

МОДЕЛИРОВАНИЕ СВАРНОГО РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ШАРНИРА. КОАКСИАЛЬНОЕ КРУЧЕНИЕ

В настоящей статье представляем некоторые результаты исследования коаксиального кручения резинометаллического шарнира из сжимаемого эластичного материала.

Ключевые слова: шарниры резинометаллические, деформации большие, кручение коаксиальное, характеристика деформационная.

У даній статті представлено деякі результати дослідження коаксіального кручення резинометалічного шарніра із стисливого еластичного матеріалу.

Ключові слова: шарніри резинометалічні, деформації великі, кручення коаксіальне, характеристика деформаційна.

In the real article we present some results of research of the coaxial twisting of rubber and metallic hinge from coercible elastic material.

Keywords: hinges rubber and metallic, large deformations, coaxial twisting, description deformation.

Конструкции резинометаллических цилиндрических шарниров могут быть разных типов в зависимости от применяемых способов соединения эластичного элемента с металлическими обоймами. Широко распространены сварные резинометаллические шарниры. В них эластичный цилиндр крепится к металлическому пальцу или втулке и наружной обойме в процессе вулканизации цилиндра (см. рис.1). Эластичные элементы шарниров обычно изготавливают из резины, малонаполненные

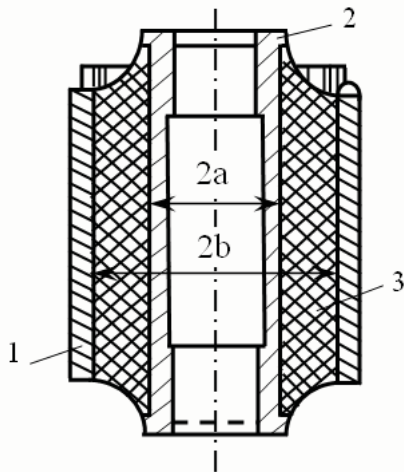


Рис. 1. Разрез цилиндрического резинометаллического шарнира с внешней втулкой: 1 – наружная втулка; внутренняя втулка; резина

сорта которой слабосжимаемы, а высоконаполненные обладают заметной сжимаемостью. Перспективным является изготовление эластичных элементов из полиуретанов – синтетических каучуков с программируемыми свойствами. Полиуретаны эффективно заменяют резины при работе деталей в агрессивных средах и в условиях больших знакопеременных нагрузок и температур. Прочность связи полиуретан-металл является более высокой, чем между резиной и металлом. Полиуретаны отличаются от резин и существенно большей сжимаемостью.

По сравнению с металлическими, резинометаллические шарниры имеют ряд преимуществ, в числе которых отметим:

1. Малый вес и простота конструкции.
2. Высокая энергоемкость, обусловленная малым удельным весом резины и ее большой упругой деформацией.
3. Снижение динамических нагрузок благодаря наличию резиновой прослойки.

Резинометаллические шарниры сварного типа нашли широкое применение в подвесках различных типов узлов современных транспортных средств (автомобилей, тракторов, электровозов и т.п.). Шарниры данного типа применяются во многих узлах грохотов, транспортеров и других механизмов и машин, работающих в условиях повышенных вибраций.

Резинометаллические шарниры используются в узлах конструкций как упругие элементы, которые работают главным образом на коаксиальное кручение и осевой сдвиг. Деформация закручивания полого цилиндра из однородного материала рассмотрена в монографии [1]. В частном случае несжимаемого «полулинейного» материала задача сведена к системе двух трансцендентных уравнений относительно эйлеровых радиальной и окружной координат в деформируемой конфигурации. В [2–4] приведено аналитическое решение задач коаксиального закручивания и осевого сдвига цилиндра из несжимаемого материала на основе использования однопараметрической формы упругого потенциала. Однако, изучение кручения цилиндра с учетом сжимаемости материала при больших деформациях другими авторами не производилась.

В работе [5] представлена методика численных расчетов деформаций коаксиального кручения и осевого сдвига эластичных цилиндров при больших деформациях в условиях учета сжимаемости материала. Методика может использоваться при произвольных формах упругих потенциалов, применяемых для описания сжимаемых материалов. На её основе были проведены исследования данных видов деформации эластичных элементов резинометаллических шарниров.

