

УДК 621.671.22

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ НАСОСОВ В АКЦИОНЕРНОЙ КОМПАНИИ «АЛРОСА»

Н.П.ОВЧИННИКОВ

Северо-Восточный федеральный университет им. М.К.Амосова, Якутск, Россия

При добыче алмазосодержащего сырья и дальнейшего извлечения из него алмазов в акционерной компании «АЛРОСА», являющейся градообразующим предприятием на северо-востоке Российской Федерации, применяется различное насосное оборудование, в частности центробежные одноступенчатые насосы. В настоящей работе отмечается, что наименее надежными с точки зрения безотказности деталями центробежных одноступенчатых насосов, используемых в акционерной компании «АЛРОСА», являются рабочие колеса, уплотнения и подшипниковые узлы. С помощью линейного корреляционно-регрессионного анализа было установлено, что долговечность уплотнений и подшипниковых узлов исследованных насосов во многом зависит от долговечности их рабочих колес. В ходе исследований было установлено, что разбалансировка ротора насоса вследствие чрезмерного гидроабразивного износа рабочего колеса приводит также к деформации и излому вала. В основном остаточные деформации и разрушения характерны для валов отечественных пульповых насосов типов ГрАТ, ГрТ и Гр. Установлены наиболее нагруженные участки валов центробежных одноступенчатых насосов. Наиболее эффективными с точки зрения применения среди пульповых (грунтовых, шламовых и песковых) насосов являются пульповые насосы финской фирмы «Metso». При работе на высокоминерализованной воде (рассолах) наиболее хорошо зарекомендовали себя среди центробежных одноступенчатых насосов насосы типа «Х».

Ключевые слова: АК «АЛРОСА»; центробежные одноступенчатые насосы; износ; долговечность; рабочее колесо; вибрация; вал.

Как цитировать эту статью: Овчинников Н.П. Опыт эксплуатации центробежных одноступенчатых насосов в акционерной компании «АЛРОСА» // Записки Горного института. 2019. Т. 235. С. 65-69. DOI: 10.31897/PMI.2019.1.65

Введение. В акционерной компании «АЛРОСА» при добыче алмазосодержащего сырья и дальнейшего извлечения из него алмазов применяются как центробежные многоступенчатые (секционные), так и центробежные одноступенчатые насосы. Под последними следует понимать насосы двустороннего входа (далее – насосы типа «Д») и консольные насосы различного значения – пульповые и химические насосы (далее – насосы типа «Х»).

На горнодобывающих и горно-обогачительных объектах акционерной компании «АЛРОСА» центробежные одноступенчатые насосы (см. таблицу) используются для транспортирования различных натуральных жидкостей, а именно: минеральных пульп, рассолов и технологической воды [4, 7].

Исследованные одноступенчатые центробежные насосы акционерной компании «АЛРОСА»

Модель насосного оборудования	Место эксплуатации насосного оборудования
Насосы моделей КЕТО-F6131P-A05A, КЕТО-FAP14/12G-G и 12НДс	Сезонные обогащительные фабрики АО «Алмазы Анабара» (СОФ)
Насосы модели Гр 600-65	Обогащительная фабрика № 3, Мирнинский ГОК (ОФ № 3)
Насосы моделей Metso MM-150, Metso MM-200, Metso HM-200 и SPV 365-SP5	Обогащительная фабрика № 16, Нюрбинский ГОК (ОФ № 16)
Насосы моделей ГрАТ 1800-67, 1ГрТ 1600-50, Гр 600-65, ГрАТ 350-40, ГрАТ 225-67, Metso HM-100, Metso HM-200, Metso Vasa HD 507-150 и КЕТО-FAP 50А-С	Обогащительная фабрика № 12, Удачинский ГОК (ОФ № 12)
Насосы модели 12НДс	Цех хвостового хозяйства, Удачинский ГОК (ЦХХ)
Насосы моделей 1Д630-90 и 1Д500-63	Подземный кимберлитовый рудник «Мир»
Насосы модели X200-150-500	Подземный кимберлитовый рудник «Удачный»

Эти жидкости отличаются друг от друга по концентрации входящих в их состав твердых частиц, механическим свойствам твердых частиц, минерализации, водородному показателю рН и другим характеристикам. От указанных характеристик во многом зависят сроки службы деталей проточной части насосного оборудования, главным образом рабочих колес [1-17].

