ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2021;(11-1):190–196
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 622.24.051 DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_190

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЗАМКОВОГО ПОДШИПНИКА ТРЕХШАРОШЕЧНОГО БУРОВОГО ДОЛОТА

Д. И. Симисинов[1], **А. И. Афанасьев**[1], **И. А. Захаров**[1]

[1] Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия

Аннотация: Трехшарошечные долота для бурения буровзрывных скважин, как показала практика их эксплуатации, имеют относительно низкую износостойкость. Одной из причин этого является отказ замкового шарикового подшипника вследствие разрушения беговой дорожки и буртика цапфы из-за сравнительно больших контактных и изгибных напряжений. Для обоснования конструктивных изменений выполнен расчет в CAD/CAE системе АРМ WinMachine его напряженно-деформированного состояния: общего НДС элемента шарошечного долота – цапфы и местного НДС (места контактов замкового подшипника, подшипников трения и др.). Процесс анализа напряженно-деформированного состояния включает этапы: разработка модели конструкции; задание ограничений на перемещения; задание материала; задание нагрузок; проведение расчетов и анализ результатов. Дана формула для определения удельных нагрузок на зубки шарошки. Приведены расчеты контактных напряжений в замковом подшипнике шарошки. Для подтверждения адекватности имитационной модели спроектирована и изготовлена физическая модель замкового подшипника с соблюдением условия подобия физической модели натурному образцу по критерию равенства напряжений. Методику предлагается использовать при разработке шарошечного бурового инструмента.

Ключевые слова: шарошечное буровое долото, опора долота, расчет, эквивалентное напряжение, контактное напряжение.

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., Захаров И. А.* Обоснование параметров физической модели замкового подшипника трехшарошечного бурового долота // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 11-1. – С. 190–196. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_190.

Physical model justification for retaining three-point drill bit bearing

D. I. Simisinov[1], **A. I. Afanasiev**[1], **I. A. Zakharov**[1]

[1] Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia

Abstract: Three-point drill bits for blasthole drilling have low wear resistance as practice shows. One of the causes is failure of retaining bearing as a result of damage of bearing track and trunnion under rather high contact and bending stresses. With the purpose of the design modification, the stress–strain analysis is implemented in CAD/CAE of APM WinMachine, including the total stress–strain analysis of the trunnion and the local stress–strain analyses (contacts of retaining bearing, friction bearings, etc.) The process of the stress–strain analysis

© Д. И. Симисинов, А. И. Афанасьев, И. А. Захаров. 2021

involves: structure modeling, setting displacement limits, setting a material, setting of loads, computation and the results analysis. The formula of specific unit loads per drill bits is given. The calculated contact stresses in the retaining drill bit bearing are presented. With a view to proving the relevance of the simulation model, the physical model of the retaining bearing is constructed and manufactured subject to adhered similarity to a full-scale sample by the criterion of stress equality. The procedure is proposed to be used in the drill bit tool designing.

Key words: rock drill bit, drill bit bearing, calculation, equivalent stress, contact stress.

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., Afanasiev A. I., Zakharov I. A. Physical model justification for retaining three-point drill bit bearing. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021;(11-1):190–196. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_190.

Введение. Совершенствование конструкций шарошечных буровых долот является сложной инженерной задачей ввиду ограниченного скважинного пространства при необходимости передачи значительной механической энергии через буровой инструмент для разрушения забоя. В этих условиях трудно создать опору с полноценными размерами, включающую подшипники, уплотнительные и смазочные устройства, а также достаточно эффективное вооружение шарошек. Ресурс долот в зависимости от физико-механических свойств горных пород изменяется от нескольких часов до нескольких суток. На относительно мягких абразивных породах основной причиной отказа подшипникового узла является абразивный износ дорожек качения. На крепких породах — питтинг дорожек качения, который приводит к существенному изменению коэффициента концентрации напряжений и потери усталостной прочности буртиков подшипников. В результате обследований шарошечных долот, выполненных С. А. Посташем, Н. А. Жидовцевым, Р. М. Богомоловым, О. Г. Блинковым, Р. И. Суховым [1–5], а также авторами статьи [6], установлено, что до 40% потеря работоспособности опоры долота происходит за счет отказа дорожки качения — питтинг, сопровождающийся изломом буртика. Шарошечные долота сложны в изготовлении и, соответственно, имеют относительно высокую стоимость. При глубоком бурении замена долот занимает много времени. Поэтому исследования, направленные на совершенствование конструкций шарошечных долот, являются актуальными. Проблеме улучшения конструкций шарошечных долот и повышению работоспособности посвящено значительное число исследований [1–7].