1. Постановка задачи. Достаточно длинное цилиндрическое тело с поперечным сечением круговой кольцевой формы находится в условиях коаксиального кручения. Деформация закручивания обуславливается поворотом наружной поверхности цилиндра $r = b$ относительно внутренней $r = a$ на некоторый угол $\hat{\phi}_b$. Также задается деформация растяжения или сжатия цилиндра кратностью \hat{L} его осевого удлинения.

Условия симметрии задачи приводят к линейной зависимости осевой компоненты $\hat{u}_{(1)}$ по осевой координате t и к зависимостям окружной $\hat{u}_{(2)}$ и радиальной $\hat{u}_{(3)}$ компонент перемещений цилиндра относительно системы

координат в отсчетной конфигурации как функциям радиальной координаты r :

$$\hat{u}_{(1)} = \hat{L}t - t, \quad \hat{u}_{(2)} = \hat{u}_{(2)}(r), \quad \hat{u}_{(3)} = \hat{u}_{(3)}(r).$$

На рис. 2 представлена схема компонент $\hat{u}_{(2)}$ и $\hat{u}_{(3)}$ вектора перемещения произвольной материальной точки r – координатной линии (радиального отрезка между внутренней и наружной поверхностями цилиндра) относительно системы координат в недеформированном цилиндре. Тонкие линии относятся к исходной конфигурации цилиндра, утолщенные – к деформированной конфигурации.

Уравнения математической модели коаксиального кручения цилиндра получали исходя из общих соотношений нелинейной механике упруго деформируемого тела [1]. В итоге построили разрешающую систему обыкновенных дифференциальных уравнений четвертого порядка относительно основных искомым величин. В качестве основных искомым величин принимали окружное и радиальное перемещения $\hat{u}_{(2)}$ и $\hat{u}_{(3)}$, окружное и радиальное напряжения \hat{p}_{32} и \hat{p}_{33} в r –координатных поверхностях цилиндра.

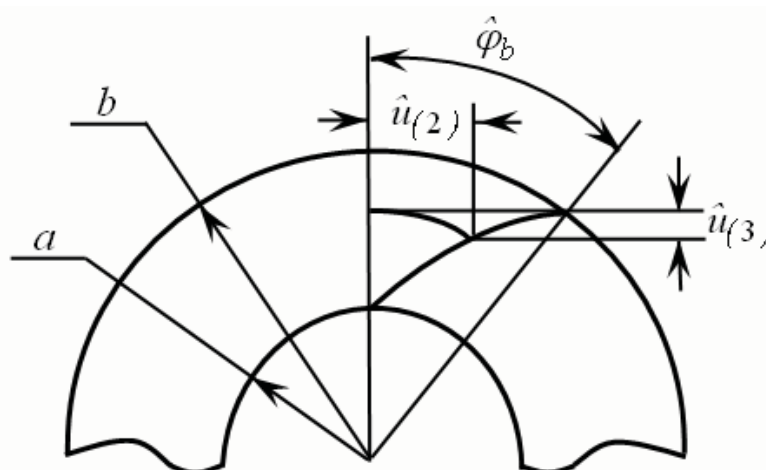


Рис. 2. Схема окружной $\hat{u}_{(2)}$ и радиальной $\hat{u}_{(3)}$ компонент вектора перемещения произвольной материальной точки r –координатной линии относительно системы координат в недеформированном цилиндре.

Достоверность модели подтверждается хорошим соответствием рассчитанных по ней деформационных характеристик резинометаллических шарниров – зависимостей момента T закручивания шарнира от угла ϕ – с ранее установленным из натуральных экспериментов [3] (различия в пределах погрешностей эксперимента и исходных данных расчета). Полученные по данной модели результаты также весьма близки с результатами по ранее построенным моделям в области применимости последних к расчетам резинометаллических шарниров [6] (отличаются между собой в пределах 0,3%).

