

DOI: 10.12737/article_5968b452949f45.55248715

Федоренко М.А., д-р техн. наук, проф.,
Бондаренко Ю.А., д-р техн. наук, проф.,
Погонин А.А., д-р техн. наук, проф.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

СМЕЩЕНИЕ ОСИ КРУПНОГАБАРИТНОГО ВАЛА В ПРОЦЕССЕ ЕГО РЕМОНТА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

kdsm2002@mail.ru

В горной, химической и различных других отраслях промышленности используют оборудование, которое характеризуется большими габаритными размерами, частности диаметром и большой массой.

Одним из определяющих факторов повышения работоспособности и надежности крупногабаритного оборудования являются точность и качество его монтажа, профилактические своевременные ремонты, замена исчерпавших свой ресурс узлов и деталей. Все эти мероприятия следует выполнять в процессе эксплуатации оборудования, так как его простои приводят к большим материальным затратам. Остановка одного из агрегатов, который входит в состав технологического комплекса, может прервать технологическую цепь производства, что приводит к остановке всего оборудования.

Ключевые слова: вал, цапфа, мельниц, восстановление, крупногабаритные детали, оборудование, подшипник.

Введение. Наружные и внутренние поверхности деталей, как цилиндрические, торцевые, так и зубчатые можно обрабатывать на приставных станках. Наиболее высокие требования по точности и качеству поверхности предъявляются к посадочным, сопрягаемым поверхностям цапф, шеек валов, устанавливаемых на подшипники качения или скольжения, а так же высокие требования к поверхностям соединенным по посадке. Ремонтную обработку таких поверхностей с использованием приставных станков можно производить широкими резцами из быстрорежущей стали, шлифованием абразивным инструментом, который устанавливается на резцедержателе, обкатыванием роликом, ленточным шлифованием и другими видами обработки [1–4].

К обрабатываемым восстанавливаемым поверхностям предъявляются высокие требования по круглости формы и шероховатости, в связи с тем, что в последующем отремонтированная деталь, например, цапфа используется как опорная вращающаяся деталь, наружная цилиндрическая поверхность которой находится в сопряжении с подшипником скольжения.

При ремонте цапф крупногабаритных валов приставными станками необходимо выполнить расчет погрешности установки режущего инструмента, например резца, относительно оси вращения вала. Неопределенность расположения оси восстанавливаемого на приставном станке вала и режущего инструмента приводит в процессе обработки к нарушению

круглости обработанной поверхности. Несущие узлы опорных роликов основания приставного станка в динамическом и статическом состоянии под действием нагрузки деформируются и нужно учитывать величину этой деформации, её воздействие на формирование круглости и знать методы расчета.

При восстановлении опорных узлов помольных и сырьевых мельниц и крупногабаритных валов различного оборудования, без демонтажа в условиях эксплуатации, в некоторых случаях цапфы этих опорных узлов и валов находятся в сопряжении с подшипниками скольжения. В данном варианте нужно учитывать влияние слоя масла на смещение цапф, в связи тем, что при работе опорного узла им приходится преодолевать сопротивление масла и в следствии чего ось вращения оборудования может переместиться и статическая настройка приставного станка на заданную точность выполняемого размера нарушится.

По принципу формирования поля давления подшипники скольжения при таком виде обработки можно отнести к гидродинамическим, т.к. несущий смазочный слой создаётся свободно поступающим маслом и за счёт относительного движения цапфы и подшипника. Несмотря на малую толщину, смазочный слой подшипника скольжения оказывает существенное влияние на динамику цапфы [5–8].

При анализе процесса эксплуатации крупногабаритных вращающихся валов опирающихся на подшипники скольжения, следует найти реше-

ние совместной задачи теории колебаний и гидродинамики. Необходимо определить аналитические и динамические характеристики связи с неустановившимся течением смазки.

К статическим характеристикам рассматриваемого рабочего процесса относятся: кривая стационарных положений цапфы опорного узла восстанавливаемого оборудования, расход смазки, потеря мощности на преодоление сил трения сопряжений. Динамические характеристики определяют действующие на цапфу опорного узла агрегата дополнительные силы, возникающие при передвижениях цапфы из стационарного положения, и выражаются в коэффициентах. Величина этих коэффициентов дает возможность определить устойчивость колебаний при появлении внешних нагрузок (например, возникающих от сил резания), которые имеют малое значение по сравнению со статической нагрузкой.

