0	54,7	7
6	$R_А - R_В$	40,3	11,5	9
7	$R_В$	27,7	32,9	6

Таблица 2

Нормальные реакции на первом и втором подшипниках цапфы шарошки при измененной схеме расположения зубков

Normal reactions on the first and second bearings ball of the cone with a modified cutters arrangement

№ положения	Обозначение зубков	Нормальная реакция, N_{1i} кН	Нормальная реакция, N_{2i} кН	Количество повторов положений, n_i
1	$R_А - R_Б - R_Г$	26,1	34,6	2
2	$R_Г$	7,6	53,1	8
3	$R_Б - R_В$	17,8	42,8	6
4	$R_В$	27,7	32,9	11
5	$R_Б - R_Г$	6,0	54,7	8
6	$R_А - R_Г$	35,5	24,5	2

где P_B — сила реакции на третьем зубке, Н.

Нормальная реакция (N_2) для седьмого положения на втором подшипнике находится из формулы 7.

Изгибающие моменты в заделке во всех положениях определяются по формуле 4.

Нормальные реакции на опорах для других положений шарошки определяются аналогично.

Для автоматизации расчетов по предложенной методике в программном модуле Excel составлены программы для расчета нагрузок, действующих на подшипники, контактной выносливости и наработки до отказа элементов опоры долота.

В табл. 1 приведены рассчитанные значения нормальных реакций на первом и втором (большом) подшипниках.

Время действия нормальных реакций N_{1i} и N_{2i} в два раза меньше времени одного оборота корпуса шарошки, так как максимальные реакции $P_А$ — $P_Г$ действуют не постоянно, а кратковременно. Затем при повороте шарошки на угол между соседними зубцами реакция уменьшается практически до нуля. Поэтому эквивалентные реакции на первой и второй опорах соответственно определяются из формул

$$N_1 = \frac{\sum_1^6 N_{1i} n_i}{\sum_1^6 2n_i}, \qquad (19)$$

$$N_2 = \frac{\sum_1^6 N_{2i} n_i}{\sum_1^6 2n_i}. \qquad (20)$$

Обсуждение

Расчеты эквивалентных реакций показывают, что на первом подшипнике эквивалентная реакция равна 10,6 кН, а на втором 18,2 кН.

Данные табл. 1 позволяют установить, что на нагрузку первого подшипника существенное влияние оказывает седьмое положение, а на нагрузку второго — третье и шестое положение.

Для обеспечения более равномерного нагружения подшипников опоры и снижения максимальных реакций нами предлагается сместить зубки первого и второго ряда по часовой стрелке на угол 10 град. При этом произойдет перераспределение нагрузок на зубки и, соответственно, реакции на подшипниках снизятся.

В табл. 2 приведены расчетные значения нормальных реакций на первом (малом) и втором (большом) подшипниках для предлагаемой схемы, при этом число комбинаций сокращается до 6.

Расчеты реакций по уравнениям 19 и 20 показывают, что при предлагаемой

схеме расположения зубцов эквивалентные нагрузки на первом подшипнике уменьшатся на 18%, а на втором увеличатся на 11% по сравнению с существующей схемой. При этом согласно формулы Герца изменятся контактные напряжения. На первом подшипнике они уменьшатся на 10%, а на втором увеличатся на 5%. Поскольку диаметр второго подшипника в 2,1 раза больше, чем первого, такое увеличение напряжений несущественно.

Изгибающий момент в заделке цапфы также уменьшится, так как плечо силы реакции на первом подшипнике в 4,2 раза больше, чем на втором.

Заключение

1. Первый (малый) роликовый подшипник опоры долота 250,8 ТКЗ-ПВ является более нагруженным (на 12% по контактным напряжениям), чем второй (большой).

2. Для обеспечения более равномерного нагружения опоры долота и снижения максимальных реакций до 18% необходимо сместить на 10 градусов по часовой стрелке зубки первого ряда от положения зубков третьего и четвертого ряда.

