

которые в дальнейшем можно будет использовать для определения напряжений по твердости.

В исследованиях конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния образцов производилось в программном комплексе Лира 9.4, интерфейс которого представлен в виде единой интуитивной графической среды пользователя с перспективным комплексом, учитывающим физическую нелинейность металла методом Ньютона–Рафоса.

Расчетная схема образца представляла собой пластину, жестко закрепленную с одного конца, к другому концу пластины было приложено растягивающее усилие и обеспечено свободное его перемещение в направлении действия нагрузки.

Растягивающее усилие до разрушения составило 140 и 129 кН соответственно для образцов из стали марок 09Г2С и Ст3сп.

Целью расчетов являлось определение нормальных напряжений в тех поперечных сечениях образца, где производилось измерение твердости.

Так как распределение напряжений и твердости симметрично относительно продольных и поперечных осей образца, то для повышения достоверности сравнения результатов при дальнейшей обработке рекомен-

дуется использовать данные расчетов и измерения твердости, полученные для всех четвертей рабочей части образцов.

Для выявления связи между твердостью и напряжениями необходимо провести статистическую обработку полученных данных с доверительной вероятностью не менее 0,95 и получить уравнения регрессии для исследуемой марки стали. Исследования показали, что при использовании линейной корреляции наблюдается достаточно высокая сходимость результатов анализа с коэффициентом корреляции от 0,89 до 0,96.

Таким образом, разработана методика измерения твердости металла в элементах металлических конструкций и определены возможные варианты практического использования корреляции между твердостью и напряженно-деформированным состоянием для оценки величины и характера распределения напряжений вблизи конструктивных концентраторов, дефектов и повреждений, анализа степени их опасности и прогнозирования остаточного ресурса конструкций.

© 2012 г. В.Е. Реморов, А.В. Федорович,
И.Н. Федорович
Поступила 2 марта 2012 г.

УДК 669.02:621.82

А.Г. Никитин, К.А. Чайников, В.Е. Реморов, Э.Я. Живаго

Сибирский государственный индустриальный университет

РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА С ОГРАНИЧЕННОЙ ОСЕВОЙ ДЕФОРМАЦИЕЙ

Одной из важнейших характеристик любой конструкции является ее жесткость, т.е. способность сопротивляться возникновению деформации под действием внешних нагрузок. Следовательно, чем больше жесткость, тем меньше деформация при действии одинаковых нагрузок. Для машиностроительных конструкций жесткость должна быть такой, чтобы деформации, возникающие под действием внешних сил, не нарушали работоспособность этих конструкций.

Недостаточная жесткость подшипников скольжения, широко используемых в металлургическом оборудовании, может вызвать значительные упругие деформации, что приводит к нарушению нормальной работы машины, так как расстраивается взаимодействие различных ее элементов, а положение вала становится неопределимым в пространстве. Подшипники скольжения с мягкими вкладышами, кроме того, с одной стороны, подвержены быстрому износу, что снижает срок их службы. С другой стороны, если подшипники скольжения обладают повышенной жесткостью,

т.е. вкладыши изготовлены из твердых материалов, то это приводит к их разрушению при действии ударных нагрузок. Таким образом, подшипник скольжения должен быть жестким, но без разрушения воспринимать ударные нагрузки. Это достигается введением упругих элементов между корпусом и антифрикционной втулкой.

В качестве упругого элемента может быть использован пневматический элемент, выполненный в виде цилиндра с ограниченной осевой деформацией, изготовленный из эластичного материала, например, резины, с возможностью подачи внутрь него газа, снабженный системой регулирования величины избыточного давления в полости цилиндра. Рассмотрим в качестве примера подшипниковый узел (рис. 1), в котором вал 4 находится в антифрикционной втулке 3, закрепленной в корпусе подшипника 2, установленным, в свою очередь, в станине 1. Упругий пневматический цилиндр 5 располагается между станиной и корпусом подшипника, при этом ось цилиндра расположена перпендикулярно оси

