

Овчинников Николай Петрович, канд. техн. наук, доцент, **Алексеев Ян Данилович**, аспирант, **Бояров Михаил Михайлович**, студент.

Северо-Восточный федеральный университет имени М.К. Аммосова, 677016, Россия, г. Якутск, ул. Кулаковского, 50.

E-mail: ovchinnlar1986@mail.ru

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ В УСЛОВИЯХ КИМБЕРЛИТОВЫХ РУДНИКОВ

Аннотация: Подземная разработка кимберлитовых месторождений на территории Западной Якутии сопряжена с обильным поступлением шахтной воды в горные выработки. Без применения достаточного количества насосного оборудования проникающие в подземные горные выработки шахтные воды делают процесс добычи алмазосодержащих руд более сложным и в первую очередь небезопасным для рабочего персонала. В настоящее время с целью борьбы с шахтными водопритоками на подземных кимберлитовых рудниках используются различные однопоточные центробежные насосы, обладающие по сравнению друг с другом определенными преимуществами и недостатками. Так как шахтный водоотлив является неотъемлемым технологическим процессом при добыче алмазосодержащего сырья, повышение эффективности эксплуатации относящегося к нему оборудования является актуальной научно-практической задачей.

Цель работы: сравнительный анализ эффективности эксплуатации различных типов центробежных насосов, используемых в процессе подземной разработки месторождений кимберлитовых руд, расположенных на территории Западной Якутии.

Методы исследования: для достижения поставленной цели использовался комплексный подход, включающий анализ значительного статистического и практического материала по работе вышеуказанных насосов, а также ранее опубликованных работ по тематике исследования, экспериментальные исследования, проводимые на лабораторной установке, на базе консольного насоса К8/18, аналитические расчеты и компьютерное моделирование в программной среде «APM Win Machine».

Ключевые слова: Рудник, шахтная вода, центробежные насосы, эффективность эксплуатации, износ, подшипник.

Информация о статье: принята 19 ноября 2018 г.

DOI: 10.26730/1816-4528-2018-5-42-47

Введение. Практика показывает, что с момента ввода в эксплуатацию кимберлитового рудника «Удачный» все его водоотливные установки подверглись определенным изменениям.

Первой введенной в эксплуатацию водоотливной установкой на указанном руднике является

участковая водоотливная установка УНС-380, которая была изначально оборудована тремя центробежными секционными насосами модели ЦНС 180-212 (рис. 1).

Указанные центробежные насосы были демонтированы в декабре 2013 г., так как после запуска ком-

плекса главного водоотлива их присутствие на руднике стало необязательным.

Откачиваемые ранее насосами шахтные воды теперь самотеком поступали в водосборники главного водоотлива.

Вскоре руководство рудника решило снова смонтировать ранее демонтированные секционные насосы модели ЦНС 180-212 по причине того, что поступающие в водосборники главного водоотлива с вышележащих горизонтов шахтные воды в процессе своего перемещения систематически размывали почву нижележащих горных выработок.



Рис. 1. Центробежный насос модели ЦНС 180-212

Fig. 1. Centrifugal pump model TSNS 180-212



Рис.2. Центробежный насос модели X-200-150-500
Fig.2 Centrifugal pump model H-200-150-500



Рис.3. Участковая водоотливная установка УНС-380
Fig.3. Local pumping unit UNS-380

Кроме секционных насосов модели ЦНС 180-212, на участковой водоотливной установке также были установлены два химических насоса консольного типа модели X-200-150-500 (рис. 2).

В декабре 2014 г. секционные насосы были вновь демонтированы с рудника и отправлены на консервацию.

С того момента по настоящее время перекачку шахтной воды обеспечивают только химические насосы консольного типа. На рис. 3 показано, как выглядит водоотливная установка УНС-380 в настоящее время.

Все вышесказанное предопределило цель данной работы, заключающейся в сравнительном анализе эффективности эксплуатации секционных насосов с химическими насосами консольного типа.

Основная часть. Одним из основных показателей эффективности эксплуатации центробежного насоса, как и любой другой технологической машины, является надежность.

