ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2022;(11-2):106-113
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 622.24.051 DOI: 10.25018/0236_1493_2022_112_0_106

ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА ТРЕНИЯ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ БУРОВОГО ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

Д.И. Симисинов[1], Е.Б. Волков[1], А.И. Афанасьев[1], В.В. Зубов[1]

[1] Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия, e-mail: 7sinov@mail.ru

Аннотация: Рассмотрена методика определения момента трения подшипников бурового шарошечного долота, конструкция которых не содержит сепараторов и характеризуются повышенными зазорами. Для определения момента трения в данных условиях предложена простая конструкция испытательного стенда, которая включает груз и противовес, соединенные между собой нитью, перекинутой через подшипник качения. Приведены расчеты, которые позволяют определить приведенный момент трения подшипника качения в условиях испытательного стенда. В итоге показано, что доступная конструкция стенда и несложные вычисления позволяют определить приведенный момент трения покоя нестандартных многорядных подшипников опор бурового шарошечного долота. Предлагаемые конструкция стенда и методика расчета момента трения востребованы для оценки ресурса подшипников бурового шарошечного долота, конструкция которых не содержит сепараторов и характеризуется повышенными зазорами.

Ключевые слова: шарошечное буровое долото, опора долота, испытательный стенд, момент трения, подшипник качения, безсепараторный подшипник, кинетический момент системы, момент инерции.

Благодарность: Исследование выполнено в соответствии с государственным заданием Минобрнауки России на выполнение НИР для ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет».

Для цитирования: *Симисинов Д. И., Волков Е. Б., Афанасьев А. И., Зубов В. В.* Испытательный стенд для определения момента трения подшипника качения бурового шарошечного долота // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 11-2. – С. 106–113. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_112_0_106.

Test bench for determining the moment of friction rolling bearings of cone drill bit

D.I. Simisinov[1], E.V. Volkov[1], A.I. Afanasyev[1], V.V. Zubov[1]

[1] Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia, e-mail: 7sinov@mail.ru

Abstract: The article discusses the method of determining the moment of friction of the bearing of a drill cone bit. The design of which does not contain separators and is characterized by increased clearance. To determine the moment of friction under these conditions, a simple design of the test bench is proposed, which includes a load and a counterweight connected by a thread thrown over a rolling bearing. As a result, it is shown that the available design of the stand and simple calculations make it possible to determine the reduced moment of rest friction

© Д.И. Симисинов, Е.Б. Волков, А.И. Афанасьев, В.В. Зубов. 2022.

for the conditions of non-standard multi-row bearings of bearings drill bit. The proposed design of the stand and method of calculating moment friction are in demand for assessing resource of the bearings drill bit, the design of which do not contain separators and are characterized by increased clearances.

Key words: roller cone bit, drilling bit bearing, test bench, moment of friction, rolling bearing, without separator bearing, kinetic moment of the system, moment of inertia.

Acknowledgements: 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.

For citation: Simisinov D. I., Volkov E. V., Afanasyev A. I., Zubov V. V. Test bench for determining the moment of friction rolling bearings of cone drill bit. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2022;(11-2):106-113. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_112_0_106.

Введение

На открытых горных работах при разработке железнорудных месторождений и месторождений цветных металлов, представленных в основном крепкими породами, шарошечный способ бурения занимает 90—95%, на угольных разрезах — около 60% от общего объема буровзрывных работ [1—3].

Опора буровых шарошечных долот является ресурсным элементом, лимитирующим долговечность долота [4—6]. Опора долота состоит из нескольких подшипников (в основном от 3 до 5) качения и/или скольжения. Качество изготовления и надежность подшипников можно оценить его моментом трения [7—9]. Кроме того, важным критерием долговечности уплотнения является низкий момент трения уплотнения [10].

Конструкция опоры большинства буровых шарошечных долот содержит обязательный элемент — замковый шариковый подшипник. Рассмотрим на его примере конструкцию испытательного стенда и методический подход для определения момента трения подшипника.

Момент трения зависит от множества причин, среди которых основными конструктивными факторами являются [11—13]:

- размеры подшипника, соотношение радиусов тел и дорожек качения;
- точность и качество обработки (шероховатость и волнистость) его элементов;
- трение качения шариков по дорожкам качения подшипника;
- трение скольжения шариков о сепаратор;
- трение сепаратора о направляющие бурта кольца подшипника.