Таким образом, приведенная методика позволяет оптимизировать размещение зубков на шарошках, обеспечивающее более равномерное распределение контактных напряжений на подшипниках опоры.

Заявленный вклад авторов

Симисинов Д. И. — введение, заключение, моделирование, иллюстрации;

Афанасьев А. И. — моделирование, программирование;

Валиев Н. Г. — предоставление исходных данных, интерпретация результатов.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Боснак А. Б.*, *Богомолов Р. М.*, *Старцев Ф. В.* Совершенствование конструкций и применения буровых долот // Вестник Ассоциации буровых подрядчиков. 2013. № 3. С. 45—48.
2. *Торгашов А. В.*, *Гинзбург Э. С.*, *Вышегородцева Г. И.*, *Новиков А. С.* Современное состояние отечественного долотостроения в свете задач импортозамещения // Управление качеством в нефтегазовом комплексе. 2015. № 2. С. 9—11.
3. *Закиров Н. Н.* Технико-технологические основы долговечности работы шарошечных долот. Тюмень, Тюменский индустриальный университет. 2018, 142 с.
4. *Закиров Н. Н.* Технологические аспекты повышения надёжности и долговечности деталей бурового оборудования // Известия вузов. Нефть и газ. -2016. № 4. С. 259—263.
5. *Huang Z., Li G.* Failure Analysis of Roller Cone Bit Bearing Based on Mechanics and Microstructure. J Fail. Anal. and Preven. 18, pp. 342—349 (2018). doi: 10.1007/s11668—018—0419—3
6. *Жидовцев Н. А.* Долговечность шарошечных долот / В. Я. Кершенбаум, Э. С. Гинзбург, И. К. Бикбулатов, Е. Н. Бородина. — М.: Недра, 1992. — 272 с.
7. *Schroder J. et al.* Bearing innovations extend roller-cone bit life // Oil & gas journal. — 2016. — Т. 114. — №. 6. — pp. 50—55.
8. *Regotunov A. Sukhov R.*, *Bersenyov G.* About transition processes in blasthole drilling at quarries. E3S Web of Conferences: 18, Ekaterinburg, 02—11.04.2020. P. 01008. DOI 10.1051/e3sconf/202017701008.
9. *Ясашин В. А.*, *Сериков Д. Ю.*, *Панин Н. М.* Резервы повышения работоспособности шарошечных долот с твердосплавным вооружением // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2001. № 4. С. 16—18.
10. *Гринько А. А.*, *Сысоев Н. И.*, *Гринько Д. А.* Повышение эффективности резания ударно-вращательных буровых долот // Горный информационно-аналитический бюл-

летень (научно-технический журнал). 2020. № 9. С. 102—115. DOI: 10.25018/0236—1493—2020—9-0—102—115

11. *Закиров Н. Н.* Износ опор шарошечных долот //Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. — 2011. — №. 4. — С. 64—66.

12. *Симисинов Д. И.*, *Афанасьев А. И.*, *Шестаков В. С.*, *Валиев Н. Г.* Методика расчета на контактную выносливость элементов опоры бурового шарошечного долота // Горный журнал № 9, 2019. С. 97—101 DOI: 10.17580/gzh.2019.09.14

13. *Закиров Н. Н.* Расчёт усилий в опоре долота // Нефть и газ Украины — 2000: Сб. науч. работ 6-й Международ, науч.-практ. конф. — Ивано-Франковск, Украина, 2000. — Т.2. — С. 39 — 42.

14. *Slipchuk A.*, *Kuk A.* Evaluation of the permissible moment in a roller cone drill bit providing the prescribed reliability of work // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. — 2018. — Т. 4. — №. 1. — С. 116—124.

15. *Pelfrene, G., Stab, O., Tilleman, D., Gallifet, T., Cuillier, B., & Carlos, J.* (2019, March). Modelling the 3D Bit-Rock Interaction Helps Designing Better PDC Bits. In SPE/IADC International Drilling Conference and Exhibition. OnePetro. DOI: 10.2118/194134-MS.

