

## ОБЛАДНАННЯ ТА РЕМОНТИ

УДК 621.65:621.822

© Кравченко В.М.<sup>1</sup>, Сидоров В.А.<sup>2</sup>, Буцукин В.В.<sup>3</sup>

### АНАЛИЗ ПРИЧИН ПОВРЕЖДЕНИЯ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА ВАЛА ШЛАМОВОГО НАСОСА

*Изложены результаты анализа повреждений подшипников шламового насоса, намечены мероприятия по комплексной технической диагностике состояния насоса с целью выявления причин преждевременного выхода из строя подшипников приводного вала.*

**Ключевые слова:** насос шламовый, подшипники, отказ, контроль технического состояния, диагностика

*Кравченко В.М., Сидоров В.А., Буцукин В.В. Аналіз причин пошкодження підшипникового вузла вала шламового насоса. Викладені результати аналізу пошкоджень підшипників шламового насоса, намічені заходи щодо комплексної технічної діагностики стану насоса з метою виявлення причин передчасного виходу з ладу підшипників його приводного валу.*

**Ключові слова:** насос шламовий, підшипники, відмова, контроль технічного стану, діагностика

*V.M. Kravchenko, V.A. Sidorov, V.V. Butsukin. Analysis of reasons of damage bearing to the knot of vала of sludger. In this article analyzed were the results of analysis of damages of a sludge pump bearings. Measures were prescribed, aimed at a complex technical diagnostics of pumps state in order to reveal the reasons of premature rejects of the driving shaft bearings.*

**Keywords:** slush pump, bearings, refuse, control of the technical state, diagnostics.

**Постановка проблемы.** Опыт эксплуатации шламового насоса, установленного в технологической линии Центральной обогатительной фабрики одного из угледобывающих предприятий показал низкую эксплуатационную надежность узла подшипников приводного вала. Осмотр демонтированного узла показал, что выход из строя подшипникового узла приводного вала обусловлен, в первую очередь, неработоспособным состоянием роликового двухрядного сферического подшипника, расположенного со стороны муфты, связывающей вал с электродвигателем [1]. Однако установить точную причину указанного отказа на тот момент не удалось. В указанной работе отмечено, что предполагаемой причиной повреждения является неверная выставка рабочего колеса относительно корпуса при сборке насоса. Для определения точной причины преждевременного выхода из строя подшипника отмечена необходимость выполнить анализ вибрационных и температурных параметров насоса в режиме реальной эксплуатации с последующим сопоставлением их с нормативными значениями [1].

**Анализ последних исследований и публикаций.** На основе анализа публикаций [2-4], в [1] был сделан вывод о том, что для установления причины низкой эксплуатационной надежности узла подшипников приводного вала шламового насоса необходимо организовать наблюдение за работой машины в производственных условиях по заранее разработанной программе, позволяющей учесть индивидуальные особенности её эксплуатации.

**Цель статьи** – изложить результаты исследования теплового режима работы вышеуказанного насоса в производственных условиях.

**Изложение основного материала.** В результате первичного осмотра [1] было установ-

<sup>1</sup> д-р техн. наук, профессор, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь

<sup>2</sup> канд. техн. наук, доцент, ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк

<sup>3</sup> канд. техн. наук, доцент, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь

лено, что шламовый насос технологической линии Центральной обогатительной фабрики одного из угледобывающих предприятий, выведенный из эксплуатации из-за существенной вибрации и шума при работе, обнаруженных органолептическими методами, имел явно выраженный дефект подшипникового узла приводного вала, передающего вращение от электродвигателя к колесу насоса (рисунок 1). Подробно конструкция описана ранее [1].