Кроме приведенных факторов, момент трения шарикоподшипника зависит от вектора действующих сил, потерь на сопротивление смазки, от технического состояния подшипника и загрязнения его рабочих поверхностей [14]. Зависимость момента трения от скорости вращения (в пределах номинальных значений) незначительна и, как правило, ею можно пренебречь [15]. Тем не менее, точное вычисление момента трения затруднено, и его расчет базируется на различных эмпирических формулах и методах измерений, среди которых следует отметить [16]:

- измерение динамических моментов сопротивления вращению в шарикоподшипниках методом полного выбега при вертикальном и горизонтальном положении оси;

• измерение момента трогания при вертикальном положении оси;

• измерение момента сопротивления вращению при горизонтальном положении оси.

Тяжелонагруженные подшипники качения, применяемые в опорах буровых шарошечных долот, не содержат сепараторов и характеризуются повышенными зазорами для обеспечения возможности их сборки [17, 18]. Так, в соответствии с ГОСТ 20692-2003 «Долота шарошечные. Технические условия» для наиболее распространенного диаметра долот 171,4 – 250,8 мм допустимое радиальное биение шарошек относительно оси резьбы составляет 1,2 мм. Такие подшипники имеют повышенный момент трения [19], для определения которого целесообразно воспользоваться предлагаемым испытательным стендом.

Методы

Известны стенды и устройства для определения момента трения в подшипниках качения [20, 21], которые имеют высокую сложность, требуют применения приводов, контрольно-измерительной аппаратуры. С целью упрощения конструкции стенда и выполнения измерений предлагается использовать испытательный стенд для радиального нагружения подшипников, состоящий из груза и противовеса, соединенных нитью, перекинутой через подшипник.

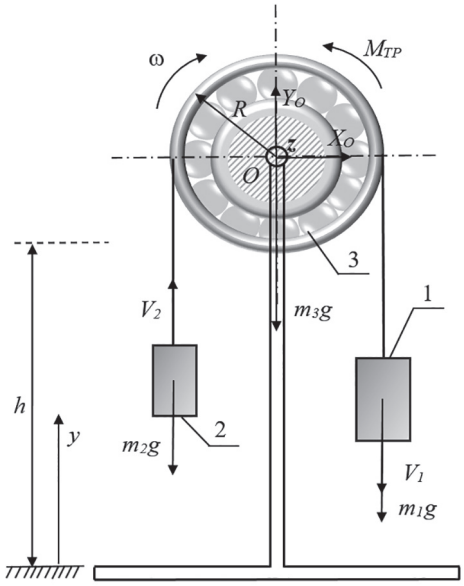

Рис. 1. Схема испытательной установки
Fig. 1. Diagram of the test unit

Испытательный стенд для определения приведенного момента трения подшипника качения включает груз *1* массой m_1, кг, и противовес *2* массой m_2, кг, соединенные между собой нерастяжимой нитью, перекинутой через подшипник качения 3 массой m_3, кг, и радиусом R, м (рис. 1). Подшипник имеет радиус инерции относительно оси вращения i_z, кг·м². На подшипник действует постоянный приведенный момент трения $M_{тр}$, Н·м. В условиях опыта при помощи измерительных устройств возможно определить высоту подъема h, м, противовеса 2 за промежуток времени t, с.

Результаты

Для определения приведенного момента трения подшипника рассмотрим механическую систему, на которую действуют силы тяжести груза m_1g, противовеса m_2g, Н, подшипника m_3g, Н, две составляющих реакции ступицы X_O и Y_O соответственно и пара сил с искомым приведенным моментом трения $M_{тр}$. Направления векторов сил и момента показаны на рис. 1. Выберем начало оси y, вдоль которой поднимается противовес в точке начала движения (см. рис. 1).