На кимберлитовых рудниках АК «АЛРОСА» фактическая наработка эксплуатируемых

центробежных насосов до планового ремонта или на отказ в большинстве случаев не соответствует установленным нормативам и значительно ниже их, что свидетельствует о наличии ряда факторов на производстве, неблагоприятно сказывающихся на эксплуатационных свойствах насосного оборудования.

К числу факторов, неблагоприятно сказывающихся на надежности секционных насосов, относится повышенная загрязненность откачиваемых шахтных вод находящимися во взвешенном состоянии абразивными механическими примесями, контакт с которыми приводит к постепенному истиранию деталей проточной части секционного насоса, в частности, диска и кольца гидропаты [1-8].

Стоит отметить, что интенсивный гидроабразивный износ является основной проблемой, встречаемой при эксплуатации центробежных насосов различного исполнения [1-11].

Узел гидропаты является с точки зрения безотказности наименее надежным элементом в конструкции секционных насосов, работающих на кимберлитовых рудниках АК «АЛРОСА» [7, 8].

Практика показывает, что при интенсивном гидроабразивном износе деталей узла гидропаты снижается давление в разгрузочной камере секционного насоса, что приводит к постепенному росту осевого смещения его ротора в сторону всасывания.

В конечном итоге эксплуатация секционного насоса при повышенном осевом сдвиге ротора (2,8...3 мм) может привести к катастрофическим разрушениям его базовых деталей, в частности, дисков рабочих колес, что объясняется их затиранием об корпусные детали.

Кроме этого, в условиях водоотливных установок кимберлитовых рудников снижение давления в разгрузочной камере секционного насоса наступает вследствие механического и коррозионного износа уплотнительных колец, а также засорения сетчатого фильтра приемного клапана. Отметим, что засорение сетчатых фильтров является результатом заиливания водосборников.

В работе [1] доказано, что в процессе эксплуатации секционного насоса осевая сила может возрасти в 2...7 раз, в то время как несущая способность узла гидропаты превышает начальную расчетную осевую силу лишь в 1,3...1,4 раза.

Выполненные автором экспериментальные исследования, имитирующие работу секционного насоса при увеличенном осевом сдвиге ротора в сторону всасывания, показали, что пятикратного увеличения осевой нагрузки вполне достаточно, чтобы

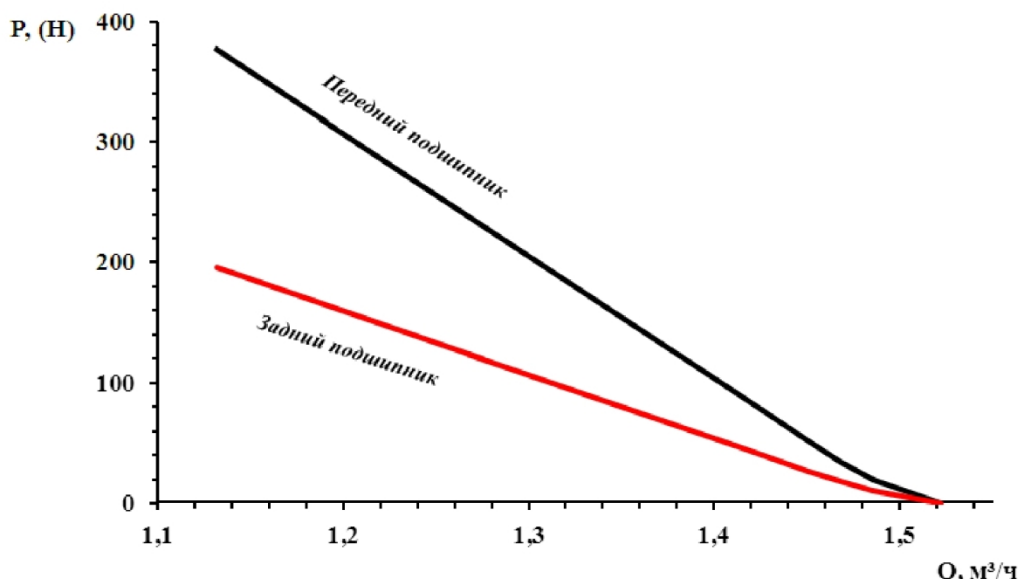


Рис. 4. Зависимость динамической нагрузки на подшипники насоса K8/18 от подачи
Fig. 4. Dependence of dynamic stress on the bearings of pump K8/18 from flow of water

разрушить его рабочее колесо. Затираемые на практике с рабочими колесами корпусные детали в процессе эксперимента имитировались стальным кольцом, а повышение осевой силы на ротор имитировалось увеличением момента затяжки корпусных шпилек с помощью динамометрического ключа от 2,26 до 10,73 Н·м.