Объектом исследования является буровое шарошечное долото.

Исследование проводилось с целью усовершенствования конструкции подшипникового опорного узла шарошечного долота.

Применялись методы математического и физического моделирования, математическая статистика, использовались общелогические методы (анализ и обобщение научно-технической и патентной информации, индукция, синтез и т.д.).

Результаты исследований и их обсуждение

Надежность долота определяется главным образом работоспособностью опор. Если износ вооружения долота

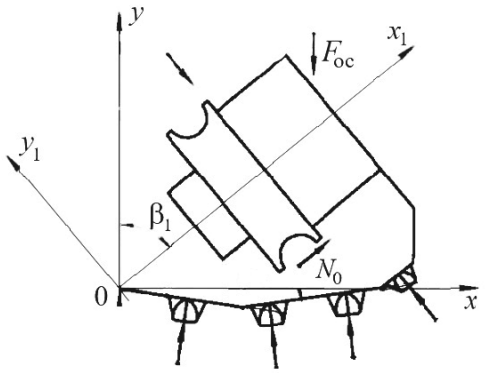

Рис. 1. Схема сил, действующих на шарошку и цапфу долота III-244,5К-ПВ (9 5/8 IADC 742), выполненная по схеме Р-Ш-Р
Fig. 1. Diagram of the forces acting on the cone and bearing of the 9 5/8 IADC 742 bit according to the roller-ball-roller scheme

существенно снижает скорость бурения, то износ опоры вызывает нагрев корпуса и подшипников и затем заклинивание шарошек. Это приводит к их разрушению и аварийному отказу [8].

Абразивный износ дорожки качения и шариков с последующим заклиниванием в условиях полусухого и сухого трения [1 — 5] является частой причиной отказа опор шарошечных долот. Для решения этой проблемы в работе [9] предлагается оснащение шарошечного долота циркуляционной системой смазки опоры, в работе [10] приведены сведения о конструкции долота с герметизированными опорами типа «КВАЗАР».

При работе шариковой опоры долота в поверхностных слоях цапфы и шариках зарождаются усталостные микротрещины, приводящие к питтингу и излому буртика замкового подшипника [1 — 5]. Методики расчета основных конструктивных параметров долот рассмотрены в работах [8, 11]. В работах [12 — 14] приведена методика расчета на выносливость шарошечного долота. Однако в этих работах не учитывается случайный характер нагружения, что сужает возможность их применения при расчете относительно сложных опор.

В работах [15 — 16] предлагается оценивать работоспособность долота по результатам расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) цапфы.

На рис. 1 приведена конструкция цапфы долота, выполненная по схеме Р-Ш-Р (ролик-шарик-ролик), и схема сил, действующих на неё.

Цементация дорожки качения способствует возникновению дополнительных внутренних напряжений, которые могут оказать существенное влияние на долговечность опоры. Внешняя нагрузка распределяется по зубкам неравномерно, что не позволяет получить точное аналитическое решение при расчете контактных и изгибных напряжений.

Осевое усилие на долото является переменным, и, как показала практика, изменяется в пределах 100 — 210 кН. В первом приближении полагаем, что осевое усилие долота равномерно распределяется между тремя шарошками. Таким образом, на одну шарошку действует усилие $F_{ос}$, равное 34 — 70 кН, геометрические размеры элементов трехшарошечного долота III-244,5К-ПВ приняты в соответствии с технической документацией.

Из условия равновесия корпуса шарошки определяется осевое усилие N_0:

$$N_0 = F_{ос} \cos\beta_1, \qquad (1)$$

где β_1 — угол наклона оси цапфы к горизонту.