Воспользуемся теоремой об изменении кинетического момента системы относительно оси z, проходящей через центр O:

$$\frac{dL_z}{dt} = \sum M_z\left(\vec{F}_k^e\right). \qquad (1)$$

Кинетический момент системы относительно оси z равен сумме кинетических моментов подшипника, груза и

противовеса: $L_z = L_z^{подш} + L_z^{гр} + L_z^{пр}$. Кинетический момент подшипника, вращающегося вокруг неподвижной оси z: $L_z^{подш} = J_z\omega$, где J_z — момент инерции подшипника относительно оси z, $J_z = m_3 i_z^2$; ω — угловая скорость подшипника. Рассматривая груз и противовес как материальные точки, найдем их кинетические моменты относительно оси z:

$$L_z^{гр} = M_z\left(m_1\vec{V}_1\right) = m_1V_1R,$$
$$L_z^{пр} = M_z\left(m_2\vec{V}_2\right) = m_2V_2R.$$

Суммарный кинетический момент системы:

$$L_z = L_z^{подш} + L_z^{гр} + L_z^{пр} = m_3 i_z^2\omega + m_1V_1R + m_2V_2R. \quad (2)$$

Так как нить, соединяющая груз и противовес, является нерастяжимой $V_1 = V_2 = V$, выразим скорости груза *1* и противовеса *2* через угловую скорость подшипника $V = \omega R$ и подставим ее в выражение кинетического момента (2). Получим

$$L_z = \left(m_3 i_z^2 + m_1R^2 + m_2R^2\right)\omega = \left(m_3 i_z^2 + m_1R^2 + m_2R^2\right)\frac{V}{R}.$$

Суммарный момент внешних сил относительно оси z:

$$\sum M_z\left(\vec{F}_k^e\right) = m_1gR - m_2gR - M_{TP}. \quad (3)$$

Дифференциальное уравнение движения противовеса:

$$\left(m_3 i_z^2 + m_1R^2 + m_2R^2\right)\frac{d}{dt}\cdot\frac{V}{R} = m_1gR - m_2gR - M_{TP}. \quad (4)$$

Дважды интегрируя уравнение (4) с нулевыми начальными параметрами, получим выражение для определения приведенного момента трения:

$$M_{TP} = -\frac{2h}{Rt^2}\left(m_3 i_z^2 + m_1R^2 + m_2R^2\right) + m_1gR - m_2gR. \quad (5)$$

В выражении (4) произведение $m_3 i_z^2$ представляет собой осевой момент инерции неоднородного твердого тела J_z (подшипника), который можно определить как сумму осевых моментов инерции однородных тел — шаров (тел качения) относительно оси z: $J_z^{ш} \cdot n$, где n — количество тел качения и осевого момента инерции наружного кольца подшипника относительно той же оси $J_z^{н.к}$. Тогда осевой момент инерции подшипника:

$$J_z = J_z^{ш} \cdot n + J_z^{н.к}. \quad (6)$$

Осевой момент инерции шара (см. рис. 2):

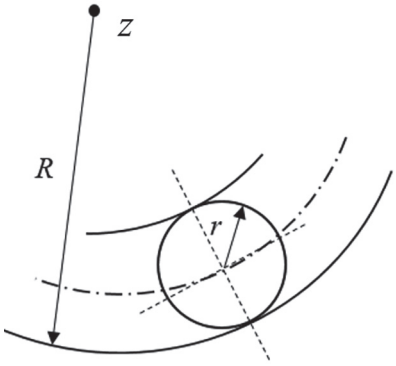

Рис. 2. К определению осевого момента инерции шара

Fig. 2. To determine the axial moment of inertia of the ball

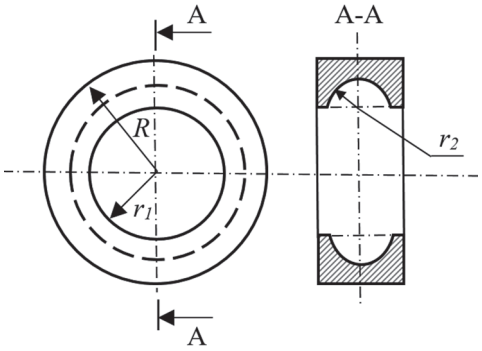

Рис. 3. К определению осевого момента инерции наружного кольца подшипника

Fig. 3. To determine the axial moment of inertia of the outer ring of the bearing

$$J_z^{ш} = \frac{2}{5} m_ш \cdot r^2 + m_ш \left(R - r\right)^2 , \quad (7)$$

где $m_ш$ — масса шара (тела качения), кг; r — радиус шара, м.