На рис.1 в виде гистограммы представлены средневзвешенные сроки рабочих колес T исследованных насосов.



Рис.1. Средневзвешенные сроки службы рабочих колес исследованных насосов

1 – отечественные грунтовые насосы, ОФ № 12; 2 – насосы фирмы КЕТО, СОФ; 3 – насосы фирмы КЕТО, ОФ № 12; 4 – отечественные грунтовые насосы, ОФ № 3; 5 – насосы фирмы Metso, ОФ № 16; 6 – насосы фирмы Metso, ОФ № 12; 7 – насосы модели 12НДс, ЦХХ; 8 – насосы модели Х200-150-500, подземный кимберлитовый рудник «Удачный»; 9 – насосы 12НДс, СОФ; 10 – насосы моделей 1Д630-90, 1Д500-63, подземный кимберлитовый рудник «Мир»

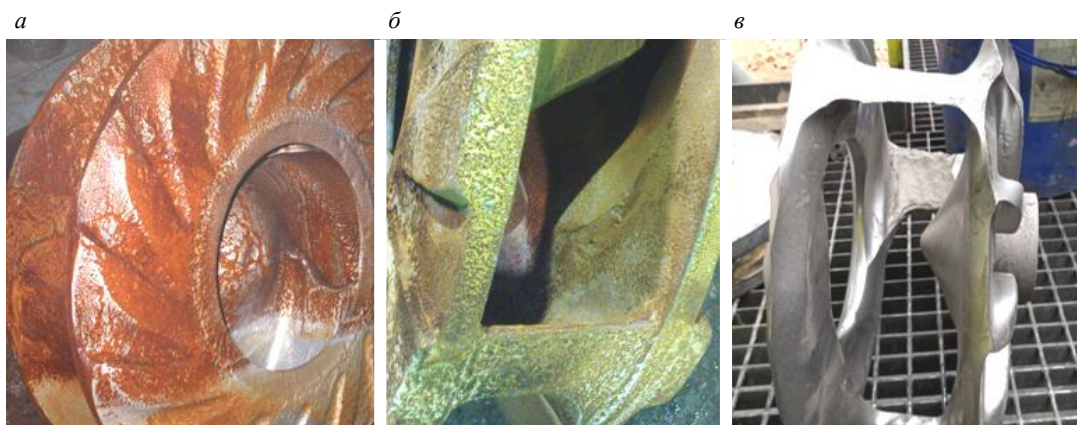


Рис.2. Интенсивный износ рабочих колес пульповых насосов: а – модели Гр 600-65 после 500 ч наработки; б – модели ГрАТ 1800-67 после 900 ч наработки; в – модели КЕТО-F6131P-A05A после 1150 ч наработки

Анализ производственных данных показал, что наиболее распространенной причиной выхода из строя рабочих колес исследованных одноступенчатых центробежных насосов является интенсивный гидроабразивный износ их дисков и лопаток. Среди исследованных насосов наиболее износостойкие рабочие колеса имеют пульповые финские насосы фирмы «Metso» [4].

На рис.2 наглядно показаны последствия гидроабразивного износа рабочих колес ряда отечественных и зарубежных пульповых насосов.

Как известно, гидроабразивный износ рабочего колеса кроме снижения гидравлических параметров центробежного одноступенчатого насоса также приводит к повышению вибрации его ротора вследствие разбалансировки [3, 8].

Практика показывает, что систематические прогибы роторов исследованных насосов способствуют ухудшению технического состояния их уплотнений (сальниковые, торцевые и динамические уплотнения) и подшипниковых узлов, вплоть до разрушения (рис.3) [1, 3, 7].



Рис.3. Разрушение сепаратора подшипника пульпового насоса модели ГрАТ 1800-67

В нашем случае, это подтверждают результаты статистической обработки производственных данных по отказам исследованных насосов.

На рис.4, а и б представлены экспериментальные зависимости средневзвешенных сроков службы уплотнительных элементов t_1 , а также подшипниковых узлов t_2 от средневзвешенных сроков службы рабочих колес T исследованных насосов и их аппроксимации с помощью линейной линии тренда.