Таким образом, при помощи уравнения Герца [17] определяются максимальные контактные напряжения для замкового подшипника:

$$\sigma_{max.ш} = A_3 \sqrt{\frac{N_0 E^2 (r_{ш2} - r_ш)}{z_{шэ} (r_{ш2} r_ш)^2}}, \qquad (2)$$

где $Z_{шэ}$ — эквивалентное число шариков, воспринимающих осевую нагрузку; $r_{ш2}$ — поперечный радиус дорожки качения, мм; $r_ш$ — радиус шарика, мм; A — коэффициент, зависящий от радиусов дорожки качения и радиуса шарика.

$$A = 0{,}377 \cdot X^{-0{,}41}, \quad (3)$$

где X — коэффициент, учитывающий соотношение радиусов: шарика ($r_ш$), дорожки в поперечном сечении цапфы ($r_{ш1}$) и дорожки в продольном сечении цапфы ($r_{ш2}$); E — модуль упругости стали, МПа.

Согласно [18] коэффициент X может быть найден как отношение радиусов эллипсоида напряжений из формулы:

$$X = (r_{ш2} - r_ш)r_{ш1}[(r_{ш1} + r_ш)r_{ш2}]^{-1}, \quad (4)$$

где $r_{ш1}$ — продольный радиус дорожки качения, мм.

С учетом непостоянного усилия, прилагаемого на долото, максимальное усилие, которое воспринимает нижний шарик, находится в диапазоне P_0 = = 6,1 — 12,5 кН. Соответственно, усилия на шариках, воспринимающих нагрузку, находятся из формулы [17] (P_1 = 4,3 — 8,7 кН, P_2 = 2,7 –5,6 кН):

$$P_i = P_0 (\cos i\,\alpha_0)^{3/2} \ (i = 1, 2). \quad (5)$$

Расстояния по вертикали до оси шариков равны

$$R_i = R_0 \cos \alpha_i, \quad (6)$$

где R_0 — расстояние от оси шарошки до края буртика замкового подшипника (сумма радиусов ($r_{ш1}$+$r_ш$); $\alpha_0 = 27^0 54`$ – центральный угол между двумя соседними шариками.

$$\alpha_i = i\,\alpha_0, \quad (7)$$

где i = 1…3 — номер шарика, начиная с нижнего.

Изгибающие моменты от соответствующих сил равны:

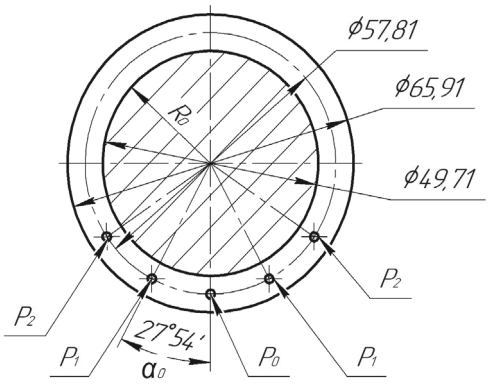

Рис. 2. Схема приложения сил от шариков к буртику цапфы
Fig. 2. Diagram of the force application from the balls to the bit leg axle collar

$$M_{ix} = P_i\, i\, R_i. \quad (8)$$

При расчете на изгибную прочность буртика цапфы эти моменты суммируются.

В связи со случайным характером сил реакции и осевой силы получить однозначное решение для определения контактных и изгибных напряжений затруднительно. Поэтому для подтверждения адекватности имитационной модели нами была спроектирована и изготовлена физическая модель замкового подшипника.

Основным условием подобия физической модели натурному образцу является равенство напряжений в шариках и дорожке, так как материал и термообработка этих деталей одинакова. Следовательно, модуль упругости модели равен модулю упругости натуры, а также равны твердости поверхностей деталей. Поэтому, используя формулу (2), можно получить зависимость геометрических параметров опоры (радиусов дорожки и шариков) от нагрузки на шарик. При этом должно обеспечиваться равенство эквивалентного числа шариков, воспринимающих нагрузку. При этом параметры опоры должны быть такими, чтобы коэффициенты

A модели и натуры в формуле Герца (1) были равны. Таким образом, нагрузку на подшипник модели возможно определить из формулы:

$$N_{мо} = N_{но} (r_{ш2м} \cdot r_{шм})^2 (r_{ш2м} - r_{шм})^{-2} \cdot \cdot (r_{ш2н} \cdot r_{шн})^{-2} (r_{ш2н} - r_{шн})^2, \quad (9)$$

индексом «н» обозначены параметры натурного образца шарошки, а индексом «м» — модели. Испытания проводились на машине для испытаний на трение и износ ИИ 5018, который обеспечивает усилие до 2 кН.

