



ШАРКОВ
Олег Васильевич
кандидат технических
наук, доцент



ЗОЛОТОВ
Иван Анатольевич
аспирант
кафедры «Теория
механизмов и машин
и детали машин»
(Калининградский
государственный
технический университет)
e-mail: o_sharkov@mail.ru

Конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния эксцентриковых механизмов свободного хода нефрикционного типа

О.В. Шарков, И.А. Золотов

Приведены результаты исследования распределения напряжений и деформаций во внешней обойме эксцентриковых механизмов свободного хода методом объемных конечных элементов. Установлены зоны действия максимальных напряжений и деформаций во внешней обойме эксцентриковых механизмов свободного хода нефрикционного типа.

Ключевые слова: механизм свободного хода, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние.

Finite element analysis of stress-strain state of eccentric one-way clutches of non-friction type

O.V. Sharkov, I.A. Zolotov

The investigation results of the strains and deformations distribution on the outer shell of eccentric one-way clutches with application of the volume finite element method are presented. The zones of maximum strains and deformations effect on the outer shell of eccentric one-way clutches of non-friction type have been established.

Keywords: one-way clutch, finite element method, stress-strain state.

Одними из ответственных узлов, применяемых в приводах машин и обеспечивающих автоматическое соединение и разъединение их кинематических цепей, являются механизмы свободного хода (МСХ).

Повышение нагрузочно-скоростных и уменьшение массо-габаритных характеристик МСХ тесно связано с исследованиями напряженно-деформированного состояния (НДС) их рабочих элементов.

В эксцентриковых МСХ одним из основных рабочих элементов является внешняя обойма [1]. Расчетную схему внешней обоймы можно представить в виде схемы короткой тонкостенной цилиндрической оболочки, свободной на одном крае и сопряженной с кольцевой пластиной, переходящей в цилиндрическую толстостенную оболочку (ступицу), на другом (рис. 1).

Напряженно-деформированное состояние внешней обоймы эксцентриковых МСХ нефрикционного типа определяется комплексом геометрических параметров (см. рис. 1): D — внутренним диаметром