16. *Шигин А. О.*, *Гилёв А. В.* Методика расчета усталостной прочности как основного фактора стойкости шарошечных долот // Вестник ИрГТУ. 2012. №3 (62).

17. *Pyalchenkov V. A.*, *Dolgushin V. V.*, *Kulyabin G. A.* The model for studies of load for the roller bit support bearings //ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. — 2017. — Т. 12. — №. 19. — С. 5548—5553.

18. *Пяльченков В. А.*, *Пяльченков Д. В.* Разработка и испытания шарошечного долота с новым расположением зубков по шарошкам //Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. — 2020. — №. 2. — С. 60—68. doi: 10.31660/0445-0108-2020-2-60-68.

19. *Сериков Д. Ю.*, *Блинков О. Г.*, *Панин Н. М.*, *Шигин А. О.* Совершенствование конструкций опор шарошечного бурового инструмента // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2019. № 4 (112). С. 29—33.

20. *Симисинов Д. И.*, *Шестаков В. С.*, *Афанасьев А. И.* Моделирование напряженно-деформированного состояния одношарошечного бурового долота с раздельной конструкцией корпуса // Известия вузов. Горный журнал 2015. № 7. С. 74—79.

21. *Han C. et al.* Mechanical performance analysis of hollow cylindrical roller bearing of cone bit by FEM // Petroleum. — 2015. — Т. 1. — №. 4. — С. 388—396.

22. *Franca L.F.P.* A bit-rock interaction model for rotary-percussive drilling (2011) International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences, 48 (5), pp. 827—835. doi: 10.1016/j.ijrmms.2011.05.007

23. *Naganawa S.* Feasibility study on roller-cone bit wear detection from axial bit vibration (2012) Journal of Petroleum Science and Engineering, 82—83, pp. 140—150. doi: 10.1016/j.petrol.2012.01.014

24. *Пяльченков В. А.* Способ уменьшения неравномерности распределения осевой нагрузки по вооружению шарошечных долот //Фундаментальные исследования. — 2015. — Т. 5. — №. 12.

25. *Пуртова И. А.* Исследования силовых и кинематических характеристик работы шарошечных долот // Современные проблемы науки и образования. — 2015. — № 1—1. С. 101.

26. *Пяльченков В. А.* Влияние конструкции вооружения долот на распределение осевой нагрузки по венцам каждой шарошки // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 2—3.

27. *Пяльченков В. А.* Аналитическое исследование деформируемости деталей шарошечного долота // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 1—1. С. 22.

28. *Pyalchenkov V. A., Dolgushin V. V., Kulyabin G. A.* The model for studies of load for the roller bit support bearings (2017) ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 12 (19), pp. 5548—5553.

29. *Pyalchenkov V. A., Nikitina L. I.* Force measurement on lobes of rolling drilling bit (test procedure) (2017) ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 12 (17), pp. 4990 – 4995.

30. *Гречин Е. Г.*, *Долгушин В. В.*, *Пяльченков В. А.* и др. Проектирование отклоняющей компоновки с двигателем-отклонителем по четырехточечной схеме ее взаимодействия со стенками скважины // Нефтяное хозяйство. — 2017. — № 9. — С. 82 – 85. — DOI 10.24887/0028 – 2448 – 2017 – 9-82 – 85.

31. *Pyalchenkov V. A., Dolgushin V. V., Purtova I. A., Nikitina L. I.* Methodology of experimental measurement of loads, acting on rock cutting elements of drilling bit (2017) International Journal of Applied Engineering Research, 12 (22), pp. 11901 – 11906.

32. *Pyalchenkov V. A., Dolgushin V. V., Purtova I. A., Nikitina L. I.* Distribution of an axial load along the teeth rows of rolling cutters of drill bits (Test results) (2017) International Journal of Applied Engineering Research, 12 (22), pp. 11907 – 11912.

