

Шрубченко И.В., д-р техн. наук, проф.,
Хуртасенко А.В., канд. техн. наук, доц.,
Гончаров М.С., аспирант

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЖЕСТКОСТИ ОСНОВАНИЯ НА ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ РОЛИКООПОРЫ

msgon@ya.ru

Рассмотрено влияние упругих деформаций оси роlikоопоры вращающейся цементной печи на положение контактной поверхности опорного ролика и бандажа при действии номинальной нагрузки. Составлены расчетные модели позволяющие учитывать распределение нагрузки по контактной поверхности на роликe, влияние жесткости ролика и податливости основания. Расчеты выполнены в среде АПМ WinMachine.

Ключевые слова: роlikоопоры, цементные печи, валы и оси, кривая изгиба оси, прогибы, углы поворота, погрешность формы, положения.

В промышленности строительных материалов для осуществления физико-химической обработки материалов служат технологические барабаны. Они представляют собой наклонный к горизонту вращающийся сварной барабан. Для обеспечения жесткости на его корпусе закреплены бандажи, которые опираются на роlikоопоры [1, 2]. Оси вращения барабана и роликoв номинально параллельны.

Роlikоопоры, воспринимающие вес печи, несут нагрузку, достигающую 49–58,9 кН на каждый опорный ролик, а давление на 1 см его ширины может составлять 39,2–78,4 кН [3]. Кроме того, роlikоопоры из-за перекоса опорных роликoв воспринимают осевые усилия, возникающие вследствие наклона печи, а также частых осевых перемещений корпуса печи из-за меняющихся тепловых воздействий.

Нарушение изначально заданного положения оси роlikоопоры негативно влияет на функционирование. Увеличение неравномерности распределения нагрузки, приводит к увеличению износа, появлению пластических деформаций и потерь на трение.

Исследуем изменение положения контактной поверхности опорного ролика в результате деформаций оси роlikоопоры, установленной на податливом основании, возникающих под действием номинальной нагрузки.

В качестве примера рассмотрим роlikоопору вращающейся цементной печи 5×185 м (рис. 1). Она состоит из сварной рамы и двух блоков 4, в каждом из которых установлен опорный ролик 1 с осью 2, опирающейся на два четырехрядных конических роlikоподшипника 3. Осевую нагрузку фиксируют упорные роlikоподшипники 5 (с учетом осевых зазоров в радиально-упорных роlikоподшипниках). Возможность незначительных поворотов оси вместе с опорами обеспечивается сферическими вставками 6.

Для расчетов используем систему автоматического проектирования АПМ WinMachine (НТЦ АПМ), которая в блоке инженерного анализа содержит модуль APM Shaft для расчета валов и осей.

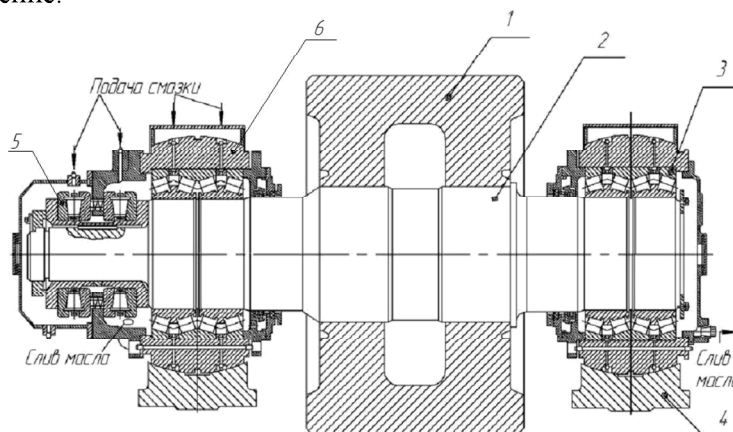


Рис. 1 Конструкция роlikоопоры

Исходная расчетная модель (рис. 2, а) составлена на основании рабочего чертежа оси.

Радиальная нагрузка для наиболее нагруженной опоры печи 5×185 м принята $R = 4$ МН.

На первом этапе считаем, что она равномерно распределяется по двум опорным поверхностям ролика на оси, т.е. $F_1 = F_2 = 2$ МН. Осевую нагрузку F принимаем равной силе трения скольжения (коэффициент скольжения бандажа по ролику $f = 0,15$): $F = Rf = 4 \cdot 0,15 = 0,6$ МН. Выполняя приведение этой силы к оси симметрии ролика (его диаметр $d_p = 1,7$ м) находим изгибающий момент: $M = F \cdot (d_p / 2) = 0,6 \cdot 1,7/2 = 0,51$ МН·м.