Коэффициенты детерминации введенных уравнений линейной регрессии свидетельствуют, что между долго-

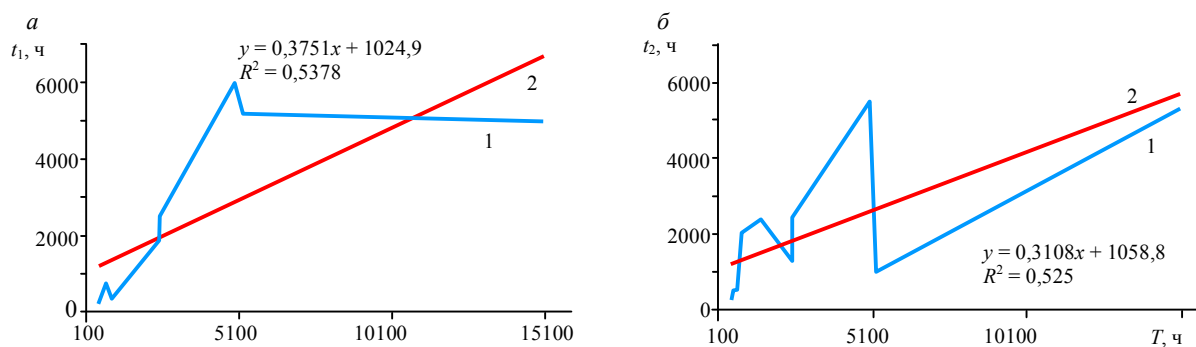


Рис.4. Линейная аппроксимация экспериментальных зависимостей: *a* – средневзвешенных сроков службы рабочих колес и уплотнительных элементов насосов; *б* – средневзвешенных сроков службы рабочих колес и подшипниковых узлов насосов
1 – экспериментальная зависимость; 2 – линия тренда

вечностью рассматриваемых деталей по шкале Чеддока имеются заметные прямые взаимосвязи. Стоит отметить, что полученные однофакторные уравнения линейной регрессии являются адекватными при уровне надежности $a = 0,1$ (F –значимость, в первом случае равна 0,016, во втором – 0,018).

Работа центробежного одноступенчатого насоса с сильно изношенным рабочим колесом со временем может привести к деформации или даже к излому (разрушению) вала [7, 8, 14].

Результаты наблюдений и опроса рабочего персонала акционерной компании «АЛРОСА» свидетельствуют, что вал центробежного насоса консольного типа в основном изгибается (вплоть до остаточной деформации), а режет и разрушается в зоне контакта посаженных на нем рабочего колеса и уплотнения; в меньшей доле случаев – в местах посадки уплотнения, а также втулочно-пальцевой полумуфты или шкива (рис.5, *a, б*). В свою очередь валу центробежного насоса типа «Д» свойственно изгибаться (вплоть до остаточной деформации), а режет и разрушаться в посадочных местах под рабочее колесо и втулочно-пальцевую полумуфту (рис.5, *в*).



Рис.5. Изломы валов центробежных одноступенчатых насосов:
a, б – пульповые насосы; *в* – насос типа «Д»

Проведенные результаты расчетов статической прочности валов центробежных одноступенчатых насосов консольного исполнения и типа «Д» показывают, что их проблемные участки являются концентраторами напряжений, что и объясняет предрасположенность валов деформироваться и разрушаться именно в этих местах (рис.6) [5, 14].

Практика показывает, что в акционерной компании «АЛРОСА» в редких случаях деформированные валы не заменяются и повторно используются (это вызвано лимитом ответственных деталей).

Повторное применение деформированных валов зачастую негативно сказывается на долговечности подшипниковых узлов и уплотнений исследованных насосов. Наименее надежным ви-