2. Методы исследования. Производные первого порядка от основных величин в разрешающих уравнениях краевой задачи аппроксимировали с помощью конечно-разностных соотношений второго порядка точности. Вместе с привлечением соответствующих граничных условий в итоге формируется система нелинейных уравнений относительно значений основных искомых величин в узловых точках интервала краевой задачи $a \leq r \leq b$. Полученная система уравнений решается на основе процедуры дискретного метода Ньютона [7]. Решение производится на основе продолжения по углу закручивания $\hat{\phi}_b$.

3. Результаты исследования. Проведены исследования деформации закручивания резинового цилиндра, жестко связанного с недеформируемыми обоймами, при повороте одной обоймы относительно другой. Материал цилиндра описывали с помощью трехконстантного потенциала Левинсона–Буржеса [8]

$$W_m = \frac{E_m}{4(1+\nu_m)} \left[\beta_m(I_1 - 3) + (1 - \beta_m)(I_2 I_3^{-1} - 3) + 2(1 - 2\beta_m)(\sqrt{I_3} - 1) \right] + \left(2\beta_m + \frac{4\nu_m - 1}{1 - 2\nu_m} \right) (\sqrt{I_3} - 1)^2$$

с упругими параметрами $E_m = 4$ МПа, $\nu_m = 0,49$, $\beta_m = 1$. Исходная конфигурация цилиндра характеризуется радиусами внутренней $a = 100$ мм и наружной $b = 200$ мм поверхностей, находящихся в жестком контакте с соответствующими поверхностями обойм-втулок. Нагружение цилиндра задавали, изменяя величину угла поворота наружной поверхности цилиндра вокруг его осевой линии в диапазоне $0 \leq \hat{\phi}_b \leq 50^\circ$ (здесь и далее пользуемся градусной мерой). Внутреннюю поверхность цилиндра считали неподвижной. Полагали, что длина цилиндра при закручивании не изменяется.

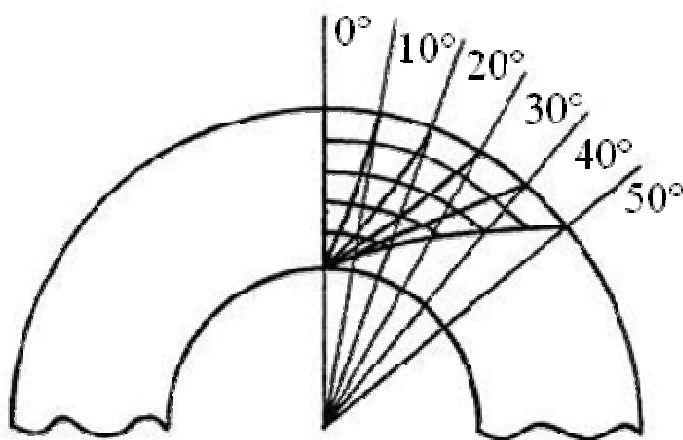


Рис. 3. Деформация меридиональных сечений цилиндра при углах закручивания $\hat{\phi}_b = 10^\circ, 20^\circ, \dots, 50^\circ$

На рис. 3 показана деформация меридиональных сечений цилиндра при углах закручивания $\hat{\phi}_b = 10^\circ, 20^\circ, \dots, 50^\circ$. Деформация меридиональных сечений имеет место как результат их перемещений $\hat{u}_{(2)}$ и $\hat{u}_{(3)}$ и представляется кривыми линиями в поперечных сечениях, в которые трансформируется прямолинейный отрезок с радиальной ориентацией в исходном состоянии ($\hat{\phi}_b = 0^\circ$). На рисунке показаны кривые, по которым перемещаются материальные точки $r = 120$ мм, 140 мм, ..., 200 мм при деформации цилиндра в интервале нагружения $0 \leq \hat{\phi}_b \leq 50^\circ$.

На рис. 4 и 5 представлены изменения параметров деформации и истинных напряжений цилиндра по толщине его стенки при угле закручивания $\hat{\phi}_b = 50^\circ$. На рис. 4 изображены зависимости для кратностей удлинений $\hat{\lambda}_2$ (кривые 1), $\hat{\lambda}_3$ (кривые 2) цилиндра в окружном и радиальном направлениях. Кратность удлинений ϕ -координатных линий (окружностей) на внутренней $r = a$ и наружной $r = b$ поверхностях цилиндра $\hat{\lambda}_2 \approx 1$ (минимальное $\hat{\lambda}_2 = 0,998$ при $r = 130$ мм.). Это свидетельствует о том, что изменения $\hat{u}_r = \hat{r} - r$ радиусов окружностей практически отсутствуют. Для внутренних точек цилиндра $a < r < b$ деформация $\hat{\lambda}_2 < 1$.