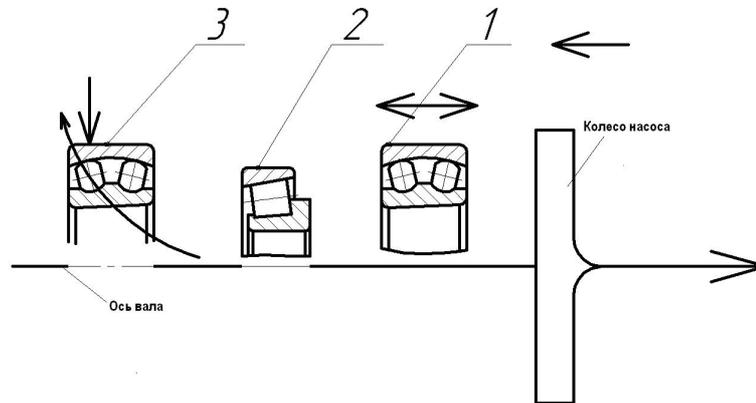


Рис. 1 – Схема подшипникового узла вала шламового насоса

Первичный осмотр, выполненный после демонтажа остановленного насоса, показал, в целом, отсутствие значительных механических повреждений или следов коррозии на беговых дорожках и телах качения, а также существенных деформаций внутренних, наружных колец и сепараторов в подшипниках, обозначенных на рисунке 1 соответственно позициями 1 и 2. Зазоры в этих подшипниках находились в пределах нормативного значения. Изложенное позволило сделать вывод о правильном монтаже и эксплуатации этих подшипников [1].

Самоустанавливающийся двухрядный роликоподшипник 3 (левый по схеме рисунка 1) находился в неработоспособном состоянии – износ, деформации и сколы элементов, а также следы схватывания были выявлены на беговых дорожках внутреннего и наружного колец и на роликах подшипника, сепаратор подшипника был практически разрушен [1].

Выявленная при разборке дефектного узла картина износа и разрушения элементов подшипника 3 по рисунку 1 при работоспособных подшипниках 1 и 2, свидетельствует о воздействии на узел приводного вала насоса существенной нагрузки, обратной по отношению к расчетной, что может иметь место при неправильном монтаже узла. В соответствии с известными рекомендациями [3] определен план проведения исследования температурного режима и виброактивности шламового насоса в реальных эксплуатационных условиях.

На первом этапе исследования были определены паспортные данные насоса (мощность приводного двигателя – 110 кВт, частота вращения – 1000 об/мин.) и подшипников, образующих узел по рисунку 1. Подшипники 1 и 3 – роликовые сферические двухрядные 22320Е. Размеры  $d = 100$  мм;  $D = 215$  мм;  $B = 72$  мм. Динамическая грузоподъемность  $C = 815$  кН. Статическая грузоподъемность  $C_0 = 950$  кН. Подшипник 2 по рисунку 1 – упорный сферический роликовый 29322Е. Размеры  $d = 110$  мм;  $D = 190$  мм;  $H = 48$  мм. Динамическая грузоподъемность  $C = 610$  кН. Статическая грузоподъемность  $C_0 = 1730$  кН. Анализ нагруженности подшипникового узла показал, что на роликовые сферические двухрядные подшипники действует радиальная нагрузка 2000 Н, а на роликовый упорный сферический подшипник – осевая нагрузка в 1000 Н. Определенное по известной методике [5] количество тепла, выделяемого в подшипниковых узлах, оказалось сопоставимо с определенной по [6] возможной теплоотдачей корпуса узла в окружающую среду. Расчет температуры корпуса насоса показал, что при допустимом перегреве корпуса – не более 40°C над температурой окружающей среды, температура корпуса насоса может быть как допустимой – при перегреве на 10°C, так и почти предельной – при перегреве на 32°C. В связи с изложенным сделан вывод о том, что выбор системы смазывания подшипников окунанием, принятый изготовителем насоса, является рациональным решением и не может привести к возникновению выявленных при разборке узла дефектов. Для проверки данного вывода проведено измерение температуры в течение 420 минут через каждые 10 ми-

нут) в контрольных точках ходовой части и станины работающего в нормальном режиме шлангового насоса из числа установленных на фабрике. Температура измерялась бесконтактным пирометром в точках корпуса приводного вала, соответствующих расположению середины наружных колец подшипников 1 – 3 по рисунку 1 (точки 1-3 соответственно), а также по оси станины вала насоса со стороны электродвигателя (точка 4), колеса насоса (точка 5) и по радиусу корпуса вала в средней части станины (точка 6). Точки 1, 2 и 3 расположены в одном корпусе. Точка 4 расположена на периферии механизма и охлаждается внешними воздушными потоками. Точки 5 и 6 относительно закрыты для теплообмена с окружающей средой корпусными деталями насоса.