Осевой момент инерции наружного кольца подшипника (рис. 3):

$$J_z^{н.к} = \frac{m_{н.к} \cdot \left(R + r_1\right)^2}{2} - 0,2 m_{н.к} \cdot r_2^2 , \quad (8)$$

где $m_{н.к}$ — масса наружного кольца подшипника, кг; r_1 — радиус внутренней грани наружного кольца подшипника, м; r_2 — радиус беговой дорожки наружного кольца подшипника, м.

Исходя из вышесказанного, выражение (6) примет вид:

$$J_z = \left(\frac{2}{5} m_ш \cdot r^2 + m_ш \left(R - r\right)^2\right) \cdot n + \frac{m_{н.к} \cdot \left(R + r_1\right)^2}{2} - 0,2 m_{н.к} \cdot r_2^2 . \quad (9)$$

Обсуждение результатов

Таким образом, равенства (8) и (9) позволяют определить приведенный момент трения подшипника качения в условиях опытной установки, показанной на рис. 1.

Стоит отметить, что согласно выражению (4), если левая часть этого равенства будет равна нулю, то система (см. рис. 1) будет находиться в равновесном состоянии, тогда:

$$M_{тр} = m_1 g R - m_2 g R \quad (10)$$

Заключение

Таким образом, используя простую и доступную для реализации конструкцию стенда, путем несложных измерений и вычислений (10) представляется возможным нахождение приведенного момента трения покоя подшипников опоры бурового шарошечного долота для оценки ресурса подшипников бурового шарошечного долота, конструкция которых не содержит сепараторов и характеризуется повышенными зазорами.

Методика также может применяться для определения приведенного момента трения подшипников скольжения, обладающих высоким коэффициентом трения. Для этого следует определить осевой момент инерции соответствующего подшипника, рассмотрев его как неоднородное тело, и воспользоваться уравнением (5).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Жидовцев Н. А. Кершенбаум В. Я., Гинзбург Э. С., Бикбулатов И. К., Бородина Е. Н.* Долговечность шарошечных долот. — М.: Недра, 1992. — 272 с.

2. *Schroder J., Pasquale M., Richards A., Yorty J.* Bearing innovations extend roller-cone bit life // Oil and Gas Journal. 2016, vol. 114, no. 6, pp. 50—55.

3. *Regotunov A. Sukhov R., Bersenyov G.* About transition processes in blasthole drilling at quarries // E3S Web of Conferences. 2020, vol. 177, article 01008. DOI: 10.1051/e3sconf/202017701008.

4. *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.

5. *Гринько А. А., Сысоев Н. И., Гринько Д. А.* Повышение эффективности резания ударно-вращательных буровых долот // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2020. — № 9. — С. 102—115. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-9-0-102-115.

6. *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.

7. *Закиров Н. Н.* Технико-технологические основы долговечности работы шарошечных долот. — Тюмень: ТИУ, 2018. — 142 с.

8. *Huang Zhiqiang, Li Gang* Failure analysis of roller cone bit bearing based on mechanics and microstructure // Journal of Failure Analysis and Prevention. 2018, no. 18, pp. 342–349. DOI:10.1007/s11668-018-0419-3.

9. *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. DOI: 10.23939/ujmems2018.01.116.

10. *Блинков О. Г.*, *Сердюк Н. И.* Герметизирующие устройства опор шарошечных долот для высокооборотного бурения // Территория Нефтегаз. — 2017. — № 3. — С. 12—16.

11. *Heras I., Aguirrebeitia J., Abasolo M.* Friction torque in four contact point slewing bearings: Effect of manufacturing errors and ring stiffness // Mechanism and Machine Theory. 2017, vol. 112, pp. 145—154. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.02.009.

12. *Ciornei M. C.*, *Alaci S.*, *Ciornei F. C.*, *Romanu I. C.* A method for the determination of the coefficient of rolling friction using cycloidal pendulum // IOP Conference Series. Materials Science and Engineering. 2017, vol. 227, no. 1, article 012027. DOI: 10.1088/1757-899X/227/1/012027.

13. *Kim K. S., Lee D. W., Lee S. M., Lee S. J., Hwang J. H.* A numerical approach to determine the frictional torque and temperature of an angular contact ball bearing in a spindle system // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. 2015, 16, no. 1, pp. 135—142. DOI:10.1007/s12541-015-0017-1.