В центрах посадочных поверхностей (рис. 2а точки А и В) подшипников размещаем шарнирно-подвижные (за счет осевых зазоров и сферических вставок) опоры, а в центре симметрии упорных подшипников на оси симметрии

опоры (рис. 2, а точка С) задаем уравнивающую осевую нагрузку $F = 0,6$ МН. Саму опору не указываем, так как ее конструкция не фиксирует существенные радиальные нагрузки.

Начало неподвижной системы координат находится в т. О (рис. 2). В результатах расчетов рассматриваем перемещения (относительно осей ОХ и ОУ) и углы поворота поперечных сечений оси. Численные значения перемещений можно получить, используя вкладку распознавания результатов. При этом данные могут импортироваться, например, в Microsoft Excel (Microsoft Corporation) в виде таблицы с возможностью последующей обработки.

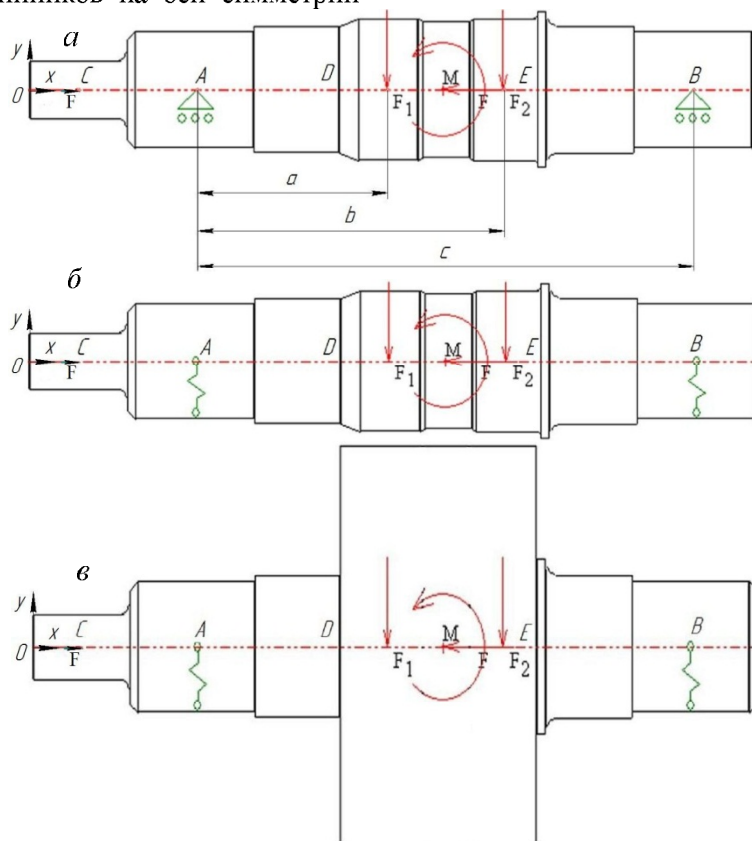


Рис. 2. Расчетные модели: а – ось с жесткими опорами; б – ось с податливыми опорами; в – ось с учетом жесткости ролика

Выполняя расчет оси с жесткими опорами (рис. 3, а) в соответствии с указанными выше исходными данными, получаем кривую изогнутой оси (рис. 3, кривая 1). Из нее следует, что упругие перемещения точек оси малы и не превышают 0,8 мм (жесткость оси 5 МН/мм).

Найдем, как изменится указанная закономерность, если при тех же нагрузках и размерах опоры оси считать не жесткими, а податливыми. Для этого заменяем опоры в модели (рис. 2, б) на шарнирно-подвижные позволяющие учитывать упругость основания (т.е. жесткость всех деталей расположенных между осью ролика и массивным фундаментом). Сначала находим коэффициенты жесткости k_1 и k_2 опор, при кото-

рых получаются такие же результаты, как и в исходной модели (рис. 3, кривая 1). Считая, что жесткость опор одинакова $k_1 = k_2 = k$, получаем $k = 100$ МН/мм. Такую жесткость имеет например стальной параллелепипед с размерами: длина 0,1 м, ширина 0,1 м и высота 20 мм. При сжимающей нагрузке опоры 4 МН перемещения точек такого параллелепипеда не превысят 0,04 мм.