Таким образом, при известных осевой нагрузке на одну шарошку, геометрических размерах элементов трехшарошечного долота III-244,5К-ПВ параметры модели равны: $N_{мо}$ = 2,0 кН; $r_{шм}$ = 3,97 мм; $r_{ш2м}$ = 4,1 мм; $r_{ш1м}$ = = 13,05 мм. При таких параметрах модели максимальные контактные напряжения в дорожке и шарике модели будут равны напряжениям в дорожке и шарике натуры. Закон распределения осевой нагрузки принимается нормальным.

Заключение

Исследование работоспособности опоры долота позволит определить рациональные твердости рабочих поверхностей, режимов нагружения и уточнить конструктивные параметры опоры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Посташ С. А.* Повышение надежности и работоспособности шарошечных долот //Недра. — 1982.
2. *Жидовцев Н. А.* Долговечность шарошечных долот. В. Я. Кершенбаум, Э. С. Гинзбург, И. К. Бикбулатов, Е. Н. Бородина. — М.: Недра, 1992. — 272 с.
3. *Богомолов Р. М.* Анализ способов изготовления деталей и сборки шарошечных буровых долот и их влияние на работоспособность инструмента // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. — 2020. — №. 4. — С. 8—12.
4. *Закиров Н. Н.* Технико-технологические основы долговечности работы шарошечных долот. Тюмень, Тюменский индустриальный университет. 2018, 142 с.
5. *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.
6. *Симисинов Д. И.*, *Боярских Г. А.*, *Сухов Р. И.* Вероятностная оценка надежности опор шарошечных долот//Материалы междунар. науч. техн. конф. Чтения памяти В. Р. Кубачека «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности». Екатеринбург, 2004. С. 34—42.
7. *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.
8. *Закиров Н. Н.* Технологические аспекты повышения надёжности и долговечности деталей бурового оборудования // Известия вузов. Нефть и газ. -Тюмень: ТюмГНГУ, -2016. № 4. С. 259—263.
9. Lubrication system of a roller cone bit. Denis Simisinov, Anatoly Afanas'ev, Vitaliy Adas, Anton Simisinov. MATEC Web Conf. 329 03006 (2020). DOI: 10.1051/matecconf/202032903006.
10. *Волик Д. А.*, *Мескин А.*, *Надикта С. В.* Новые тенденции в производстве шарошечных долот для горнорудной промышленности //Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). — 2000. — №. 5.
11. *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.

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

13. *Симисинов Д. И.*, *Афанасьев А. И.*, *Шестаков В. С.*, *Валиев Н. Г.* Методика расчета на контактную выносливость элементов опоры бурового шарошечного долота. Горный журнал. 2019 (9). С. 97—101. DOI: 10.17580/gzh.2019.09.14.

14. *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.

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

16.*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.

17. *Добровольский В. А.* и др. Детали машин. М.: Машиностроение, 1972. 502 с.

18. *Беляев Н. М.* Сопротивление материалов. М.: Наука,1965, 856 с. ГИАБ

REFERENCES

1. Postash S. A. *Povysheniye nadezhnosti i rabotosposobnosti sharoshechnykh dolot* [Improvement of roller cone bit reliability and performance]. Moscow, Nedra Publ., 1982. [In Russ]

2. Zhidovtsev N. A., Kershenbaum V. Ya., Ginzburg E. S., Bikbulatov I. K., Borodina E. N. *Dolgovechnost' sharoshechnykh dolot* [Roller cone bit wear resistance]. Moscow, Nedra Publ., 1992, p.272. [In Russ]

3. Bogomolov R. M. *Analiz sposobov izgotovleniya detaley i sborki sharoshechnykh burovykh dolot i ikh vliyaniye na rabotosposobnost' instrumenta* [Analysis of the methods of manufacturing and assembling roller cone bits and their impact on the tool performance]. *Oborudovaniye i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa* [Equipment and technologies for the oil and gas complex], 2020, no. 4, pp.8—12. [In Russ]