Анализ полученных данных показал, что механизм прогрелся на 300 минуте эксперимента. Начальные и конечные значения температур, зафиксированные в ходе эксперимента, приведены в таблице.

Таблица

Результаты замера температуры в контрольных точках насоса

Время, мин	Точка 1	Точка 2	Точка 3	Точка 4	Точка 5	Точка 6
10	24,1	23,9	24,7	24,1	24,1	22,1
300	46,9	49,4	48,4	31,4	40,4	39,8
420	49,3	51,1	50,5	33,2	40,9	41,8

Приведенные в таблице 1 результаты замера температуры в реальных условиях эксплуатации (температура окружающего насос воздуха за время эксперимента колебалась в диапазоне 17 - 18°C) хорошо соотносятся с результатами ранее выполненного теплового расчета подшипникового узла насоса. Скорость изменения температуры по основным точкам ходовой части – точкам 1-3 составляла до 0,35°C/мин. Это не превышает допустимого значения 0,5°C/мин и свидетельствует об удовлетворительном состоянии исследованного механизма.

При этом следует отметить, что наибольшие установившиеся температуры корпуса вала насоса зафиксированы в точках 2 и 3, соответствующей месту установки в корпусе вала, соответственно, упорного сферического подшипника 2 и выходящего из строя роликового двухрядного сферического подшипника 3 (рисунок 1). Как и следовало ожидать, низшая температура была зафиксирована в точке 4, хорошо охлаждаемой внешними воздушными потоками, а относительно закрытые для теплообмена окружающими конструкциями точки 5 и 6, оказались средними по температурной нагруженности, зафиксированной во время исследования.

Зависимость изменения температуры от времени носит нелинейный характер и достоверно описывается полиномом второй степени. Колебания скорости изменения температуры имеют апериодический характер, связанный с изменениями условий внешней теплоотдачи. В качестве примера на рисунке 2 показаны зависимости изменения температуры в контрольной точке 3 насоса во время испытаний, а также скорость изменения температуры. На рисунках показаны уравнения линий тренда и значение достоверности аппроксимации.

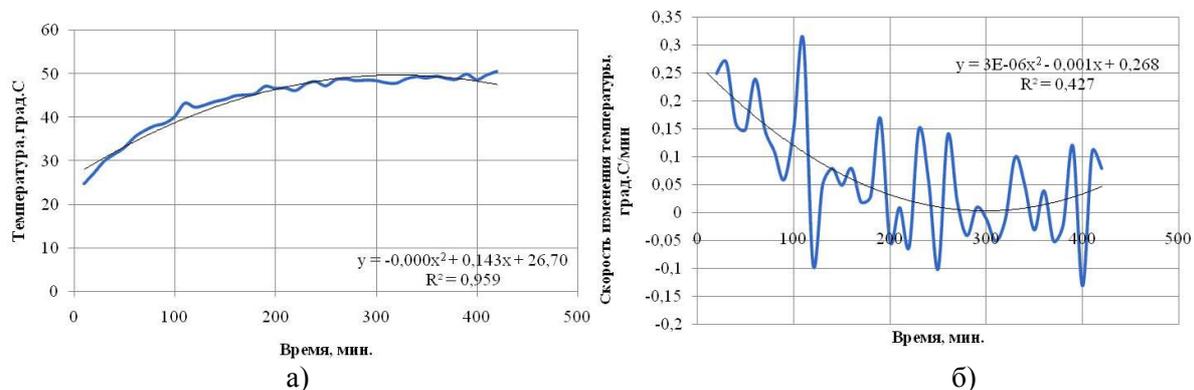


Рис. 2 – Зависимость изменения температуры (а), скорость изменения температуры (б) в контрольной точке 3 насоса во время испытаний