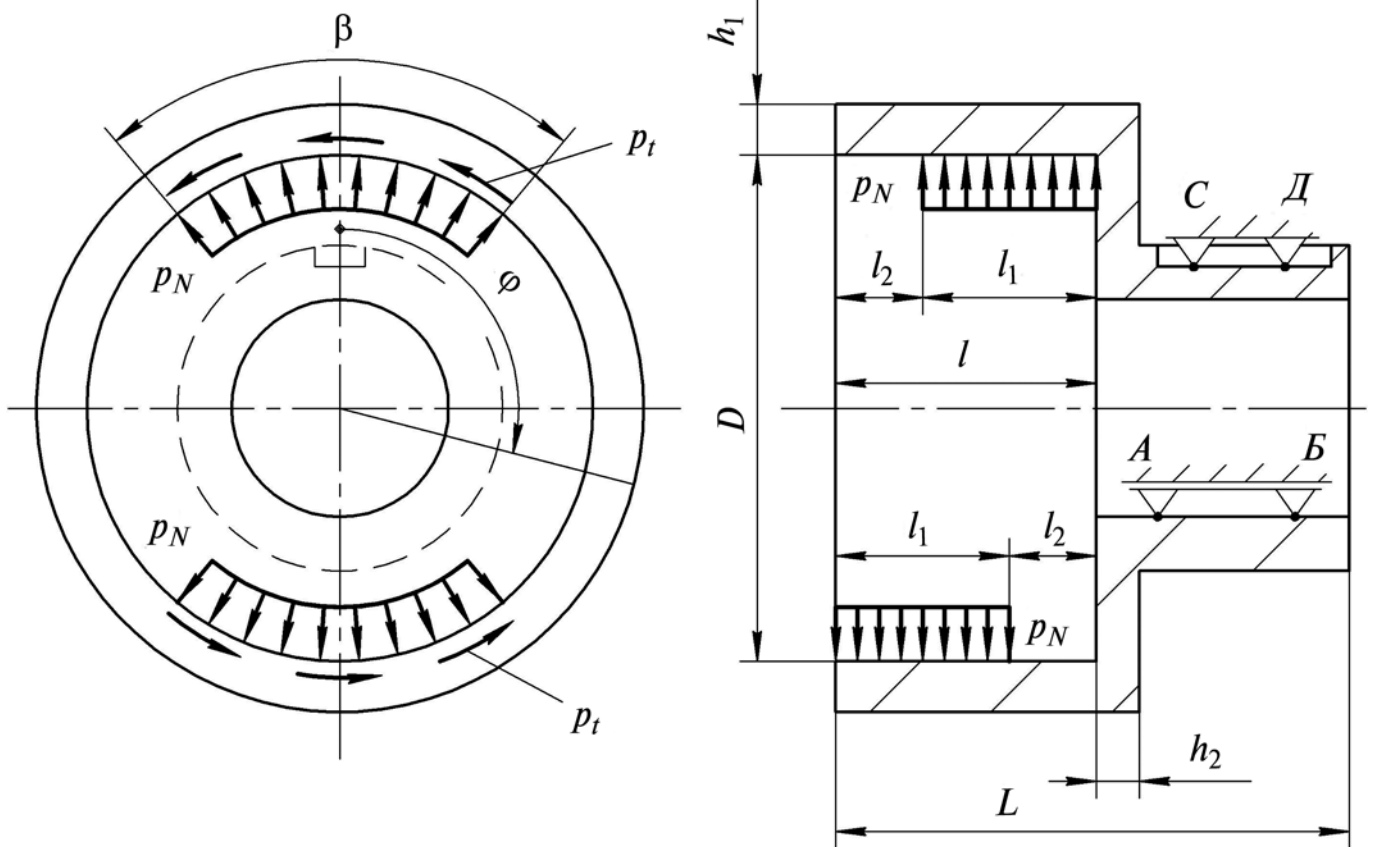


Рис. 1. Расчетная схема внешней обоймы эксцентриковых МСХ нефрикционного типа

обоймы; β — углом зоны зацепления; h_1 / D — отношением толщины оболочки h_1 к внутреннему диаметру обоймы D ; h_2 / D — отношением толщины пластины h_2 к диаметру D ; l / D — отношением длины оболочки l к диаметру D ; l_1 / l — отношением длины зоны зацепления l_1 к длине оболочки l .

В эксцентриковых МСХ нефрикционного типа зона зацепления внешней обоймы и эксцентриковых колец в радиальной плоскости определяется углом β , а по длине обоймы — длиной рабочей части эксцентриковых колец l_1 . Причем одно эксцентриковое кольцо имеет зону зацепления ближе к свободному краю цилиндрической оболочки, а второе — к сопряженному (см. рис. 1). Такое распределение зон зацепления является характерным только для внешней обоймы эксцентриковых МСХ нефрикционного типа и не позволяет использовать при исследовании ее НДС физические и математические модели, разработанные для деталей машин похожих конструкций.

В процессе работы механизма внешняя обойма подвергается нормальным и касательным нагрузкам, под действием которых она находится в объемно-напряженном состоянии.

Для исследования НДС внешней обоймы эксцентриковых МСХ наиболее рационально, с точки зрения уменьшения материально-временных затрат, применение интегрированного пакета конечно-элементных расчетов T-FLEX Анализ [2], функционирующего в среде T-FLEX CAD 3D, который предназначен для решения задач машиностроительного проектирования и конструирования, в рамках методологии CAD/CAE.

На первом этапе исследования в рамках методологии CAD-проектирования создавали трехмерную твердотельную модель внешней обоймы с помощью программного комплекса T-FLEX CAD 3D. На втором этапе проводили анализ НДС в рамках методологии CAE-проектирования с использованием пакета конечно-элементных расчетов T-FLEX Анализ, в котором на основе созданной твердотельной

модели генерировали конечно-элементную модель внешней обоймы [3].

Модель внешней обоймы представляет собой набор нерегулярных объемов, вследствие чего необходимо генерировать нерегулярную сетку конечных элементов, а в качестве конечного элемента применять тетраэдральный элемент объемного НДС с четырьмя узлами, позволяющий наиболее точно аппроксимировать расчетную модель и обеспечивающий наилучшие показатели по временным затратам.

Граничные условия взаимодействия рабочих поверхностей внешней обоймы и эксцентриковых колец задавали в силах, так как они легко определимы на начальной стадии исследования. В процессе работы механизма на внутреннюю рабочую поверхность внешней обоймы со стороны эксцентриковых колец действуют нормальные и касательные равномерно распределенные нагрузки.

Моделирование силового взаимодействия рабочих поверхностей внешней обоймы и эксцентриковых колец достигалось путем использования комбинации силовых факторов — нормального p_N и касательного p_t давлений.

Нормальное и касательное давление определяли по формулам

$$p_N = F_N / S_\beta; p_t = F_t / S_\beta,$$

где F_N и F_t — нормальная и окружная силы, действующие в зацеплении эксцентрикового кольца и внешней обоймы; S_β — площадь зоны зацепления внешней обоймы, определяемой углом β .

Нормальную и окружную силы рассчитывали по формулам

$$F_N = \frac{2T_p \cos \lambda}{dz_k \sin(\lambda + \alpha)}; F_t = \frac{2T_p}{z_k d_w}.$$

Здесь T_p — вращающий момент, передаваемый механизмом; d_w — начальный диаметр зацепления; d — диаметр эксцентрика; α — угол заклинивания; λ — угол давления; z_k — число эксцентриковых колец.