14. *Королев А. В.*, *Туренко А. П.* Зависимость момента трения качения упорного подшипника от внешней нагрузки // Actualscience. — 2016. — Т. 2. — № 12. — С. 137—138.

15. *Вахрушев С. И.*, *Цыпленков Р. Г.*, *Дмитриев С. Э.* Исследование влияния смазочных материалов на износ узлов трения подшипников качения // Наука и военная безопасность. — 2017. — № 1. — С. 78—81.

16. *Петров Н. И.*, *Лаврентьев Ю. Л.* Сравнение различных методик расчета тепловыделения в радиально-упорных шарикоподшипниках // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. — 2018. — Т. 17. — № 2. — С. 154—163.

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

18. *Закиров Н. Н.* Технологические аспекты повышения надежности и долговечности деталей бурового оборудования // Известия вузов. Нефть и газ. — 2016. — № 4. — С. 259—263.

19. *Сухов Р. И.*, *Реготунов А. С.*, *Гращенко Д. А.* Развитие метода получения информации о состоянии массива горных пород в процессе бурения технологических скважин // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2019. — № S37. — С. 446—454. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-11-37-446-454.

20. *Гладышев Ю. Г.*, *Никулин П. А.*, *Алексанов П. А.*, *Лянзбург В. П.*, *Виноградов Д. С.* Патент РФ № 172555, 12.07.2017. Устройство для измерения момента трогания шарикоподшипника.

21. *Тихомирова С. А.*, *Васильев В. О.*, *Хрусталева Н. В.*, *Каткова Л. Е.*, *Шарыгин Л. Н.* Патент РФ № 2659101, 28.06.2018. Способ определения момента трения в подшипниках качения. ГИАБ

REFERENCES

1. Zhidovtsev H. A. Kershenbaum V. Ya., Ginzburg E. S., Bikbulatov I. K., Borodina E. H. *Dolgovechnost' sharoshechnykh dolot* [Durability of cone bit], Moscow, Nedra, 1992, 272 p.

2. Schroder J., Pasquale M., Richards A., Yorty J. Bearing innovations extend roller-cone bit life. *Oil and Gas Journal*. 2016, vol. 114, no. 6, pp. 50 – 55.

3. Regotunov A. Sukhov R., Bersenyov G. About transition processes in blasthole drilling at quarries. *E3S Web of Conferences*. 2020, vol. 177, article 01008. DOI: 10.1051/e3sconf/202017701008.

4. Yasashin V. A., Serikov D. Yu., Panin N. M. Reserves for improving the performance of ball bits with carbide weapons. *Onshore and offshore oil and gas well construction*. 2001, no. 4, pp. 16 – 18. [In Russ].

5. Grinko A. A., Sysoev N. I., Grinko D. A. Improving shearing efficiency of percussion rotary drill bits. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2020, no. 9, pp. 102 – 115. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-9-0-102-115.

6. 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 oil and gas industry*. 2015, no. 2, pp. 9 – 11. [In Russ].

7. Zakirov N. N. *Tekhniko-tekhnologicheskie osnovy dolgovechnosti raboty sharoshechnykh dolot* [Technical and technological foundations of the durability of the work of ball bits], Tyumen, TIU, 2018, 142 p.

8. Huang Zhiqiang, Li Gang Failure analysis of roller cone bit bearing based on mechanics and microstructure. *Journal of Failure Analysis and Prevention*. 2018, no. 18, pp. 342–349. DOI:10.1007/s11668-018-0419-3.

9. 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. DOI: 10.23939/ujmems2018.01.116.

10. Blinkov O. G., Serdyuk N. I. Sealing devices of roller bit supports for high-speed drilling. *Territoriya Neftegaz*. 2017, no. 3, pp. 12 – 16. [In Russ].

11. Heras I., Aguirrebeitia J., Abasolo M. Friction torque in four contact point slewing bearings: Effect of manufacturing errors and ring stiffness. *Mechanism and Machine Theory*. 2017, vol. 112, pp. 145 – 154. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.02.009.

12. Ciornei M. C., Alaci S., Ciornei F. C., Romanu I. C. A method for the determination of the coefficient of rolling friction using cycloidal pendulum. *IOP Conference Series. Materials Science and Engineering*. 2017, vol. 227, no. 1, article 012027. DOI: 10.1088/1757-899X/227/1/012027.