Для проведения расчетов следует принять параметры: R – радиус цапфы опорного узла, Q – статическая нагрузка, l – длина опорной части подшипника скольжения, по которой базиру-

ется цапфа, Δ – зазоры между цапфой и подшипником скольжения, возникающие при совпадении осей.

Давление, которое возникает в масляном слое (рис. 1) будет сохранять цапфу 1 в требуемом положении в состоянии покоя на подшипнике скольжения 2 относительно обрабатывающего инструмента 4.

Следственно, обрабатывающий инструмент необходимо выставить относительно горизонтальной оси цапфы опорного узла без погрешности, таким образом, чтобы режущая кромка резца была выставлена по оси обрабатываемой цапфы опорного узла или вала.

В этом случае давление в смазочном слое сопряжения (наружная цилиндрическая поверхность цапфы опорного узла и подшипник скольжения) при $\Delta \ll R$ для обычной гидродинамической теории смазки и без учёта сил инерции смазки, в связи с тем, что в рассматриваемом случае масса восстанавливаемой детали значительно больше относительно этих сил и они оказывают влияние на колебание цапфы или вала не оказывают, тогда давление определится по уравнению Рейнольдса [9]:

$$\frac{\partial}{R\partial\theta}\left(\rho h^3 \frac{\partial\rho}{R\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho h^3 \frac{\partial\rho}{\partial x}\right) = 6\mu\omega R \frac{\partial(\rho h)}{R\partial\theta} + 12\mu \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}, \quad (1)$$

где $h = h(\theta)$ – толщина зазора в сопряжении, ρ – плотность, μ – динамическая вязкость используемой смазки, θ, x – окружная и нормальная координаты. Уравнение Рейнольдса достоверно для любых типов опорных подшипников. Отличия появляются из-за различного характера

зависимости плотности ρ от давления и динамической вязкости используемой смазки μ , от скорости, влияния внешнего давления p_s , конфигурации ограничительных условий, а так же вида зависимостей толщины слоя $h(\theta)$.

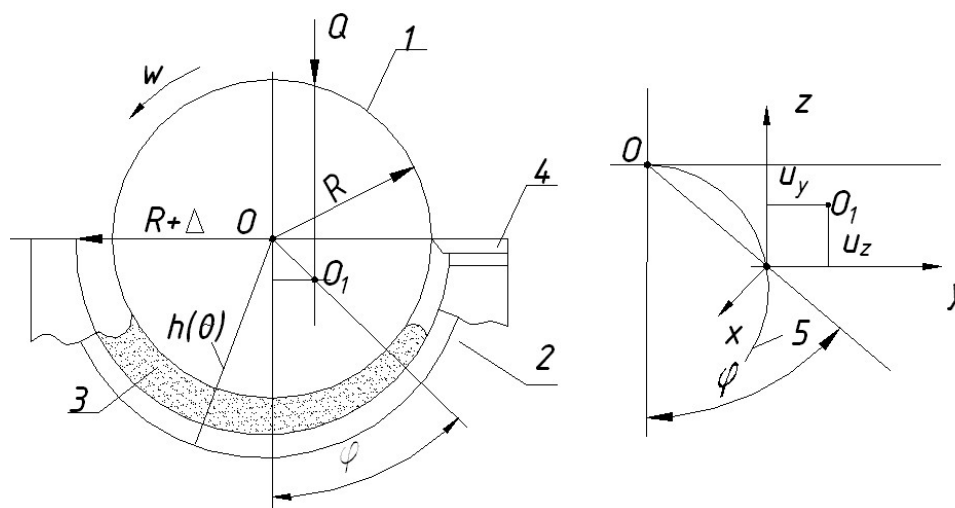


Рис. 1. Схема к расчету смещения центра вала в подшипнике скольжения:

1 – цапфа; 2 – подшипник скольжения; 3 – масляный клин; 4 – резец; 5 – траектория перемещения центра

Крупногабаритные детали и узлы, при ремонтной обработке, располагают небольшими частотами вращения, вследствие этого течение в

подшипниках ламинарное. При ламинарном течении в подшипниках скольжения уравнение будет линейным относительно давления P :

$$\frac{\partial}{R\partial\theta}\left(h^3\frac{\partial P}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial P}{\partial x}\right)=6\mu\omega R\frac{\partial h}{\partial\theta}+12\mu\frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