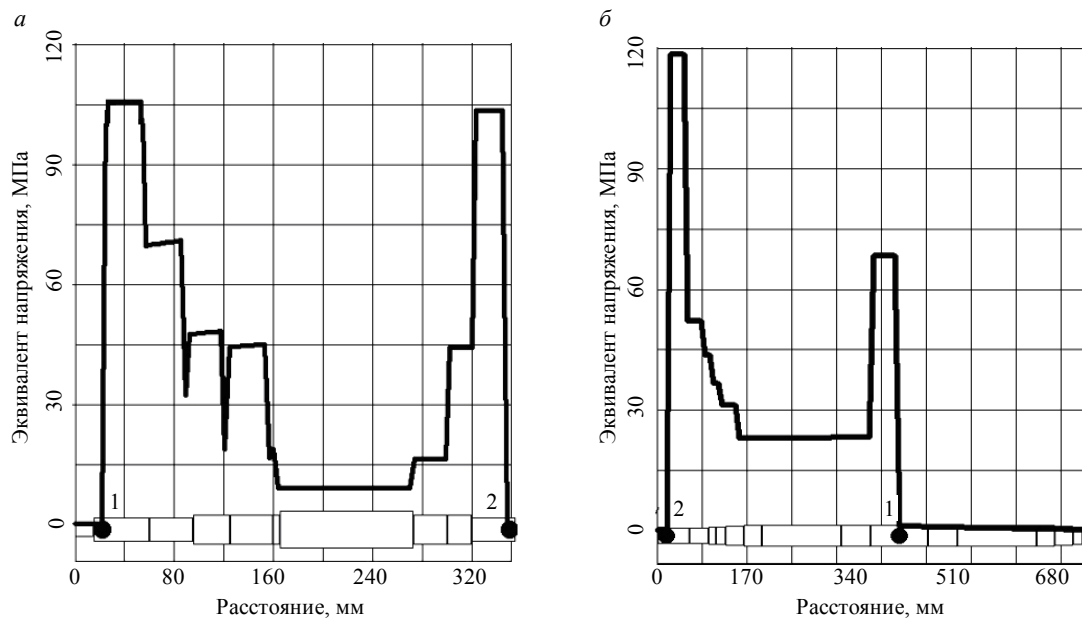


Рис.6. Результаты статистической прочности валов центробежных насосов: а – насос модели К8-18; б – насос модели Д200-36
1, 2 – посадочные места вала под рабочее колесо и полумуфту

дом уплотнения при работе насоса с валом такого рода является торцевое уплотнение. Остаточной деформации и разрушению в большей степени подвержены валы отечественных пульповых насосов, что объясняется большим у них вылетом вала.

На подземных кимберлитовых рудниках акционерной компании «АЛРОСА» дополнительные прогибы валов исследованных насосов, кроме изнашивания рабочих колес, также являются результатом засорения всасывающих трубопроводов последних. Это связано с постоянным заиливанием водосборников или результатом их работы в холостом режиме, что в свою очередь объясняется поломкой или отсутствием у них средств автоматики.

Согласно производственным данным, использование насосов типа «Д» при работе на рассолах является крайне нежелательным решением. Такая химически активная среда, как рассол, особенно негативно влияет на долговечность рабочих колес и лабиринтных колец насосов типа «Д». При работе на такой агрессивной к металлу среде среди исследованных центробежных одноступенчатых насосов хорошо зарекомендовали себя насосы типа «Х».

Как известно, эффективность использования машин различного назначения можно оценить через такой показатель, как коэффициент технического использования $K_{т.и.}$

На рис.7 представлены средневзвешенные значения коэффициента технического использования исследованных насосов. Как видно из рисунка, наиболее эффективными центробежными одноступенчатыми насосами, используемыми в акционерной компании «АЛРОСА», являются пульповые насосы фирмы «Metso» и отечественные насосы типа «Д», используемые в ЦХХ. Высокая эффективность использования последних объясняется щадящими характеристиками откачиваемой ими натурной жидкости – технологической воды. При работе на более агрессивной среде (рассолы) средневзвешенные значения коэффициента технического использования насосов типа «Д» уже определены.

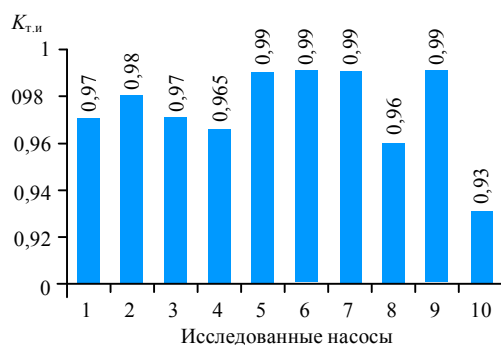


Рис.7. Средневзвешенные значения коэффициента технического использования насосов

1 – отечественные грунтовые насосы, ОФ № 12; 2 – насосы фирмы КЕТО, СОФ; 3 – насосы фирмы КЕТО, ОФ № 12; 4 – отечественные грунтовые насосы, ОФ № 3; 5 – насосы фирмы Metso, ОФ № 16; 6 – насосы фирмы Metso, ОФ № 12; 7 – насосы модели 12НДс, ЦХХ; 8 – насосы модели X200-150-500, подземный кимберлитовый рудник «Удачный»; 9 – насосы 12НДс, СОФ; 10 – насосы моделей 1Д630-90, ДЭ500-63, подземный кимберлитовый рудник «Мир»



Выводы

1. С помощью линейного корреляционно-регрессионного анализа доказано, что долговечность рабочих колес исследованных насосов определенно влияет на долговечность их уплотнений и подшипниковых узлов.
2. Наиболее эффективными с точки зрения применения среди исследованных пульповых насосов являются насосы фирмы «Metso».
3. Насосы типа «Д» эффективно используются лишь в том случае, когда перекачиваемая среда не столь агрессивна к металлу.
4. При откачке рассолов среди центробежных одноступенчатых насосов хорошо зарекомендовали себя насосы типа «Х».