Исходя из вышеизложенного, констатируем, что эксплуатация секционного насоса требует особого тщательного контроля со стороны обслуживающего рабочего персонала.

Тщательный контроль за работой секционного насоса возможен только в случае его оснащения следующими контрольно-измерительными приборами, а именно датчиком измерения осевого смещения, тепло- и вибродатчиками (крепятся на подшипниковых узлах), а также теплотатчиком и расходомером (монтируются на трубе разгрузки) [7].

Практика показывает, что в условиях кимберлитового рудника «Удачный» средняя наработка секционного насоса до отказа ниже, чем у химических насосов консольного типа.

С точки зрения безотказности наименее надежным элементом в конструкции консольных насосов (в том числе и модели X-200-150-500) является подшипник.

В соответствии с источником [12], теоретическая долговечность L радиального шарикоподшипника определяется следующим образом:

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha \quad (1)$$

где n – частота вращения ротора центробежного насоса; C – динамическая грузоподъемность подшипника (определяется по каталогу); P – приведенная динамическая нагрузка, действующая на подшипник; α – степенной показатель, зависящий от типа подшипника.

Известно, что рост величины P наблюдается при разбалансировке вала центробежного насоса. Одной из частых причин разбалансировки вала является

гидроабразивный износ посаженного на нем рабочего колеса, ведущий к снижению подачи и напора насоса [6].

Выполненные по известной формуле (2) [12] расчеты свидетельствуют, что с течением времени воздействующая динамическая нагрузка на подшипниковые опоры консольного насоса возрастает, однако значительный рост указанной нагрузки наступает только при достаточном снижении подачи насоса (рис. 4).

$$P = R \cdot k \cdot f \quad (2)$$

где P – приведенная динамическая нагрузка, Н; R – радиальная нагрузка, Н; k – коэффициент динамичности (безопасности); f – температурный коэффициент.

Значения радиальной нагрузки и коэффициента динамичности были получены в результате экспериментальных исследований, аналитических расчетов и численных расчетов НДС ротора насоса в программной среде «APM Win Machine» [12–15].

В свою очередь практика показывает, что в случаях поломки подшипника(ов) рабочие колеса насосов модели X-200-150-500 обычно находились в удовлетворительном состоянии, другими словами, потеря их массы была незначительной.

Таким образом, констатируем, что износ рабочих колес насосов модели X-200-150-500 в условиях участковой водоотливной установки УНС-380 не является основополагающей причиной преждевременных отказов подшипников.

Опросы работников подземного механоэнергетического участка (ПМЭУ) Удачинского ГОКа показали, что насосам модели X-200-150-500 характерна периодическая работа с низкими гидравлическими параметрами. Работа насоса с такими параметрами обычно связана с преждевременной откачкой шахтных вод из горных выработок (т.е. насос начинает работать вхолостую).