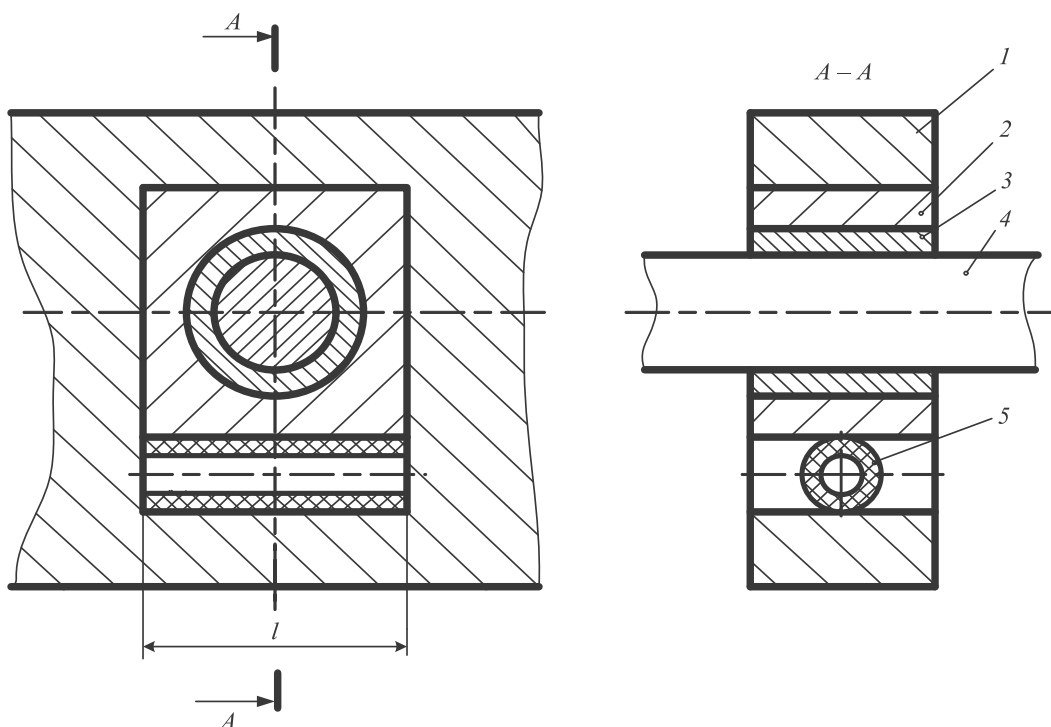


Рис. 1. Схема подшипникового узла

вала, однако, конструктивно ее можно располагать и параллельно оси вала.

Способность такого элемента центрировать вал относительно геометрической оси опоры под действием радиальной внешней силы обеспечивается возникновением разности площади контакта между внешней поверхностью корпуса подшипника с поверхностью упругого цилиндра. За счет избыточного давления внутри эластичного цилиндра возникает сила, стремящаяся вернуть систему вал – антифрикционная втулка в исходное положение.

Так как жесткость есть отношение величин внешней силы и вызываемой ей деформации, то для расчета надо определить, на какую величину сместится ось рассматриваемой системы под действием внешней силы P при заданных параметрах опоры – длине l цилиндра и величине избыточного давления p_0 газа внутри цилиндра, т.е. определить смещение линии контакта – эксцентриситет e в виде $e = f(P, l, p_0)$, принимая, что оболочка, образующая цилиндр, нерастяжимая.

Так как упругий пневматический цилиндр способен воспринимать внешнюю силу благодаря силе реакции, возникающей из-за приращения площади контакта цилиндра с поверхностью, через которую передается внешняя сила, то условие равновесия имеет следующий вид:

$$P = 2p_0 F_{\text{п}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь приращения контакта, который имеет форму прямоугольника.

Под действием внешней силы происходит смещение оси системы вал – антифрикционная втулка – корпус подшипника от геометрической оси опоры на величину эксцентриситета, в результате чего изменится и площадь контакта. Таким образом, задача определения деформации упругого пневматического цилиндра с ограниченной осевой деформацией под действием внешней силы сводится к определению площади приращения контакта.

Рассмотрим случай, когда упругий пневматический цилиндр не деформирован (рис. 2, а). При этом контакт цилиндра с контактирующими поверхностями линейный, а длина окружности большого круга цилиндра составит $L_0 = 2\pi R_{\text{ц}}$.