33. *Пяльченков В. А.*, *Пяльченков Д. В.*, *Долгушин В. В.*, *Данилов О. Ф.*, *Курбанов Я. М.* Способ экспериментального определения усилий, действующих на вооружение и опоры шарошечного долота // Нефтяное хозяйство. — 2016. — № 8. — С. 112 – 115.

34. *Пяльченков В. А.* и др. Исследование загруженности венцов шарошек буровых долот //Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. — 2016. — №. 4. — С. 81 – 84. DOI: 10.31660/0445 – 0108 – 2016 – 4-81 – 84

35. *Pyalchenkov, V. A. Dolgushin V. V., Kulyabin G. A., Pyalchenkov D. V.* A method for calculating the values of forces acting on the roller-cone bit teeth (2019) International Journal of Engineering and Advanced Technology, 9 (1), pp. 834 – 839. DOI: 10.35940/ijeat.A9381.109119

36. *Pyalchenkov V. A., Egorov A. L., Dolgushin V. V., Kulyabin G. A.* A method for optimizing the structure of the roller cone bit assembly (2020) International Journal of Emerging Trends in Engineering Research, 8 (9), pp. 5802 – 5806. DOI: 10.30534/ijeter/2020/145892020

37. *Симисинов Д. И.*, *Афанасьев А. И.*, *Шестаков В. С.*, *Валиев Н. Г.* Исследования нагруженности замкового подшипника цапфы трехшарошечного бурового долота // Горный журнал. № 12 – 2020. С. 64 – 66. DOI: 10.17580/gzh.2020.12.14 ГИАБ

REFERENCES

1. Bosnak A. B., Bogomolov R. M., Startsev F. V. Improvement of structures and application of drill bits. *Bulletin of the Association of Drilling Contractors*. 2013. no. 3, pp. 45 – 48. [In Russ].

2. Torgashov A. V., Ginzburg E. S., Vyshegorodtseva G. I., Novikov A. S. The current state of domestic chiseling in the light of import substitution tasks. *Quality management in the oil and gas complex*. 2015. no. 2, pp. 9 – 11. [In Russ].

3. Zakirov N. N. Technical and technological foundations of the durability of the work of ball bits. Tyumen, *Tyumen Industrial University*. 2018, 142 p. [In Russ].

4. Zakirov N. N. Technological aspects of increasing the reliability and durability of drilling equipment parts. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Neft' i gaz*. 2016. no. 4, pp. 259 – 263. [In Russ].

5. Huang, Z., Li, G. Failure Analysis of Roller Cone Bit Bearing Based on Mechanics and Microstructure. J Fail. Anal. and Preven. 18, pp. 342 – 349 (2018). doi: 10.1007/s11668 – 018 – 0419 – 3

6. Zhidovtsev H. A. Kirshenbaum V.Ya., et al. Durability of sharoshechnykh chisels. Moscow: Nedra, 1992. 272 p. [In Russ].

7. Schroder J. et al. Bearing innovations extend roller-cone bit life. *Oil & gas journal*. 2016. Vol. 114. no. 6, pp. 50 – 55.

8. Regotunov A. Sukhov R., Bersenyov G. About transition processes in blasthole drilling at quarries. E3S Web of Conferences: 18, Ekaterinburg, 02 – 11.04.2020. P. 01008. DOI 10.1051/e3sconf/202017701008.

9. Yasashin V. A., Serikov D.Yu., Panin N. M. Reserves for improving the performance of ball bits with carbide weapons. *Construction of oil and gas wells on land and at sea*, 2001. no. 4, pp. 16 – 18. [In Russ].

10. Grinko A. A., Sysoev N. I., Grinko D. A. Improving shearing efficiency of percussion rotary drill bits. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 9 (2020): 102—115. DOI: 10.25018/0236—1493—2020—9-0—102—115

11. Zakirov N. N. Wear of roller chisel supports. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Neft' i gaz*. 2011. no. 4, pp. 64—66. [In Russ].