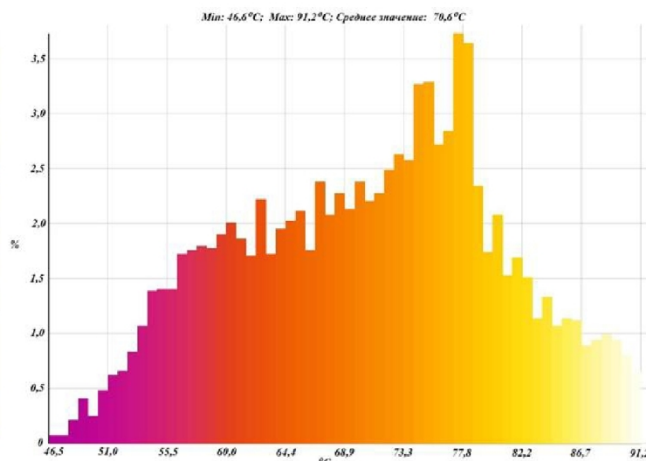
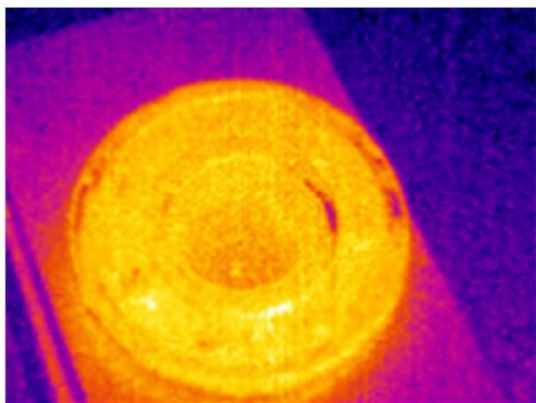


Рис. 5. Термография нагретого подшипника насоса модели K8/18

Fig. 5. Thermography of heated bearing of pump model K8/18

Работа насоса на сухом ходу приводит к нарушению охлаждения его вала и сальникового уплотнения, что в конечном итоге вызывает их перегрев, а также перегрев подшипников, температура которых в условиях насосной станции УНС-380 со слов работников ПМЭУ может достигать до 90 °С.

При перегреве подшипников наблюдается ухудшение эксплуатационных свойств их смазки [13].

Экспериментально было установлено, что при температуре подшипника выше 70 °С его консистентная смазка потеряла свою первоначальную вязкость (рис. 5).

Известно, что изменение вязкости смазки ведет к разрушениям подшипников, в частности, к интенсивному износу в местах трения.

Таким образом, установлена наиболее распространенная причина поломки подшипников консольных насосов, эксплуатируемых в условиях подземных кимберлитовых рудников (в том числе и модели X-200-150-500).

Для обеспечения надежной работы центробежных насосов модели X-200-150-500 предложено на их нагнетающих трубопроводах установить реле расхода, которые позволяют автоматически отключать насосное оборудование при падении протока жидкости до критического уровня.

Выводы:

1) Проведенные авторами исследования показали, что замена секционных насосов химическими насосами консольного насоса на водоотливной установке УНС-380 кимберлитового рудника «Удачный» является оправданным шагом.

2) Для повышения срока службы подшипниковых узлов действующих насосов на водоотливной установке УНС-380 авторами предложено смонтировать на их нагнетательных трубопроводах реле расхода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Долганов А.В., Еслентьев А.О., Чериков Е.О., Торопов Э.Ю. Анализ эффективности разгрузочных

устройств шахтных центробежных секционных насосов // Известия Уральского государственного горного университета, 2014. – № 2(34). – С. 31–35.

2. Тимухин С.А., Долганов А.В., Попов Ю.В., Чериков Е.О., Еслентьев А.О., Торопов Э.Ю. О разработке шахтных центробежных секционных двухпоточных насосов // Известия Уральского государственного горного университета, 2014. – № 2(34). – С. 41–44.

3. Долганов А.В. Шламы медно-колчеданных рудников: проблемы и пути решения // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2013. – № 4. – С. 10–14.

4. Долганов А.В. Влияние износа элементов проточной части шахтных насосов ЦНС(К)300-360 на режимы их работы // Известия Уральского государственного горного университета, 2012. – № 27-28. – С. 110–113.

5. Стюфляев С.С. Сравнительный анализ многоступенчатого насоса типа ЦНС с оппозитным расположением колес и с гидропятой / С.С. Стюфляев, О.Г. Шипулин // Молодой ученый, 2017. – № 3. – С. 165–171.

6. Овчинников Н.П., Викулов М.А., Бочкарев Ю.С., Довиденко Г.П. // Экспериментальные исследования эксплуатационных свойств насосной установки с изношенным рабочим колесом. Горный журнал, 2016. – № 9. – С. 85–88.