После приложения силы цилиндр деформируется на величину эксцентриситета e' (рис. 2, б). Длина L_0 окружности не изменилась, но определить ширину $L_{\text{к}}$ пятна контакта в зависимости от деформации невозможно, так как нельзя определить положение центра радиуса $R_{\text{цк}}$, поэтому принимается крайнее, гипотетическое, положение, когда цилиндр полностью смят (рис. 2, в). В этом положении деформация $e = 2R_{\text{ц}}$, а ширина пятна контакта составит половину длины окружности большого круга цилиндра до деформации, т.е. $L_{\text{к}} = \pi R_{\text{ц}}$. Учитывая, что деформация e практически равна диаметру большого круга, то $L_{\text{к}} = \pi e/2$ и площадь приращения контакта с одной стороны цилиндра при его деформации на величину e составит

$$F_{\text{п}} = L_{\text{к}} l = \frac{\pi e l}{2}, \quad (2)$$

где l – длина цилиндра.

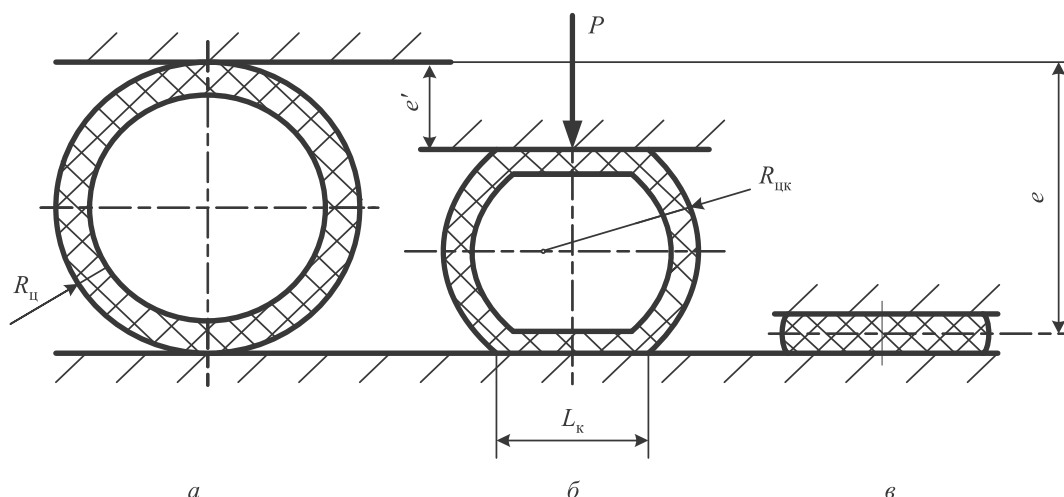


Рис. 2. Схема для расчета приращения длины линии контакта цилиндра до деформации (а), частично деформированного цилиндра (б) и полностью смятого цилиндра (в)

После подстановки выражения (2) в уравнение (1) и преобразования получим искомую зависимость

$$e = \frac{2P}{\pi l p_0} \quad (3)$$

Тогда жесткость пневматического цилиндра с ограниченной осевой деформацией определится как

$$c = P/e = \pi l p_0 / 2. \quad (4)$$

Отсюда следует, что, регулируя величину избыточного давления в полости цилиндра при его неизменной длине, можно задавать такую жесткость на стадии разработки опоры скольжения, чтобы механизм мог работать без нарушения взаимодействия его элементов, а в процессе эксплуатации изменять ее при необходимости на заранее рассчитанную величину.

Экспериментальные исследования деформации упругого пневматического цилиндра с ограниченной осевой деформацией проводились на двухопорной установке с

длиной цилиндра $l = 80$ мм при переменном избыточном давлении. Фактические c_{ϕ} и рассчитанные c_p по формуле (4) значения жесткости при различном избыточном давлении приведены ниже:

p_0 , МПа	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
c_{ϕ} , мм	24,0	36,8	49,1	62,0	74,2
c_p , мм	25,0	37,7	50,0	62,8	75,0

Как видно, расхождение расчетных и экспериментальных данных не превышает 4 %.

Таким образом, разработана методика расчета деформации упругого элемента, выполненного в виде пневматического цилиндра, а также его жесткости в зависимости от внешней силы, избыточного давления в полости цилиндра и его длины.

© 2012 г. А.Г. Никитин, К.А. Чайников,
В.А. Дегтярь, Э.Я. Живаго
Поступила 28 октября 2011 г.