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров В.И. Вибродиагностика технического состояния грунтовых насосов / В.И.Александров, Иржи Собега // Записки Горного института. 2016. Т. 218. С. 242-250.
2. Брусова О.М. К вопросу повышения срока службы грунтовых насосов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Серия Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2014. Т. 13. № 10. С. 98-106.
3. Заверткин П.С. Определение ресурса грунтового насоса в системах гидротранспорта рудных хвостов обогащения // Инновации на транспорте и в машиностроении: Сб. трудов III Международной научно-практической конференции / Санкт-Петербургский горный университет. 2015. С. 113-116.
4. Овчинников Н.П. Анализ работы шламовых насосов фирмы «Metso» в условиях гидротранспорта продуктов обогащения (на примере обогатительной фабрики № 16) / Н.П.Овчинников, М.А.Викулов // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 12. С. 73-75.
5. Овчинников Н.П. Исследование напряженно-деформированного состояния ротора насоса / Н.П.Овчинников, М.А.Викулов // Мир современной науки. 2013. № 2. С. 26-32.
6. Поветкин В.В. Гидроабразивный износ грунтовых и песковых насосов / В.В.Поветкин, В.П.Лем // Вестник Казахского национального технического университета. 2008. № 6 (69). С. 51-54.
7. Томский К.О. Использование биметаллических материалов в машинах и оборудовании горнодобывающих предприятий / К.О.Томский, О.О.Томский, М.С.Иванова // Горный журнал. 2017. № 10. С. 48-51.
8. Adam A. Resonance of torsional vibrations of centrifugal pump shafts due cavitation erosion of pump impellers / A.Adam, H.Adam, L.Mariusz // Engineering Failure Analysis. 2016. Vol. 70. P. 56-72.
9. Daulet bikuly O. Methods of increase of wear resistance and resource of operation of soil pumps / O.Daulet bikuly, K.D.Bay-jumanov // International Journal of Mathematics and Physics. 2015. Vol. 1. P. 4-7.
10. Improvement of the Abrasive Wear Resistance of Pump Shaft (AISI 316L stainless steel) by Salt Bath Nitriding / E.Ghelloudj, T.Hannachi Mohamed, H.Djebaili, Sifeddine Hafsaoui // Journal of Chemistry and Materials Research. 2017. Vol. 6. № 2. P. 58-63.
11. Kesler R. Considerations is selecting a positive displacement slurry pump // Mining World. 2016. Vol. 13 (4). P. 34-37.
12. 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.
13. Kranzler T. Improving pump materials for harsh environments / T.Kranzler, R.Arola // Sulzer Technical Review. 2013. Vol. 2. P. 10-12.
14. Ovchinnikov N.P. Operational Capability of an electric pump unit with new and worn rotor wheels // Power Technology and Engineering. 2017. Vol. 51. № 3. P. 298-302.
15. Patsera S. Feasible Ways To Improve The Durability Of The Pumps' Parts Operating With Hydroabrasive Mixtures / S.Patsera, V.Protsiv, V.Kosmin // Mechanics, Materials Science & Engineering. 2015. Vol. 1. P. 133-137.
16. Walker C.I. Slurry pump sideline wear: comparison of some laboratory and field results // Wear. 2001. Vol. 250. № 2. P. 81-87.
17. Wang W. Prognostic of slurry pumps based on a moving-average wear degradation index and a general sequential Monte Carlo method / W.Wang, P.W.Tse // Mechanical systems and signal processing. 2015. Vol. 56. P. 213-229.

Автор: Н.П.Овчинников, канд. техн. наук, доцент, ovchinnlar1986@mail.ru (Северо-Восточный федеральный университет им. М.К.Амосова, Якутск, Россия).

Статья поступила в редакцию 07.08.2018.

Статья принята к публикации 27.09.2018.