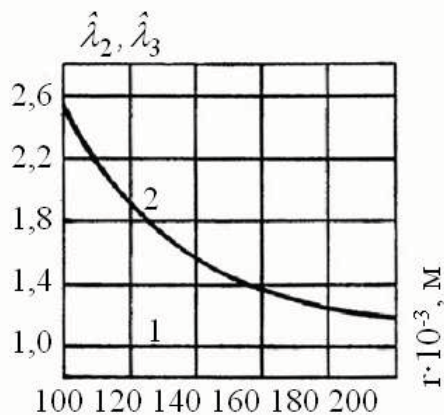


Рис. 4. Изменения по толщине стенки цилиндра окружной и радиальной кратностей удлинений $\hat{\lambda}_2$ (1), $\hat{\lambda}_3$ (2)

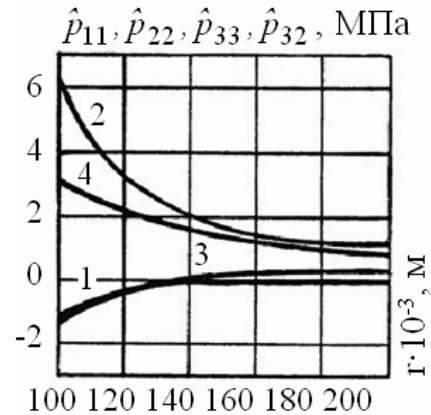


Рис. 5. Изменения по толщине стенки цилиндра нормальных \hat{p}_{11} (1), \hat{p}_{22} (2), \hat{p}_{33} (3) и касательного \hat{p}_{32} (4) напряжений

На рис. 5 показаны изменения по толщине стенки цилиндра нормальных напряжений \hat{p}_{11}^- (кривые 1) и \hat{p}_{22}^- (кривые 2) в поперечных и меридиональных сечениях, нормальных и касательных напряжений в цилиндрических сечениях \hat{p}_{33}^- (кривые 3) и \hat{p}_{32}^- (кривые 4)

деформированного цилиндра. Осевые \hat{p}_{11}^- и радиальные \hat{p}_{33}^- напряжения отличаются между собой незначительно, практически совпадая вблизи внутренней поверхности. Осевое напряжение \hat{p}_{11}^- является сжимающим вблизи поверхности $r = a$ и растягивающим вблизи поверхности $r = b$. Окружное напряжение \hat{p}_{22}^- убывает, а \hat{p}_{33}^- возрастает в направлении от внутренней поверхности к наружной. Значение касательного напряжения \hat{p}_{32}^- во внутренней поверхности в 4 раза превосходит значение этого же напряжения в наружной поверхности в соответствии с отношением радиусов поверхностей $b/a = 2$.

На рис. 6 (а) показано изменение результирующей осевой силы в поперечных сечениях цилиндра $\hat{F} = \int_a^b 2\pi r \hat{p}_{11}^- dr$ в зависимости от угла $\hat{\phi}_b$ поворота наружной поверхности цилиндра относительно внутренней. Осевая сила является растягивающей. При $\hat{\phi}_b = 50^\circ$ она близка к значению $\hat{F} = 200$ Н. Столь сравнительно малое значение осевой силы является следствием слабой сжимаемости эластомерного материала цилиндра ($\nu_m = 0,49$). При этом в интервале $0 \leq \hat{\phi}_b \leq 30^\circ$ осевая сила практически пропорциональна квадрату угла закручивания. Данное обстоятельство является обратным эффектом Пойнтинга, имеющим место при стесненном торцевом кручении круглых цилиндров из однородного материала, когда в поперечном сечении возникает осевая сила сжатия, пропорциональная квадрату угла закручивания [4].

