УДК 621.671.22

Установление предельного технического состояния пульпового насоса без разборки

Н.П.ОВЧИННИКОВ , В.В.ПОРТНЯГИНА, Б.И.ДАМБУЕВ*Северо-Восточный федеральный университет им. М.К.Аммосова, Якутск, Россия*

Северная часть территории Республики Саха (Якутия) богата многочисленными россыпными месторождениями алмазов. Данные месторождения разрабатываются горно-добывающей компанией «Алмазы Анабара», которая занимается извлечением алмазов на сезонных обогатительных фабриках при помощи различного технологического оборудования. Одним из ключевых видов оборудования является пульповый насос зарубежной фирмы «КЕТО». Работа пульповых насосов данной фирмы при обогащении алмазосодержащего сырья сопровождается интенсивным гидроабразивным изнашиванием их рабочих колес, срок службы которых обычно не превышает трех месяцев.

Практика показывает, что несвоевременная замена изношенного рабочего колеса может привести к аварийным поломкам уплотнительных элементов и подшипников, что объясняется сверхдопустимыми прогибами вала насосного оборудования, возникающими из-за значительной разбалансировки ротора.

Главной причиной поломок пульповых насосов на сезонных обогатительных фабриках компании «Алмазы Анабара» является невозможность оперативно идентифицировать их предельное техническое состояние, ключевым признаком наступления которого является предельный износ рабочего колеса.

Сезонные обогатительные фабрики компании «Алмазы Анабара» в настоящее время нуждаются в простом и в то же время достоверном диагностическом признаке достижения пульповыми насосами предельного технического состояния, идентификацию которого можно оперативно выполнить без их разборки и использования сложной аппаратуры, что очень важно при эксплуатации насосного оборудования в период короткого промыслового сезона на Крайнем Севере.

Ключевые слова: центробежные насосы; износ; рабочее колесо; деформация вала; отказы

Как цитировать эту статью: Овчинников Н.П. Установление предельного технического состояния пульпового насоса без разборки / Н.П.Овчинников, В.В.Портнягина, Б.И.Дамбуев // Записки Горного института. 2020. Т. 241. С. 53-57. DOI: 10.31897/PMI.2020.1.53

Введение. Северная часть территории Республики Саха (Якутия) богата россыпными алмазоносными месторождениями. Эти месторождения разрабатываются горно-добывающей компанией «Алмазы Анабара» (дочернее предприятие АК «АЛРОСА»).

Алмазы извлекаются из добытых на месторождениях песков на сезонных обогатительных фабриках (СОФ) при помощи различного технологического оборудования, работающего по принципу гравитационного обогащения минерала в воде. За транспортировку гидросмеси, образованной в ходе смешивания воды и песков, отвечают главным образом пульповые (гравийные и песковые) насосы фирмы «КЕТО» (рис.1).

Рис.1. Пульповые насосы фирмы «КЕТО» в процессе работы. Прииск Маят, июнь 2018 г.

Рис.2. Последствия работы пульповых насосов фирмы «КЕТО» на гидросмеси

По свидетельствам работников ряда СОФ, функционирование указанных насосов на гидросмеси сопровождается интенсивным гидроабразивным изнашиванием их рабочих колес, срок службы которых 1-3 мес. (рис.2).

Практика показывает, что несвоевременная замена изношенного рабочего колеса пульпового насоса может привести к аварийным поломкам его уплотнительных элементов и подшипников. Внеплановые отказы указанных деталей объясняются сверхдопустимыми прогибами (деформациями) вала насоса, возникающими из-за значительной разбалансировки ротора вследствие износа рабочего колеса [1-9].

Основной причиной аварийных поломок пульповых насосов на СОФ компании «Алмазы Анабара» является тот факт, что действующая система технического обслуживания и ремонта (ТОиР) насосного оборудования не позволяет оперативно идентифицировать его предельное техническое состояние, ключевым признаком наступления которого является достижение рабочим колесом предельного износа.

В настоящее время в компании «Алмазы Анабара» практикуется гибридная стратегия ТОиР насосного оборудования СОФ, сочетающая в себе стратегию планово-предупредительных ремонтов (ППР) и стратегию обслуживания по фактическому состоянию (ОФС).

