

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ НА НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ ВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКИ*

А.Г. Никитин, д.т.н., профессор

К.А. Чайников, аспирант

Сибирский государственный индустриальный университет (Новокузнецк, Россия)

Аннотация. Описано влияние вибрационного воздействия, возникающего из-за наличия зазоров в подшипниках скольжения, на надежность работы валковых дробилок. Приведена конструкция упругого пневматического устройства для выборки зазоров в подшипниках скольжения при работе валковой дробилки и экспериментально доказано снижение уровня вибрации за счет устранения зазоров.

Ключевые слова: надежность, валковая дробилка, зазор, вибрация, упругий пневматический элемент, подшипник скольжения.

E-MAIL: nikitin1601@yandex.ru

Одним из основных показателей качества дробилок, характеризующих технический уровень и конкурентоспособность, является их надежность и долговечность в условиях эксплуатации, что количественно оценивается отсутствием отказов в процессе работы при получении на машине готовой продукции [1]. Очевидно, что чем меньше продолжительность простоев машины на устранение отказа, тем выше ее производительность.

Среди многочисленных технических причин относительно кратковременных, но достаточно частых простоев в условиях эксплуатации валковых дробилок значительное место занимают простои, связанные с заменой вкладышей подшипников скольжения из-за их износа.

Быстрый износ вкладышей – результат не только контактного трения между цапфами валков и вкладышами, но и действия динамических сил. Последние являются источником вибраций машины, шума, преждевременной разладки резьбовых соединений и поломок деталей. Причиной поломок деталей служит увеличение числа циклов нагружений из-за знакопеременной нагрузки, возникающей при вибрации, что приводит к уменьшению их усталостной прочности.

Динамические силы, возникающие при работе валковых дробилок, обусловлены наличием зазора в кинематической паре сопряжения звеньев (цапфы и вкладыша подшипника) и дискретных значений скоростей относительного перемещения звеньев внутри зазоров подшипников скольжения.

На узлы и детали валковых дробилок в процессе эксплуатации действуют динамические силы от ударных нагрузок, возникающих при сбросе нагрузки,

когда с предварительно упруго деформированной механической системы снимают вынуждающую (технологическую) силу при освобождении зоны дробления валковой дробилки. Это происходит из-за того, что под действием силы технологического сопротивления цапфа валка прижата к поверхности вкладыша подшипника, расположенной на противоположной стороне от зоны дробления, а после снятия силы технологического сопротивления цапфа под действием сил упругости перемещается в противоположную сторону на величину зазора, ударяясь о вкладыш [2]. При этом происходит перебег зазора с последующими, затухающими по силе за счет демпфирования, отскоками. Возникающая динамическая (ударная) сила приводит к возбуждению упругих колебаний (в дальнейшем – вибраций) механической системы: валков, подшипников, подшипниковых корпусов, станины и так далее.

Зазоры в кинематических парах (их наличие обязательно для обеспечения подвижности звеньев) с ростом продолжительности эксплуатации валковых дробилок постепенно увеличиваются, что приводит к уменьшению точности получаемого готового продукта (изменение фракционного состава), а также повышению дополнительных динамических сил.

Таким образом, надежная работа машины во многом зависит от создания условий, обеспечивающих беззазорный контакт сопряженных звеньев. На практике эту задачу традиционно решают применением либо конических сопряженных поверхностей [3], что вызывает сложности при их изготовлении, либо систем с пружинным поджатием полуштуков подшипников скольжения [4]. Однако стальные пружины обладают малой демпфирующей способностью, их параметры изменяются с течением времени, что требует постоянного контроля за их состоянием. Кроме того, пружинными

* Работа выполнена в соответствии с государственным контрактом Министерства образования и науки № 7.4662.2011.

элементами невозможно создать автоматические или автоматизированные системы управления устройствами для выборки зазоров. Изложенное выше обуславливает необходимость разработки конструктивных мероприятий для создания беззазорного соединения элементов кинематических пар.