Уменьшая жесткость опор k , получаем функции перемещений точек оси (рис. 3, кривые 2–6), из которых следует возможность появления недопустимых прогибов оси при номинальной нагрузке. В качестве ограничения можно использовать известную для механических пе-

редач и металлоконструкций эмпирическую зависимость максимального прогиба y от расстояния между опорами L : $y = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot L$. При $L = 2620$ мм получаем $y = 0,0003 \cdot 2620 = 0,786$ мм. Этому условию удовлетворяет только кривая 1 (рис. 3) с максимальным прогибом 0,8 мм. В остальных случаях абсолютные переме-

щения точек больше. Вместе с тем обращая внимание на эквидистантность всех кривых, отмечаем, что эти перемещения связаны с деформациями опор. Например, у кривых 5 и 6 они больше 1 мм на левой опоре (при $L = 845$ мм). Поэтому жесткость самой оси лежит в допустимых пределах.

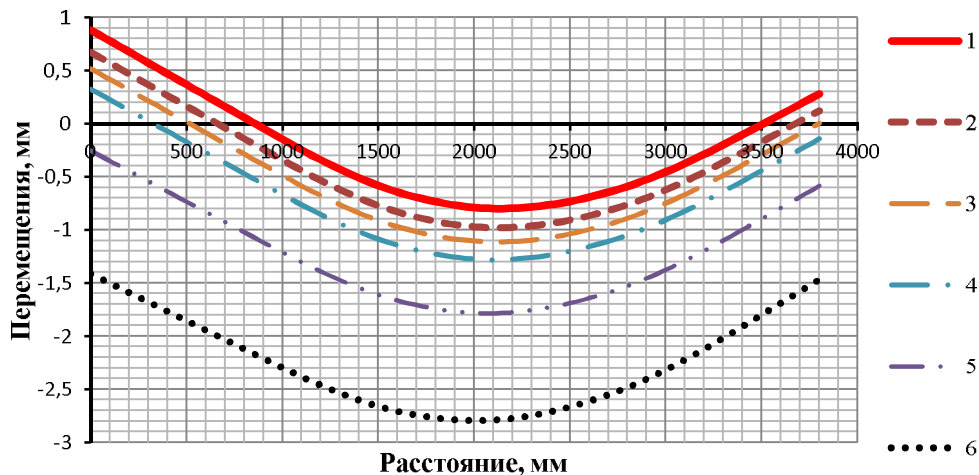


Рис. 3. Кривые изогнутой оси при одинаковой жесткости опор: 1 – 100 МН/мм; 2 – 10 МН/мм; 3 – 6 МН/мм; 4 – 4 МН/мм; 5 – 2 МН/мм; 6 – 1 МН/мм.

Перемещения точек оси приводят к изменению положения ролика относительно бандажа. Во-первых, при жесткости основания менее 4 МН/мм существенные перемещения ролика в радиальном направлении могут превысить упругие деформации бандажа и корпуса печи. Нагрузка на этот ролик уменьшится, а на другой увеличится. Такое же негативное воздействие испытывают бандаж и корпус печи.

Во-вторых, разное перемещение левой и правой опор вызывают поворот ролика вместе с осью относительно бандажа (считаем, что в процессе расчета контактная поверхность бандажа в неподвижной системе координат YOX (рис. 2) перманентно горизонтальна). Например, при жесткости 2 МН/мм угол поворота равен 0,023 градуса. Этот эффект демонстрирует влияние разных реакций в опорах с одинаковой жесткостью. Реакции связаны с распределением нагрузки по поверхности ролика.

Найдем такое распределение реакций

$$R = F_1 + F_2, \quad (1)$$

при котором реакции в опорах одинаковы $R_A = R_B$. Из условия равновесия оси с учетом (1) получаем:

$$F_1 = [R \cdot (c - 2 \cdot b) + 2 \cdot M] / [2 \cdot (a - b)], \quad (2)$$

$$F_2 = [R \cdot (2 \cdot a - c) - 2 \cdot M] / [2 \cdot (a - b)] \quad (3)$$

Уравнения (2) и (3) определяют условия рационального (с точки зрения расположения ролика) распределения нагрузки по длине кон-

тактной линии с учетом скольжения бандажа при податливых опорах с одинаковой жесткостью. Сравнить реакции можно через коэффициент:

$$K = F_2 / F_1 = [R \cdot (2 \cdot a - c) - 2 \cdot M] / [R \cdot (c - 2 \cdot b) + 2 \cdot M] \quad (4)$$

Например, при указанных выше исходных данных ($a=1000$ мм, $b=1620$ мм, $c=2620$ мм) получим $K = 2,35$, что говорит о существенной неравномерности распределения нагрузки по оси. Это связано как следует из уравнения (4) с осевым перемещением бандажа относительно ролика, т.е. $M \neq 0$.