Под первой стратегией ТОиР следует понимать ежемесячный вывод из эксплуатации насосного оборудования для проведения детальных визуальных осмотров с полной разборкой. Низкая эффективность таких плановых мероприятий продиктована двумя объективными причинами:

1. В насосах фирмы «КЕТО» в процессе эксплуатации изношенные детали заменяются не только на оригинальные (заводские), но и на взаимозаменяемые детали фирмы «Warman». Несмотря на практически полную взаимозаменяемость деталей пульповых насосов этих фирм, их износостойкость, а следовательно и долговечность, различаются. Таким образом, видно, что предельное техническое состояние пульповых насосов может наступать через относительно разное время наработки.

2. Опросы обслуживающего персонала ряда СОФ свидетельствуют о том, что монтаж резьбовых рабочих колес пульповых насосов фирм «КЕТО» и «Warman» сопровождается их систематическими повреждениями (микротрещины, деформации, сколы и т.д.) вследствие чрезмерной затяжки. Это является следствием относительно низкой квалификации обслуживающего персонала.

Сущность стратегии ОФС любого технологического оборудования заключается в проведении ремонтных работ только в том случае, когда хотя бы один из эксплуатационных параметров, характеризующих его техническое состояние, достигнет своего предельного уровня.

В условиях СОФ компании «Алмазы Анабара» таким первоочередным диагностическим параметром в настоящее время является частота вращения электродвигателя насоса. Практика показывает, что пульповые насосы обычно выводятся из эксплуатации в случае повышения номинальной частоты вращения их электродвигателей на 15 %. Согласно многочисленным наблюдениям за работой пульповых насосов, повышение первоначальной частоты вращения электродвигателя на 15 % обычно сопровождается сильной вибрацией в насосе, что свидетельствует о серьезных нарушениях в его работе.

В связи с тем, что для поломок насосного оборудования СОФ характерен куда меньший уровень вибрации, учитывать рассматриваемый диагностический признак наступления предельного технического состояния недостаточно корректно.

Отсутствие средств вибромониторинга в оснащении пульповых насосов СОФ, являющегося наиболее распространенным в производстве методом оперативного диагностирования фактического технического состояния различного оборудования, объясняется в работах [1, 2, 10, 11, 12]. Работники на СОФ принимаются только по краткосрочному трудовому договору, без гарантии трудоустройства на следующий промысловый сезон. Поэтому обучение основам вибродиагно-

стики меняющихся каждый год работников СОФ, скорее всего, не принесет ощутимого результата. К тому же оснащение всего имеющегося на СОФ насосного оборудования виброаппаратурой является достаточно затратным делом с точки зрения финансов.

В литературном источнике [1] отмечается, что при снижении напора пульпового насоса на 25 % и более его необходимо незамедлительно выводить из эксплуатации для производства капитального ремонта.

Изменение напора любого центробежного насоса проще всего отслеживать с помощью манометра, установленного на нагнетательной линии, так как существует очень высокая корреляция между напором и давлением на выходе из насоса.

Однако не стоит забывать, что падение напора вследствие гидроабразивного износа рабочего колеса центробежного насоса неизбежно приводит также к снижению его производительности. В свою очередь, снижение производительности центробежного насоса Q ведет к уменьшению рабочей скорости перекачиваемой гидросмеси [13]:

$$v = \frac{4Q}{3600\pi D^2}, \quad (1)$$

где D – внутренний диаметр пульпопровода.

При падении рабочей скорости гидросмеси ниже отметки критической скорости осаждения механических примесей начинается первичный этап заиливания пульпопроводов. Осевший ил способствует увеличению шероховатости проходного сечения пульпопровода, в связи с чем из-за роста гидравлических потерь в трубе происходит дальнейшее снижение напора и производительности пульпового насоса. Ухудшение гидравлических характеристик пульпового насоса ведет к росту толщины слоя осевшего ила в пульпопроводе. Таким образом, за очень короткий период работы насосного оборудования на гидросмеси может возникнуть полное закупоривание его нагнетательного пульпопровода. Следовательно, мониторинг технического состояния насоса через его давление на выходе в условиях работы на гидросмеси может сопровождаться серьезными погрешностями вследствие постепенного заиливания пульпопровода.

Практика показывает, что пульпопроводы насосного оборудования СОФ «Алмазы Анабара» практически никогда не заиливаются. Это объясняется тем, что напор пульповых насосов с течением времени практически не меняется. Постоянное поддержание номинального напора пульпового насоса обеспечивает наибольшую степень эффективности обогащения алмазосодержащего сырья в тяжелосредних гидроциклонах. Даже незначительное отклонение напора в ту или иную сторону может серьезно сказаться на эффективности обогащения.