4 Zakirov N. N. *Tekhniko-tekhnologicheskiye osnovy dolgovechnosti raboty sharoshechnykh dolot* [Technical and technological foundations for the roller cone bit wear resistance]. Tyumen, Tyumen Industrial University. 2018, p.142. [In Russ]

5. Serikov D.Yu., Blinkov O. G., Panin N. M., Shigin A. O. Improvement of the bearing structures of a roller cutter drilling tool. *Oborudovaniye i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa* [Equipment and technologies for the oil and gas complex], 2019, no. 4 (112), pp. 29—33. [In Russ]

6. Simisinov D. I., Boyarskikh G. A., Sukhov R. I. *Veroyatnostnaya otsenka nadyozhnosti opor sharoshechnykh dolot* [Probabilistic assessment of reliability of the drilling bit bearing structures] *Chteniya pamyati Kubacheka V. R. "Tekhnologicheskoye oborudovaniye dlya gornoy i neftegazovoy promyshlennosti"* [Readings devoted to the memory of V. R. Kubachek "Technological equipment for the mining, oil and gas industry]. Proceedings of the International science and technology conference, Yekaterinburg, 2004, pp.34—42. [In Russ]

7. Torgashov A. V., Ginzburg E. S., Vyshegorodtseva G. I., Novikov A. S. The current state of domestic drill bits production in view of the tasks of import substitution. *Upravleniye kachestvom v neftegazovom komplekse* [Quality management in the oil and gas complex], 2015, no. 2, pp. 9—11. [In Russ]

8. Zakirov N. N. Technological aspects of the increase in the reliability and durability of the drilling equipment parts. *Izvestiya vuzov. Neft' i gaz* [Proceedings of the higher educational institutions. Oil and gas.]. Tyumen, TyumGNGU Publ., 2016, no. 4, pp. 259—263. [In Russ]

9. Simisinov Denis, Afanasyev Anatoliy, Adas Vitaliy, Simisinov Anton. Lubrication system of a roller cone bit. MATEC Web Conf. 329 03006 (2020). DOI: 10.1051/matecconf/202032903006

10. Volik D. A., Meskin A., Nadikta *S. V.* New trends in the production of roller cone bits for the mining industry. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2000, no. 5. [In Russ]

11. 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.

12 Shigin A. O., Gilyov A. V. Methods for calculating fatigue strength as the main factor of roller cone bits wear resistance. *Vestnik IrGTU* [ISTU Bulletin], 2012, no. 3 (62). [In Russ]

13. 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

14. 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.

15. Pyalchenkov V. A. Analytical study of deformability of the roller cone bit parts. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya* [Modern problems of science and education], 2015, no. 1—1. p. 22. [In Russ]

16. Simisinov D. I., Shestakov V. S., Afanasyev A. I. Modeling the stress-strain state of a one-cutter drill bit with a separate housing structure. *Izvestiya vuzov. Gornyy zhurnal* [Proceedings of the universities. Mining Journal], 2015,no. 7, pp. 74—79. [In Russ]

17. Dobrovolsky V. A., et al. Details of machines. Moscow: *Mashinostroenie*, 1972, 502 p. [In Russ]

18. Belyaev N. M. *Soprotivleniye materialov* [Strength of materials[. Moscow, Nauka Publ., 1965, p. 856. [In Russ]

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Симисинов Денис Иванович[1], канд. техн. наук, заведующий кафедрой эксплуатации горного оборудования, доц., 7sinov@mail.ru;
Афанасьев Анатолий Ильич[1], докт. техн. наук, профессор кафедры технической механики, проф.;
Захаров Иван Андреевич[1], магистрант;
[1] Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Simisinov D. I.[1], Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor at the Mining Equipment Operation Department, 7sinov@mail.ru
Afanasiev A. I.[1], Dr. Sci. (Eng.), Professor at the Engineering Mechanics Department, gmf.tm@m.ursmu.ru;
Zakharov I. A.[1], Master's Student;
[1] Ural State Mining University, Yekaterinburg, Russia.

Получена редакцией 25.05.2021; получена после рецензии 03.09.2021; принята к печати 10.10.2021.
Received by the editors 25.05.2021; received after the review 03.09.2021; accepted for printing 10.10.2021.