12. Simisinov, D. I., Afanasiev, A. I., Shestakov, V. S., Valiev, N. G. Back-to-back endurance design procedure for elements of roller bit bearing. *Gornyi Zhurnal*, 2019 (9), pp. 97—101. DOI: 10.17580/gzh.2019.09.14

13. Zakirov N. N. Calculation of efforts in the bit support. Oil and gas of Ukraine 2000: Collection of scientific works of the 6th International, Scientific and Practical Conference. Ivano-Frankivsk, Ukraine, 2000. Vol. 2, pp. 39—42. [In Russ].

14. Slipchuk A., Kuk A. Evaluation of the permissible moment in a roller cone drill bit providing the prescribed reliability of work. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. 2018. Vol. 4. no. 1, pp. 116—124.

15. Pelfrene, G., Stab, O., Tilleman, D., Gallifet, T., Cuillier, B., & Carlos, J. (2019, March). Modelling the 3D Bit-Rock Interaction Helps Designing Better PDC Bits. In SPE/IADC International Drilling Conference and Exhibition. OnePetro. DOI: 10.2118/194134-MS

16. Shigin A. O., Gilev A. V. Methodology for calculating fatigue strength as the main factor of resistance of roller bits. *Vestnik IrGTU*. 2012. no. 3 (62). [In Russ].

17. Pyalchenkov V. A., Dolgushin V. V., Kulyabin G. A. The model for studies of load for the roller bit support bearings. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2017. Vol. 12. no. 19, pp. 5548—5553.

18. Pyalchenkov V. A., Pyalchenkov D. V. Development and testing of rolling cutter bit with a new arrangement of teeth on the balls. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Neft' i gaz*. 2020. (2): 60—68. [In Russ]. doi: 10.31660/0445—0108—2020—2-60—68

19. Serikov D. Yu., Blinkov O. G., Panin N. M., Shigin A. O. Perfect construction of supports of a spherical drilling tool. *Equipment and technologies for the oil and gas complex*. 2019. no. 4 (112), pp. 29—33. [In Russ].

20. Simisinov D. I., Shestakov V. S., Afanasyev A. I. Modeling of the stress-strain state of a single-ball drill bit with a separate hull design. *Izvestiya vuzov. Gornyj zhurnal*. 2015. no. 7, pp. 74—79.

21. Han C. et al. Mechanical performance analysis of hollow cylindrical roller bearing of cone bit by FEM. *Petroleum*. 2015. vol. 1. no. 4, pp. 388—396.

22. Franca L.F A bit-rock interaction model for rotary-percussive drilling (2011) *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*, 48 (5), pp. 827—835. doi: 10.1016/j.ijrmms.2011.05.007

23. Naganawa S. Feasibility study on roller-cone bit wear detection from axial bit vibration (2012) *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 82—83, pp. 140—150. doi: 10.1016/j.petrol.2012.01.014

24. Pyalchenkov V. A. A way to reduce the unevenness of the axial load distribution on the armament of ball bits. *Fundamental'nye issledovaniya*. 2015. Vol. 5. no. 12. [In Russ].

25. Purtova I. A. Studies of power and kinematic characteristics of the work of ball bits. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*. 2015. no. 1—1. p. 101. [In Russ].

26. Pyalchenkov V. A. The influence of the design of the armament of the chisels on the distribution of the axial load along the crowns of each ball. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*. 2015. no. 2—3. [In Russ].

27. Pyalchenkov V. A. Analytical study of the deformability of the details of a sharoshechny chisel. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya*. 2015. no. 1—1. p. 22. [In Russ].

28. Pyalchenkov, V. A., Dolgushin, V. V., Kulyabin, G. A. The model for studies of load for the roller bit support bearings (2017) *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 12 (19), pp. 5548—5553.

29. Pyalchenkov, V. A., Nikitina, L. I. Force measurement on lobes of rolling drilling bit (test procedure) (2017) *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 12 (17), pp. 4990 – 4995.