Сохранение в течение относительно длительного периода времени номинального напора пульпового насоса в условиях интенсивного гидроабразивного изнашивания рабочего колеса обеспечивается за счет постепенного повышения числа оборотов его электродвигателя. Таким образом, диагностирование предельного технического состояния пульпового насоса целесообразно выполнять именно по частоте вращения его электродвигателя.

Целью настоящего исследования является установление и дальнейшее обоснование предельно допустимого повышения номинальной частоты вращения электродвигателя пульпового насоса, работающего в условиях интенсивного гидроабразивного изнашивания.

Методология. Согласно закону Р. Гука деформации ϵ большинства упругих тел (в том числе валов) прямо пропорциональны возникающим в них напряжениям:

$$\sigma = E\epsilon, \quad (2)$$

где E – модуль Юнга.

Из этого следует, что сверхдопустимые деформации вала пульпового насоса возникнут только в том случае, когда сконцентрированные в нем фактические напряжения превысят предельно допустимую отметку.

В соответствии с источником [14] валы центробежных насосов небезопасно эксплуатировать в случае роста напряжений $\sigma_{\max}$ в 1,8 раз и более:

$$K_v = \frac{\sigma_{\text{пр}}}{\sigma_{\max}} = 1,8, \quad (3)$$

Рис.3. Линейная зависимость $\sigma_{\max} = f(m)$ и ее аппроксимация линейной функцией
 R^2 – коэффициент достоверности

Рис.4. Линейная зависимость $H = f(m)$ и ее аппроксимация линейной функцией

Рис.5. Линейная зависимость $v_{\text{скз}}$ от n и ее аппроксимация линейной функцией

где K_v – коэффициент запаса прочности вала насоса; $\sigma_{\text{пр}}$, σ_{max} – предел выносливости и максимальное эквивалентное напряжение в конструкции вала при работе насоса.

Расчеты по эмпирической формуле, полученной авторами путем аппроксимации линейным трендом экспериментальной зависимости между σ_{max} и металлоемкостью рабочего колеса m центробежного насоса модели К8/18 (который по конструкции практически идентичен пульповым насосам), показали, что напряжения, возникающие в посадочном месте вала пульпового насоса под рабочее колесо (наиболее нагруженное место вала), достигнут предельного значения в случае, если $m = 76\%$ (рис.3) [15]. Под единицей по оси σ_{max} графика принимается максимальное эквивалентное напряжение, которое возникает в наиболее нагруженном месте вала насоса-имитатора при его работе с новым рабочим колесом ($m = 100\%$).

Таким образом, риск наступления внеплановых отказов подшипников и уплотнительных элементов пульповых насосов, используемых на сезонных обогатительных фабриках компании «Алмазы Анабара», значительно возрастет в случае снижения первоначальной массы рабочего колеса насоса на 24 % и более.

Согласно расчетам по второй выведенной авторами эмпирической формуле (рис.4), достижение металлоемкостью рабочего колеса m значения 76 % произойдет в случае, если текущий напор H пульпового насоса составит 81 % от номинального значения.

Другими словами, при снижении номинального напора пульпового насоса на 19 % и более его рекомендуется вывести из эксплуатации с целью производства ревизии [16].

Напор пульпового насоса повышается на 19 % при увеличении числа оборотов его электродвигателя на 9 %:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad (4)$$

где H_1 , H_2 – соответственно текущий и номинальный напор центробежного насоса; n_1 , n_2 – соответственно текущая и номинальная частота вращения электродвигателя центробежного насоса.

На основании этого, можно сделать вывод, что повышение номинальной частоты вращения электродвигателя на 9 % (в нашем случае с 2340 до 2551 об/мин) можно считать достоверным диагностическим признаком достижения пульповым насосом своего предельного технического состояния.

Увеличение числа оборотов электродвигателя при работе пульпового насоса с изношенным рабочим колесом может привести к большей нагруженности вала из-за повышения вибрационного уровня ротора насоса. Впоследствии это может негативно отразиться на его надежности.