Исследования показали, что необходимый эффект можно получить путем применения малогабаритных упругих пневматических элементов (рис. 1), встраиваемых в кинематическую пару [5]. Постоянно воздействуя на подвижный корпус с закрепленным на нем антифрикционным вкладышем, упругий элемент выбирает зазор между цапфой и вкладышем. Устанавливается он со стороны, противоположной действию силы технологического сопротивления на подшипник, что способствует не только выбору зазора в сочленении, но и обеспечивает компенсацию износа вкладыша. Вели-

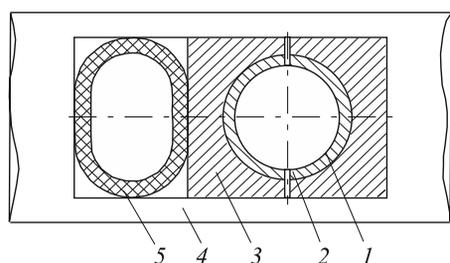


Рис. 1. Схема опоры с упругим пневматическим элементом:
1 – цапфа; 2 – вкладыш; 3 – подвижная полуопора; 4 – станина;
5 – упругий пневматический элемент

чина избыточного давления внутри упругого элемента задается такой, чтобы в результате возникновения сил упругости, действующих на цапфу после сброса сил технологического сопротивления, не происходило раскрытия зазора в сочленении. Жесткость упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, определяется соотношением [6] $C = \frac{\pi l p_0}{2}$, в котором l – длина цилиндра; p_0 – величина избыточного давления.

Эксперименты проводили на исследовательской установке, представляющей собой одновалковую дробилку [7]. Уровень вибрации оценивали косвенно через значения ускорений станины, в которой установлены акселерометры в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Опыты показали, что при наличии зазоров в подшипниках скольжения уровень ускорений в горизонтальной плоскости (рис. 2, а) составляет при холостых ходах $0,4 - 0,5 \text{ м/с}^2$. Под действием сил технологического сопротивления (в процессе однократного дробления) и при их сбросе возникают пики ускорений величиной по модулю до 5 м/с^2 , а в вертикальной плоскости (рис. 3, а) – соответственно $0,3 - 0,4$ и $1,5 - 2,0 \text{ м/с}^2$. Если зазоры в опорах выбраны с помощью упругих пневматических устройств, то в горизонтальной плоскости при холостых ходах уровень ускорений уменьшается незначительно и составляет $0,3 - 0,4 \text{ м/с}^2$, а в процессе дробления и при сбросе нагрузки величина ускорений значительно мень-

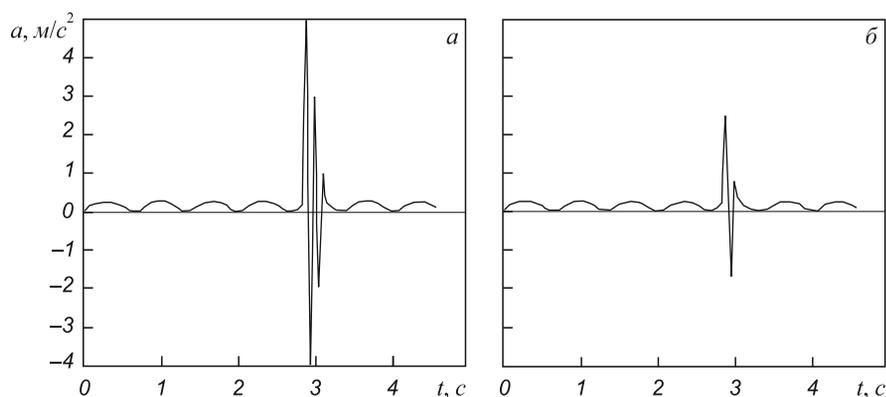


Рис. 2. Оциллограммы ускорений станины в горизонтальной плоскости:
а – при наличии зазоров в опоре; б – при выбранных зазорах

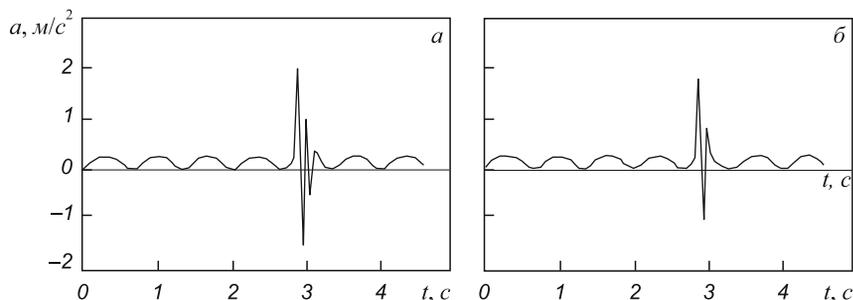


Рис. 3. Оциллограммы ускорений станины в вертикальной плоскости:
а – при наличии зазоров в опоре; б – при выбранных зазорах

ше, чем при работе подшипников с зазорами и составляет $2,0 - 2,5 \text{ м/с}^2$ (рис. 2, б). В вертикальной плоскости выборка зазоров практически не влияет на уровень ускорений (рис. 3, б). Очевидно, что чем ниже уровень ускорений, возникающих при работе валковой дробилки, тем меньше уровень вибрации машины.