Изменение положения ролика относительно бандажа может быть так же связано с поворотом поперечных сечений оси под нагрузкой. С учетом симметричного расположения ролика относительно опор это возможно тогда, когда жесткость левой и правой опоры разные.

Проведем исследование, с целью определения кривой изгиба оси при одинаковом нагружении опор, но разной их жесткости. Для левой опоры (рис. 2 точка A) задаем 100 МН/мм, а жесткость правой опоры варьируем в пределах 0,8... 100 МН/мм. При этом минимальную жесткость задаем только из необходимости получения результатов для сравнительного анализа. На практике она может иметь значения меньше 0,8 МН/мм. Например, для токарно-карусельных станков при диаметрах заготовки 10000 мм нор-

мируемая (по ГОСТ 44-93) жесткость 0,0555 МН/мм.

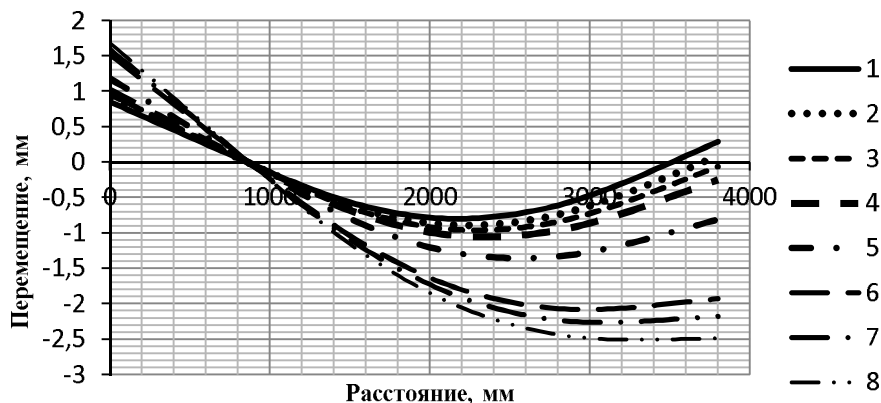


Рис. 4. Кривые изогнутой оси при различной жесткости правой опоры: 1 – 100 МН/мм; 2 – 10 МН/мм; 3 – 6 МН/мм; 4 – 4 МН/мм; 5 – 2 МН/мм; 6 – 1 МН/мм; 7 – 0,9 МН/мм; 8 – 0,8 МН/мм

Результаты расчетов (рис. 4) показывают, что вертикальные упругие перемещения правой опоры (рис. 2 точка *B*) под нагрузкой приводят к изменению формы кривой изогнутой оси. Симметрия деформации оси нарушается, и появляются условия, при которых ролик будет стремиться поворачиваться вместе с осью. При исходных данных рассмотренного примера этот эффект проявится при жесткости опоры менее 4 МН/мм.

Например, при жесткости правой опоры 0,8 МН/мм (рис. 5 кривая 4) сечение, проходящее через точку *D* (см. рис. 2) повернется на угол 0,084 градуса, а сечение с другой стороны посадочной поверхности в точке *E* в ту же сторону на угол 0,026 градуса. Из этого следует два

вывода: 1) ролик будет поворачиваться вместе с осью; 2) точки на посадочной поверхности оси будут перемещаться (вследствии разности углов поворота сечений).

Второй вывод вызывает обоснованные сомнения и связан с тем, что рассмотренная расчетная модель существенно идеализирована, так как основана на традиционном инженерном расчете валов и осей, при котором не учитываются особенности взаимовлияние всех деталей, опоры через которые передается нагрузка. В реальных условиях деформации оси дополнительно будут связаны с влиянием ещё двух не рассмотренных факторов: 1) жесткость ролика, 2) контактная жесткость поверхностей бандажа и ролика.