Рассматриваемое уравнение находит решение при известных давлениях на входе и выходе. Цапфа опорного узла вращается равномерно, нагрузка Q не изменяется, таким образом, полагаем, что значение толщины слоя смазки не изменяется $\frac{\partial h}{\partial t} = 0$ и тогда для определения давления P_0 используем известное уравнение [5]:

$$\frac{\partial}{R\partial\theta}\left(h_0^2\frac{\partial\rho_0}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial x}\left(h_0^2\frac{\partial\rho_0}{\partial x}\right)=6\mu\omega R\frac{\partial h_0}{R\partial\theta}. \quad (3)$$

Условия равновесия цапфы опорного узла:

$$\int_F P_0 \sin \theta dF = 0; \quad \int_F P_0 \cos \theta dF + Q = 0, \quad (4)$$

где F – рабочая площадь подшипника скольжения.

При общем решении вышеприведенных уравнений определяем кривую (рис. 1) подвижного равновесия в виде зависимости эксцентриситета e от угла подъема φ .

Таким образом, имея зависимость изменения эксцентриситета, мы выносим корректировку на установку режущего инструмента, что приводит к снижению погрешности при восстановительной обработке.

Следственно, решение этой задачи даст возможность при автоматизации ремонтной обработки своевременно корректировать положение режущего инструмента относительно центра восстанавливаемой детали (цапфы или вала).

Таким образом, имея информацию об исходных данных обрабатываемого изделия и подвижности базовых опор, можно определить перемещение оси и внести необходимые поправки в движение реза.

Вывод. Рассмотрено влияние смещения деталей типа цапф опорных узлов или валов на масляной подушке подшипников скольжения и зависимость перемещения оси вращения в пространстве.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Федоренко Т.М., Федоренко М.А., Бондаренко Ю.А. Восстановление работоспособности цапф помольных мельниц с применением

переносного станка // Технология машиностроения. 2009. № 3. С. 20–21.

2. Федоренко М.А., Бондаренко Ю.А., Санина Т.М., Маркова О.В. Технология восстановления работоспособности опорных бандажей вращающихся цементных печей // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2015. № 1. С. 13–15

3. Федоренко М.А., Бондаренко Ю.А., Санина Т.М., Маркова О.В. Приставной станок для обработки крупногабаритных внутренних поверхностей цилиндрического типа // Технология машиностроения. 2015. № 11. С. 27–28.

4. Федоренко М.А., Бондаренко Ю.А., Санина Т.М., Антонов С.И. Опора вращающегося обжигового печного агрегата // Технология машиностроения. 2015. № 9. С. 32–33

5. Биргер И.Л., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

6. Колебания валов в масляной пленке. Сборник статей. М.: Наука. 1968.

7. Олимпиев В.И. Собственные и вынужденные колебания роторов на гидростатических подшипниках: учебник. Машиностроение. 1976.

8. Позняк Э.Л. Исследования устойчивости движения роторов на подшипниках скольжения: учебник. Издательство АИСССР. ОТН. Механика и машиностроение. № 2. 1963.

9. Кудинов В. А. Динамика станков: учебник М.: Машиностроение. 1967. 358 с.

Fedorenko M.A. Bondarenko Y.A. Pogonin A.A.

THE LARGE DISPLACEMENT OF THE AXIS OF THE SHAFT IN THE PROCESS OF REPAIRING IT WHEN USING SLIDING BEARINGS

In mining, chemical and various other industries use equipment, which is characterized by large overall dimensions, particularly diameter and a large mass. One of the defining factors of increase of efficiency and reliability of large equipment are precision and quality of its installation, preventive maintenance work, the replacement of the exhausted components and parts. All these activities should be performed in the operation

of the equipment, since its downtime lead to higher material costs. Stop by one of the units, which is part of the technological complex, can interrupt the technological chain of production that leads to stop of equipment.

Key words: *shaft, axle, mills, recovery, large parts, hardware, bearing.*

Федоренко Михаил Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры технология машиностроения Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: kdsm2002@mail.ru

Бондаренко Юлия Анатольевна, доктор технических наук, профессор кафедры технология машиностроения Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: kdsm2002@mail.ru

Погонин Анатолий Алексеевич, доктор технических наук, профессор кафедры технология машиностроения Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: kdsm2002@mail.ru