Следует отметить, что затухание ускорений при наличии зазоров в подшипниках при сбросе нагрузки происходит за 3 – 4 периода колебаний, в то время как при использовании устройств для выборки зазоров затухание происходит практически сразу, что свидетельствует о высокой демпфирующей способности упругих пневматических элементов.

Выводы. Определено влияние вибрационного воздействия, возникающего из-за наличия зазоров в подшипниках скольжения, на надежность работы валковых дробилок. Описана конструкция упругого пневматического устройства для выборки зазоров в подшипниках скольжения при работе валковой дробилки и экспери-

ментально доказано снижение уровня вибрации за счет устранения зазоров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гребенник В.М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования. – М.: Металлургия, 1980. – 343 с.
2. Никитин А.Г., Чайников К.А., Зиновьева Е.В. // Изв. вуз. Черная металлургия. 2011. № 10. С. 46, 47.
3. Орлов П.И. Основы конструирования. Т. 1. – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.
4. Живов Л.И., Колесник Ф.И., Мишанин В.Г., Булат В.И. // Кузнечно-штамповочное производство. 1974. № 5. С. 29 – 31.
5. Пат. 2453371 РФ. Валковая дробилка / Никитин А.Г., Сахаров Д.Ф., Чайников К.А., Прилукова Н.З. // Открытия. Изобретения. 2012. № 17.
6. Никитин А.Г., Чайников К.А., Реморов В.Е., Живого Э.Я. // Изв. вуз. Черная металлургия. 2012. № 4. С. 68 – 70.
7. Никитин А.Г., Сахаров Д.Ф. // Изв. вуз. Черная металлургия. 2011. № 6. С. 53.

© 2014 г. А.Г. Никитин, К.А. Чайников
Поступила 16 декабря 2013 г.

THE INFLUENCE OF GAPS IN BEARINGS ON THE RELIABILITY OF THE ROLL CRUSHER

A.G. Nikitin, Dr. Eng., Professor
K.A. Chaynikov, Postgraduate

Siberian State Industrial University (Novokuznetsk, Kemerovo region, Russia)

E-MAIL: nikitin1601@yandex.ru

Abstract. The article describes the vibrational impact arising due to the presence of gaps in bearings, as well as the affect on the reliability of the roll crushers. The design of the elastic pneumatic device for sampling gaps in bearings when working roll crushers is described and the reduction of vibration level by eliminating the gaps is proved experimentally.

Keywords: reliability, roll crusher, gaps, vibration, pneumatic elastic element, bearings.

REFERENCES

1. Grebennik V.M., Tsapko V.K. *Nadyozhnost' metallurgicheskogo oborudovaniya* (The reliability of metallurgical equipment). Moscow: Metallurgiya, 1980. 343 p.
2. Nikitin A.G., Chaynikov K.A., Zinov'eva E.V. *Izv. vuz. Chernaya metallurgiya*. 2011. № 10. Pp. 46, 47.
3. Orlov P.I. *Osnovi konstruirovaniya. T. 1.* (Basics for the design. Vol. 1.). Moscow: Mashinostroenie, 1988. 560 p.
4. Zhivov L.I., Kolesnik F.I., Mishchanin V.G., Bulat V.I. *Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo*. 1974. № 5. Pp. 29 – 31.
5. Pat. 2453371 RF. *Valkovaya drobilka / Nikitin A.G., Sakharov D.F., Chaynikov K.A., Prilukova N.Z.* (Roller crusher). *Otkritiya. Izobreteniya*. 2012. № 17.
6. Nikitin A.G., Chaynikov K.A., Remorov V.E., Zhivago Ed.Ya. *Izv. vuz. Chernaya metallurgiya*. 2012. № 4. Pp. 68 – 70.
7. Nikitin A.G., Sakharov D.F. *Izv. vuz. Chernaya metallurgiya*. 2011. № 6. P. 53.

Received December 16, 2013