7. Овчинников Н.П. Комплекс мер по обеспечению безаварийной работы главных водоотливных установок кимберлитовых рудников // Вестник Кемеровского государственного технического университета, 2018. – № 1. – С. 112–117.

8. Vikulov M.A. Measurements of section pump of rotor axial position at Udachny mine / M.A. Vikulov M.A., N.P. Ovchinnikov, D.E. Makhno // Advances in Engineering Research, 2017. – Vol. 133. – P. 884–891.

9. Khalid Y.A. Wear analysis of centrifugal slurry pump impellers / Y.A. Khalid, S.M. Sapuan // Industrial

lubrication and tribology, 2007. – Vol. 59. – № 1. – P. 18–28.

10. Rick Kesler. Considerations in selecting a positive displacement slurry pump // Mining World, 2016. – Vol. 13(4). – P. 34–37.

11. Kranzler Thomas. Improving pump materials for harsh environments / Thomas Kranzler, Raimo Arola // Sulzer Technical Review, 2013. – Vol. 2. – P. 10–12.

12. Машошин О.Ф. Теоретический расчет долговечности подшипников, установленных в агрегатах ЛА, работающих при переменных циклических нагрузках / О.Ф. Машошин, В.К. Харина // Научный Вестник МГТУ ГА. Серия Аэромеханика и

прочность, поддержание летней годности ВС, 2008. – № 130. – С. 106–111.

13. Михайлов А.К. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления / А.К. Михайлов, В. В. Малащенко. – М.: Машиностроение, 1971. – 304 с.

14. Соколов Е.В. Динамические процессы нагружения деталей центробежных химических насосов / Е.В. Соколов, Д.Т. Анкудинов, А. В. Феофанов // Насосы и оборудование, 2006. – № 2 – С. 22 – 24.

15. Викулов М.А. Динамический расчет ротора насоса / М.А. Викулов, Н.П. Овчинников // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2014. – № 9. – С. 359–364.

Nickolay P. Ovchinnikov, C.Sc. (Engineering), associate professor, Yan D. Alexeev, post-graduate student, Mikhail M. Boyarov, student.

M. K. Ammosov North-Eastern Federal University, 677016, Russia, Yakutsk, Kulakovskiy St, 50.

COMPARATIVE PERFORMANCE ANALYSIS OF VARIOUS TYPES OF CENTRIFUGAL PUMPS IN CONDITIONS OF UNDERGROUND KIMBERLITE MINES

Abstract: Underground mining of kimberlite fields in Western Yakutia is associated with the abundant flow of mine water in mine workings. Without the use of a sufficient number of pumping equipment, mine waters that penetrate into the underground mine workings make the process of extracting diamond-containing ore more difficult and, above all, unsafe for workers. Currently, in order to combat the mine water inflows in underground kimberlite mines, various single-flow centrifugal pumps are used, which have certain advantages and disadvantages when compared to each other. Since mine drainage is an integral technological process in the extraction of diamond-containing raw materials, increasing the performance of the related equipment is an important scientific and practical task.

The main aim of the study: comparative performance analysis of various types of centrifugal pumps used in the process of underground mining of kimberlite ore in Western Yakutia.

The methods used in the study: To achieve this goal we have used a comprehensive approach including: analysis of significant statistical and practical material on the performance of the above pumps as well as previously published works on the subject of research, experimental studies conducted in a laboratory setting on the basis of the cantilever pump K8/18, analytical calculations and computer modeling in the software environment “APM Win Machine”.

Keywords: Mine, mining water, centrifugal pumps, performance, wear, bearing.

Article info: received November 19, 2018

DOI: 10.26730/1816-4528-2018-5-42-47

REFERENCES

1. Dolganov A.V., Esilent'ev A.O., Cherakov E.O., Toropov Eh.Yu. Analiz effektivnosti razgruzochnykh ustroystv shahtnykh centrobezhnykh sekcionnykh nasosov // Izvestiya Ural'skogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, 2014. – N. 2(34). – P. 31–35.