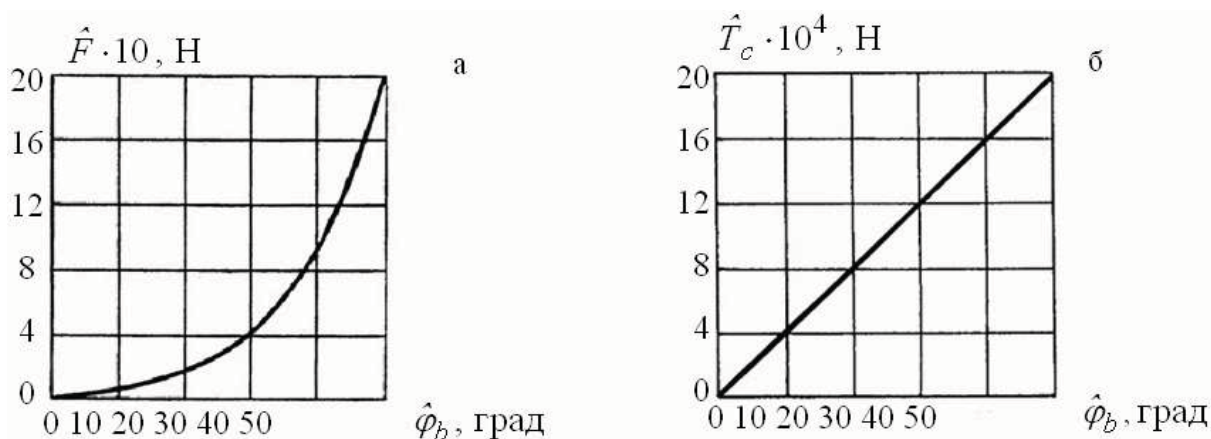


Рис. 6. Зависимости осевой силы \hat{F} (а) и удельного момента кручения \hat{T}_c (б) от угла закручивания $\hat{\phi}_b$

На рис. 6 (б) дана зависимость момента кручения $\hat{T}_c = 2\pi r^2 \hat{p}_{32}^-$, приходящегося на единицу длины цилиндра, от угла $\hat{\phi}_b$ поворота наружной поверхности $r = b$ относительно внутренней $r = a$. Зависимость построена

для интервала угла закручивания $0 \leq \hat{\phi}_b \leq 50^\circ$. При этом момент практически прямо пропорционален углу закручивания $\hat{\phi}_b$.

4. Выводы. Проведено исследование деформационного поведения жестко связанного с недеформируемыми обоймами цилиндра из эластомерного материала при больших деформациях коаксиального кручения. Установлено, что деформационная характеристика цилиндра, определяющая момент кручения в зависимости от угла взаимного поворота наружной и внутренней поверхностей, практически линейна на рассмотренном интервале значений угла закручивания. Другая деформационная характеристика, задающая осевую силу в поперечном сечении цилиндра в зависимости от угла закручивания, является нелинейной с возрастающим градиентом изменения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лурье А.И. Нелинейная теория упругости. – М.: Наука, 1980. – 512 с.
2. Лавендел Э. Э. Расчет резинотехнических изделий. – М.: Машиностроение, 1976. – 232 с.
3. Масленников В.Г., Сиротин М.И. Расчет предварительно-напряженных сварных резинометаллических шарниров // Каучук и резина. – 1977. – № 9. – С. 28 –31.
4. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
5. Ахундов В.М., Скрипочка Т.А. Большие деформации осевого сдвига и коаксиального кручения однородных и армированных нитями цилиндров // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2007. – Т. 13, №1. – С. 42–56.
6. Скрипочка Т.А. Великі деформації однорідних і армованих нитками еластичних циліндрів: Автореферат дис. кандидата фіз.-мат. наук / ДНУ імені Олеся Гончара. – Дніпропетровськ, 2010. – 20 с.
7. Ортега Дж., Рейнболдт В. Итерационные методы решения нелинейных систем уравнений со многими неизвестными. – М.: Мир, 1975. – 558 с.
8. Levinson M., Burgess I.W. A comparison of some simple constitutive relations for slightly compressible rubber-like materials // Int. J. Mech. Sci. – 1971. – Vol. 13. – P. 563–572.