Расчеты по эмпирической формуле (рис.5), выведенной на основе обработки методами математической статистики экспериментальных исследований, которые были проведены на сверлильном станке (имитирует электронасосный агрегат) с неуравновешенным рабочим органом (имитирует изношенное рабочее колесо), показали, что повышение оборотов n с 2340 до 2551 об/мин на среднеквадратичное значение (СКЗ) виброскорости $v_{СКЗ}$ ротора пульпового насоса практически не повлияет.

Выводы. По результатам проведенных авторами научных исследований был установлен и обоснован оперативный диагностический признак достижения пульповым насосом предельного технического состояния, который можно быстро идентифицировать без разборки насоса и использования сложной аппаратуры, что очень важно в период короткого промывочного сезона на Крайнем Севере.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров В.И. Вибродиагностика технического состояния грунтовых насосов / В.И.Александров, И.Собота // Записки Горного института. 2016. Т. 218. С. 242-250.
2. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, Г.Б.Иосилевич. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
3. Бруслова О.М. К вопросу повышения срока службы грунтовых насосов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2014. Т. 13. № 10. С. 98-106.
4. Овчинников Н.П. Прочностной расчет вала насоса с изношенным рабочим колесом // Вестник Мордовского университета. 2017. Т. 27. № 4. С. 592-606.
5. Овчинников Н.П. О повышении надежности насосного оборудования промышленных предприятий // Гидротехническое строительство. 2018. № 8. С. 49-52.
6. ООО «Сапропель». Режим движения пульпы и основы расчета гидротранспортировки грунта. URL: <http://sapropel.info/gidromehanizatsiya-pri-namyve-stroitelnyh-ploshhadok-gruntovyh-sooruzhenij-plyazhej/razdel-3-gidravlicheskaya-transportirovka-razrabatyvaemogo-grunta/3-1-rezhim-dvizheniya-pulpy-i-osnovy-rascheta-gidrotransportirovki-grunta/> (дата обращения 20.02.2019).
7. Поветкин В.В. Гидроабразивный износ грунтовых и песковых насосов / В.В. Поветкин, В.П. Лем // Вестник Казахского национального технического университета им. К. И. Сатпаева. 2008. № 6 (69). С. 51-54.
8. Adamkowski A. Resonance of torsional vibrations of centrifugal pump shafts due cavitation erosion of pump impellers / A.Adamkowski, A.Henke, M.Lewandowski // Engineering Failure Analysis. 2016. Vol. 70. P. 56-72. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2016.07.011
9. Dauletbekuly O. Methods of increase of wear resistance and resource of operation of soil pumps / O.Dauletbekuly, K.D.Baijyumanov // International Journal of Mathematics and Physics. 2015. Vol. 6. № 1. P. 4-7.
10. Fabian S. Experimental measurement and examination of independent and combined interaction of vibrodiagnostic and tribotechnical methods pump impellers / S.Fabian, P.Čačko // Applied Mechanics and Materials. 2013. Vol. 308. P. 51-56. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.308.51
11. Galka T. Influence of load and interference in vibration-based diagnostics of rotating machines // Advances and applications in mechanical engineering and technology. 2011. Vol. 3. № 1/2. P. 1-19.
12. Improvement of the abrasive wear resistance of pump shaft (AISI 316L stainless steel) by salt bath nitriding / E.Ghelloudj, M.T.Hannachi, H. Djebaili, S.Hafsaoui // Journal of Chemistry and Materials Research. 2017. Vol. 6. № 2-3. P. 58-63.
13. Kesler R. Considerations in selecting a positive displacement slurry pump // Mining World. 2016. Vol. 13. Iss. 4. P. 34-37.
14. 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. DOI: 10.1108/00368790710723106
15. Turbine blade vibration measurement methods for turbocharges / G.Janicki, A.Pezouvanis, B.Mason, M.K.Ebrahimi // American Journal of Sensor Technology. 2014. Vol. 2. № 2. P. 13-19.

Авторы: Н.П.Овчинников, канд. техн. наук, доцент, ovchinlar1986@mail.ru (Северо-Восточный федеральный университет им. М.К.Аммосова, Якутск, Россия), В.В.Портнягина, канд. техн. наук, главный инженер НОЦ «Геотехнологии Севера» (Северо-Восточный федеральный университет им. М.К.Аммосова, Якутск, Россия), Б.И.Дамбуев, аспирант (Северо-Восточный федеральный университет им. М.К.Аммосова, Якутск, Россия).

Статья поступила в редакцию 13.03.2019.

Статья принята к публикации 15.04.2019.