13. Kim K. S., Lee D. W., Lee S. M., Lee S. J., Hwang J. H. A numerical approach to determine the frictional torque and temperature of an angular contact ball bearing in a spindle system. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2015, 16, no. 1, pp. 135 – 142. DOI:10.1007/s12541-015-0017-1.

14. Korolev A. V., Turenko A. P. Dependence of the rolling friction moment of the thrust bearing on the external load. *Actualscience*. 2016, vol. 2, no. 12, pp. 137 – 138. [In Russ].

15. Vakhrushev, S. I., Tsyplenkov R. G., Dmitriev S. E. Investigation of the effect of lubricants on the wear of friction units of rolling bearings. *Nauka i voennaya bezopasnost'*. 2017, no. 1, pp. 78 – 81. [In Russ].

16. Petrov N. I., Lavrentiev Yu.L. Comparison of various methods for calculating heat dissipation in angular contact ball bearings. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie*. 2018, vol. 17, no. 2, pp. 154 – 163. [In Russ].

17. Simisinov, D.I., Afanasiev, A.I., Shestakov, V.S., Valiev, N.G. Loading of bearing retaining pin of tricone drill bit. *Gornyi Zhurnal*. 2020, no. 12, pp. 64 – 66. [In Russ]. DOI: 10.17580/gzh.2020.12.14.

18. Zakirov N. N. Technological aspects of increasing the reliability and durability of drilling equipment parts. *Oil and Gas Studies*. 2016, no. 4, pp. 259 – 263. [In Russ].

19. Sukhov R. I., Regotunov A. S., Grashchenko D. A. Development of a method for obtaining information on the rock mass state during production boreholes drilling. *MIAB. Mining Inf.*

Anal. Bull. 2019, no. S37, pp. 446—454. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-11-37-446-454.

20. Gladyshev Yu.G., Nikulin P. A., Aleksanov P. A., Lyanzburg V. P., Vinogradov D. S. *Patent RU 172555*, 12.07.2017. [In Russ].

21. Tikhomirova S. A., Vasiliev V. O., Khrustaleva N. V., Katkova L. E., Sharygin L. N. *Patent RU 2659101*, 28.06.2018. [In Russ].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Симисинов Денис Иванович[1] — канд. техн. наук,
доцент, зав. кафедрой, e-mail: 7sinov@mail.ru,
ORCID ID: 0000-0001-6095-0073,
Волков Евгений Борисович[1] — канд. техн. наук,
зав. кафедрой, e-mail: gmf.tm@m.ursmu.ru,
ORCID ID: 0000-0002-8313-3137,
Афанасьев Анатолий Ильич[1] — д-р техн. наук,
профессор, e-mail: gmf.tm@m.ursmu.ru,
ORCID ID: 0000-0002-7869-9208,
Зубов Владимир Владимирович[1] — канд. техн. наук,
доцент, e-mail: v.zubov.r66@yandex.ru,
ORCID ID: 0000-0003-0659-9870,
[1] Уральский государственный горный университет.
Для контактов: Симисинов Д.И., e-mail: 7sinov@mail.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

D.I. Simisinov[1], Cand. Sci. (Eng.),
Assistant Professor, Head of Chair,
e-mail: 7sinov@mail.ru,
ORCID ID: 0000-0001-6095-0073,
E.B. Volkov[1], Cand. Sci. (Eng.),
Head of Chair, e-mail: gmf.tm@m.ursmu.ru,
ORCID ID: 0000-0002-8313-3137,
A.I. Afanasyev[1], Dr. Sci. (Eng.), Professor,
e-mail: gmf.tm@m.ursmu.ru,
ORCID ID: 0000-0002-7869-9208,
V.V. Zubov[1], Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,
e-mail: v.zubov.r66@yandex.ru,
ORCID ID: 0000-0003-0659-9870,
[1] Ural State Mining University,
620144, Ekaterinburg, Russia.
Corresponding author: D.I. Simisinov, e-mail: 7sinov@mail.ru.

Получена редакцией 16.06.2022; получена после рецензии 01.10.2022; принята к печати 10.10.2022.
Received by the editors 16.06.2022; received after the review 01.10.2022; accepted for printing 10.10.2022.