30. Grechin, E. G., Dolgushin, V. V., Pyalchenkov, V. A., Kuznetsov, V. G., Bastrikov, S. N. Designing the downhole drill string assembly with motor-deflector with four-point pattern of its interaction with borehole walls (2017) *Neftyanoe Khozyaystvo* Oil Industry, (9), pp. 82 – 85. DOI: 10.24887/0028 – 2448 – 2017 – 9-82 – 85

31. Pyalchenkov, V. A., Dolgushin, V. V., Purtova, I. A., Nikitina, L. I. Methodology of experimental measurement of loads, acting on rock cutting elements of drilling bit (2017) *International Journal of Applied Engineering Research*, 12 (22), pp. 11901 – 11906.

32. Pyalchenkov, V. A., Dolgushin, V. V., Purtova, I. A., Nikitina, L. I. Distribution of an axial load along the teeth rows of rolling cutters of drill bits (Test results) (2017) *International Journal of Applied Engineering Research*, 12 (22), pp. 11907 – 11912.

33. Pyalchenkov, V. A., Pyalchenkov, D. V., Dolgushin, V. V., Danilov, O. F., Kurbanov, Ya.M. Method of experimental determination of forces, acting on the cutting elements and the bearings of rolling cutter bit (2016) *Neftyanoe Khozyaystvo* Oil Industry, 2016 (8), pp. 112 – 115.

34. Pyalchenkov V. A., Dolgushin V. V., Kulyabin G. A., Kuznetsov V. G., Grechin E. G. The studyload of the cuttersof drill bits. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Neft' i gaz*. 2016; (4), pp. 81 – 84. [In Russ]. DOI: 10.31660/0445 – 0108 – 2016 – 4-81 – 84

35. Pyalchenkov, V. A., Dolgushin, V. V., Kulyabin, G. A., Pyalchenkov, D. V. A method for calculating the values of forces acting on the roller-cone bit teeth (2019) International *Journal of Engineering and Advanced Technology*, 9 (1), pp. 834 – 839. DOI: 10.35940/ijeat.A9381.109119

36. Pyalchenkov, V. A., Egorov, A. L., Dolgushin, V. V., Kulyabin, G. A. A method for optimizing the structure of the roller cone bit assembly (2020) *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*, 8 (9), pp. 5802 – 5806. DOI: 10.30534/ijeter/2020/145892020

37. Simisinov, D. I., Afanasiev, A. I., Shestakov, V. S., Valiev, N. G. Loading of bearing retaining pin of tricone drill bit. *Gornyi Zhurnal*, 2020 (12), pp. 64 – 66. [In Russ]. DOI: 10.17580/gzh.2020.12.14

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Симисинов Денис Иванович[1] — канд. техн. наук, зав. кафедрой эксплуатации горного оборудования, 7sinov@m.ursmu.ru, https://orcid.org/0000 – 0001 – 6095 – 0073;
Афанасьев Анатолий Ильич[1] — докт. техн. наук, профессор кафедры технической механики, gmf.tm@m.ursmu.ru;
Валиев Нияз Гадым Оглы[1] — д-р техн. наук, зав. кафедрой горного дела, gtf.gd@m.ursmu.ru, https://orcid.org/0000 – 0002 – 5556 – 2217;
[1] Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Simisinov D. I.[1], Cand. Sci. (Eng.), head Department of Operation of Mining Equipment, 7sinov@m.ursmu.ru, https://orcid.org/0000 – 0001 – 6095 – 0073;
Afanas'ev A. I.[1], Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Department of Technical Mechanics, gmf.tm@m.ursmu.ru;
Valiev Niyaz Gadym Ogly[1], Dr. Sci. (Eng.), head. Department of Mining, gtf.gd@m.ursmu.ru, https://orcid.org/0000 – 0002 – 5556 – 2217;
[1] Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia.

Получена редакцией 01.06.2021; получена после рецензии 01.10.2021; принята к печати 10.10.2021.
Received by the editors 01.06.2021; received after the review 01.10.2021; accepted for printing 10.10.2021.