2. Timuhin S.A., Dolganov A.V., Popov Yu.V., Cherakov E.O., Esilent'ev A.O., Toropov Eh.Yu. O razrabotke shahtnykh centrobezhnykh sekcionnykh dvuhpotochnykh nasosov // Izvestiya Ural'skogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, 2014. – N. 2(34). – P. 41–44.

3. Dolganov A.V. Shlamy medno-kolchedannykh rudnikov: problemy i puti resheniya // Gornyy

informacionno-analiticheskij byulleten', 2013. – N. 4. – P. 10–14.

4. Dolganov A.V. Vliyanie iznosa ehlementov protochnoj chasti shahtnykh nasosov TCNS(K) 300-360 na rezhimy ih raboty // Izvestiya Ural'skogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, 2012. – N. 27-28. – P. 110–113.

5. Styuflyayev S.S. Sravnitel'nyj analiz mnogostupenchatogo nasosa tipa CNS s oppozitnym raspolozheniem koles i s gidropyatoj / S.S. Styuflyayev, O.G. SHipulin // Molodoj uchenyj, 2017. – N. 3. – P. 165–171.

6. Ovchinnikov N.P., Vikulov M.A., Bochkarev Yu.S., Dovidenko G.P. // Eksperimental'nye issledovaniya ehkspluatatsionnykh svoystv nasosnoj ustanovki s

iznoshennym rabochim kolesom. Gornyj zhurnal, 2016. – N. 9. – P. 85–88.

7. Ovchinnikov N.P. Kompleks mer po obespecheniyu bezavariynoy raboty glavnyh vodootlivnykh ustanovok kimberlitovykh rudnikov // Vestnik Kemerovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2018. – N. 1. – P. 112–117.

8. Vikulov M.A. Measurements of section pump of rotor axial position at Udachny mine / M.A. Vikulov M.A., N.P. Ovchinnikov, D.E. Makhno // Advances in Engineering Research, 2017. – Vol. 133. – P. 884–891.

9. Khalid Y.A. Wear analysis of centrifugal slurry pump impellers / Y.A. Khalid, S.M. Sapuan // Industrial lubrication and tribology, 2007. – Vol. 59. – № 1. – P. 18–28.

10. Rick Kesler. Considerations is selecting a positive displacement slurry pump // Mining World, 2016. – Vol. 13(4). – P. 34–37.

11. Kranzler Thomas. Improving pump materials for harsh environments / Thomas Kranzler, Raimo Arola // Sulzer Technical Review, 2013. – Vol. 2. – P. 10–12.

12. Mashoshin O.F. Teoreticheskij raschet dolgovechnosti podshipnikov, ustanovlennykh v agregatah LA, rabotayushchih pri peremennykh ciklicheskih nagruzkah / O.F. Mashoshin, V.K. Harina // Nauchnyj Vestnik MGTU GA. Seriya Aehromekhanika i prochnost', podderzhanie letnej godnosti VS, 2008. – N. 130. – P. 106–111.

13. Mihajlov A.K. Konstrukcii i raschet centrobezhnykh nasosov vysokogo davleniya / A.K. Mihajlov, V. V. Malashenko. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 304 p.

14. Sokolov E.B. Dinamicheskie processy nagruzheniya detalej centrobezhnykh himicheskikh nasosov / E.V. Sokolov, D.T. Ankudinov, A. V. Feofanov // Nasosy i oborudovanie, 2006. – N. 2 – P. 22 – 24.

15. Vikulov M.A. Dinamicheskij raschet rotora nasosa / M.A. Vikulov, N.P. Ovchinnikov // Gornyj informacionno-analiticheskij byulleten', 2014. – N. 9. – P. 359–364.

Библиографическое описание статьи

Овчинников Н.П., Алексеев Я.Д., Бояров М.М. Сравнительный анализ эффективности эксплуатации различных типов центробежных насосов в условиях кимберлитовых рудников // Горное оборудование и электромеханика — 2018. — № 5 (139). — С. 42-47.

Reference to article

Ovchinnikov N.P., Alexeev Ya.D., Boyarov M.M. Comparative performance analysis of various types of centrifugal pumps in conditions of underground kimberlite mines. Mining Equipment and Electromechanics, 2018, no. 5 (139), pp. 42-47.