Относительно высокие значения зафиксированной температуры в зоне выходящего из строя подшипника 3 (рисунок 1), свидетельствуют о существенной нагруженности этого узла (как и смежных подшипников 1 и 2) при работе насоса, эксплуатационные показатели и состояние которого на момент испытания были признаны механослужбой предприятия вполне удовлетворительными, не требующими осуществления ремонтных воздействий. Зафиксированное превышение температуры корпуса в зоне установки указанных подшипников близко к допусжаемому значению, составляющему не более 40°C над температурой окружающей среды. Полученные результаты не позволяют однозначно определить причину ускоренного вывода из строя подшипника 3 (рисунок 1), зафиксированную в практике эксплуатации подобных насосов.

#### **Выводы**

1. Результаты исследования теплового режима узла приводного вала шламowego насоса, показавшего низкую эксплуатационную надежность, свидетельствуют об относительно высокой нагруженности подшипниковых узлов вала насоса, остающейся, впрочем, для исследованного насоса в пределах нормативных значений.
2. Для определения точной причины преждевременного выхода из строя подшипника необходимо выполнить исследование вибрационных параметров насоса в режиме реальной эксплуатации с последующим сопоставлением их с нормативными значениями.

#### **Список использованных источников:**

1. Кравченко В.М., Сидоров В.А., Буцукин В.В. Особенности повреждения подшипникового узла вала шламowego насоса. - Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки: Зб. наук. праць. – Маріуполь: ПДТУ, 2011. – Вип. 22. – С. 236 – 240.
2. Элькин И.Л. Испытания угледобывающих машин / И.Л. Элькин, С.С. Казаков, Г.Е. Шевченко. – М.: Недра, 1980. – 287 с.
3. Кравченко В.М. Техническое обслуживание и диагностика промышленного оборудования / В.М. Кравченко. – Донецк: ООО «Юго – Восток Лтд», 2004. – 504 с.
4. Гребеник В.М. Повышение надёжность металлургического оборудования / В.М. Гребеник, А.В. Гордиенко, В.К. Цапко. – М.: Металлургия, 1988. – 688 с.
5. Михеев И.И., Попов Г.И. Смазка заводского оборудования. М.: «Машиностроение», 1987. – 212 с.
6. Седуш В.Я. Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин. – К.: НМК ВО, 1992. – 368 с.

#### **Bibliography:**

1. Kravchenko V.M., Sidorov V.A., Butsukin V.V. Osobennosti povrezhdeniya podshipnikovogo uzla vala shlamovogo nasosa. - Visnik Priazovskogo derzhavnogo tehnicnogo universitetu. Seriya: Tehnichni nauki: Zb. nauk. prats. – Mariupol: PDTU, 2011. – V. 22. – P. 236 – 240. (Rus.)
2. Elkin I.L. Ispytaniya ugledobyivayuschih mashin / I.L. Elkin, S.S. Kazakov, G.E. Shevchenko. – M.: Nedra, 1980. – 287 p.(Rus.)
3. Kravchenko V.M. Tehnicheskoe obsluzhivanie i diagnostika promyishlennogo oborudovaniya / V.M. Kravchenko. – Donetsk: ООО «Yugo – Vostok Ltd», 2004. – 504 p. (Rus.)
4. Grebenik V.M. Povyishenie nadyozhnost metallurgicheskogo oborudovaniya / V.M. Grebennik, A.V. Gordienko, V.K. Tsapko. – M.: Metallurgiya, 1988. – 688 p. (Rus.)
5. Miheev I.I., Popov G.I. Smazka zavodskogo oborudovaniya. M.: «Mashinostroenie», 1987. – 212 p. (Rus.)
6. Sedush V.Ya. Nadezhnost, remont i montazh metallurgicheskikh mashin. – K.: NMK VO, 1992. – 368 p. (Rus.)

Рецензент: В.В. Суглобов  
д-р техн. наук, проф., ГВУЗ «ПГТУ»

Статья поступила 01.09.2011