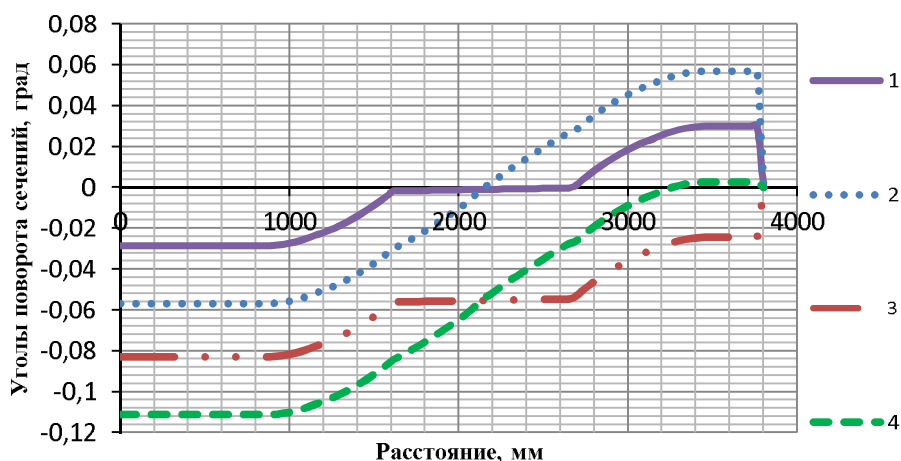


Рис. 5. Распределение углов поворота сечений по длине оси для разных расчетных моделей: модель рис. 2, б – кривые 2 (100 МН/мм) и 4 (0,8 МН/мм); модель рис. 2, в – кривые 1 (100 МН/мм) и 3 (0,8 МН/мм)

В пакете APM Shaft влияние жесткости ролика можно оценить только косвенно считая, что он выполнен заодно с осью (рис. 2, в). Очевидно, что в этом случае получится расчетная модель с незначительно завышенной жесткостью в центральной части. Это не влияет на

главную тенденцию изменения распределения углов поворота сечений по длине оси (рис. 5). Из нее следует, что жесткость ролика уменьшает углы поворота всех сечений оси (рис. 5, см. кривые 1 и 3 или 2 и 4). При жесткости основания 100 МН/мм (рис. 5, кривая 1) углы поворота в

опорах не превышают допускаемые 0,033 град (для широко используемого в опорах подшипника 10777/560 ГОСТ 8419-75). В остальных случаях повороты оси относительно основания возможны вместе со сферическими вставками 6 (рис. 1). Поперечные сечения оси на посадочной поверхности ролика остаются параллельны друг другу поворачиваясь на один и тот же угол (рис. 5, см. кривая 1 или 3). Поэтому контактные точки на рабочей поверхности ролика не перемещаются. Контакт поверхностей бандажа и ролика фактически накладывает дополнительные связи на движения оси. Заменяя эти связи реакциями в рамках статической модели APM Shaft невозможно получить близкую к действительной картину перманентных деформаций, в силу того, что реакции связей изменяются вместе с деформациями деталей. Для решения этой задачи необходимо использовать, например возможности конечно-элементного анализа обоснованно балансируя между неизбежным усложнением

модели и прозрачностью новых достоверных количественных результатов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шрубченко И.В., Мурыгина Л.В., Рыбалко В.Ю., Щетинин Н.А. Исследование измененный напряженно-деформированного состояния бандажей при их реконструкции из плавающего типа во вварной // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2013. № 5. С. 91–96.

2. Шрубченко И.В., Рыбалко В.Ю., Мурыгина Л.В., Щетинин Н.А. К исследованию режимов ленточного шлифования поверхностей качения бандажей и роликов технологических барабанов. // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2013. № 4. С. 77–81.

3. Банит Ф.Г., Несвижский О.А. Механическое оборудование цементных заводов. М.: Машиностроение. 1975. 317 с.

Shrubchenko I.V., Hurtasenko A.V., Goncharov M.S.

ASSESSMENT OF THE INFLUENCE STIFFNESS GROUNDS ON FUNCTIONING ROLLER CARRIAGES

Considered the influence of the elastic deformation axis cement rotary kiln roller carriage to the position of the contact surface of the support roller and bandage under the action of the nominal load. Made a computational model allowing to consider the load distribution over the contact surface on the roller, stiffening effect roller and pliable bedding. The calculations are performed in the environment of the APM WinMachine.

Key words: roller carriage, cement kilns, shafts and axles, curve bending axis, deflection, angles of rotation, error forms, regulations.

Шрубченко Иван Васильевич, доктор технических наук, профессор кафедры технологии машиностроения. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

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

Хуртасенко Андрей Владимирович, кандидат технических наук, доцент.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

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

Гончаров Михаил Сергеевич, аспирант кафедры технологии машиностроения.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

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

E-mail: msgon@ya.ru