При этом величину вращающего момента задавали из условия прочности храповых зубьев по допускаемому напряжению смятия, которое принимали в пределах $[\sigma] = 10 \dots 20$ МПа [4].

Граничные условия взаимодействия рабочих поверхностей ступицы внешней обоймы с элементами привода задавали в перемещениях. На внутренней цилиндрической поверхности ступицы задавали распределенную подвижную опору AB , а на поверхностях шпоночного паза — распределенную неподвижную CD (см. рис. 1).

При проведении вычислительного эксперимента в качестве исследуемых факторов принимали эквивалентное напряжение σ_e по гипотезе энергии формоизменения (гипотеза Губера — Мизеса — Генки), которая широко применяется при расчете деталей машин МКЭ, и радиальную деформацию δ_R внешней обоймы. В качестве независимых факторов принимали геометрические параметры внешней обоймы и величину передаваемой нагрузки.

Исследования проводили для внешней обоймы с геометрическими параметрами: внутренний диаметр обоймы $D = 140$ мм; относительная толщина оболочки $h_1 / D = 0,1$; относительная толщина пластины $h_2 / D = 0,08$; относительная длина оболочки $l / D = 0,35$; относительная длина зоны зацепления $l_1 / l = 0,70$; общая длина обоймы $L = 114$ мм; углы зоны зацепления $\beta = 50, 70$ и 90° . Ступица внешней обоймы выполнена с внешним шпоночным пазом $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 40$ (ГОСТ 23360—78*).

Материал расчетной модели сталь ШХ15 (модуль упругости материала $E = 2,11 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$). Значение передаваемого эксцентриковым МСХ нефрикционного типа вращающего момента $T_p = 700$ Н·м.

Результаты экспериментов представлены в виде графиков, полученных с помощью кубической сплайн-интерполяции данных (оператор «cspline» пакета MathCAD14).

Анализ распределения эквивалентных напряжений по длине внешней обоймы L при различных углах β (рис. 2) показывает, что наибольшие по величине напряжения возникают на свободном крае цилиндрической оболочки ($\sigma_e = 60 \dots 82$ МПа), а также в зонах сопряжения пластины с оболочкой и ступицей ($\sigma_e = 105 \dots 124$ МПа). Характер изменения напряжений подобен для всех значений угла β .

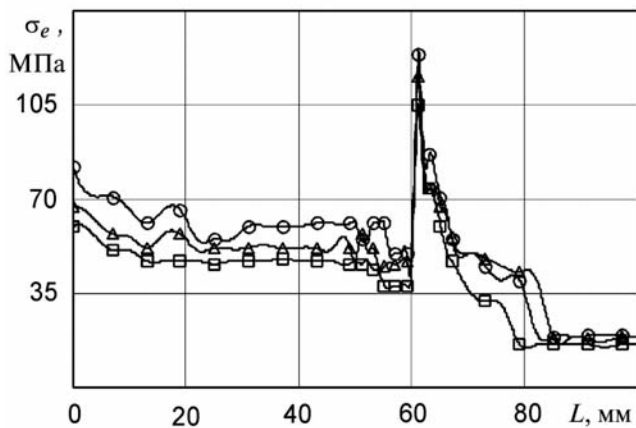


Рис. 2. Зависимость напряжений от длины в осевом сечении внешней обоймы при углах $\beta = 50^\circ$ (\circ), $\beta = 70^\circ$ (Δ) и $\beta = 90^\circ$ (\square)

В первом случае наибольшие напряжения возникают в зонах приложения нагрузки на внутреннюю цилиндрическую поверхность внешней обоймы со стороны эксцентриковых колец.

Во втором случае зона действия наибольших напряжений определяется условиями нагружения пластины, которая вследствие радиальных деформаций цилиндрической оболочки, вызванных нормальными нагрузками, подвергается действию неравномерно распределенного по ее внешнему краю изгибающего момента. При этом за счет кручения оболочки, вызванного касательными нагрузками, пластина дополнительно подвергается действию крутящего момента, неравномерно распределенного в своей плоскости.

Под действием этих силовых факторов пластина находится в сложно-напряженном состоянии, характеризующимся совместным действием как нормальных, так и касательных напряжений.

По длине ступицы наблюдается снижение напряжений, которые имеют значения порядка 15...19 МПа. Это дает возможность в дальнейшем анализировать напряженное состояние только цилиндрической оболочки и части ступицы, которые соответствуют длине $L=100$ мм.

Анализ распределения эквивалентных напряжений в радиальном сечении внешней обоймы в зависимости от полярного угла φ (рис. 3) показывает, что максимальные напряжения ($\sigma_e = 105...124$ МПа) возникают при угле $\varphi = 180^\circ$.

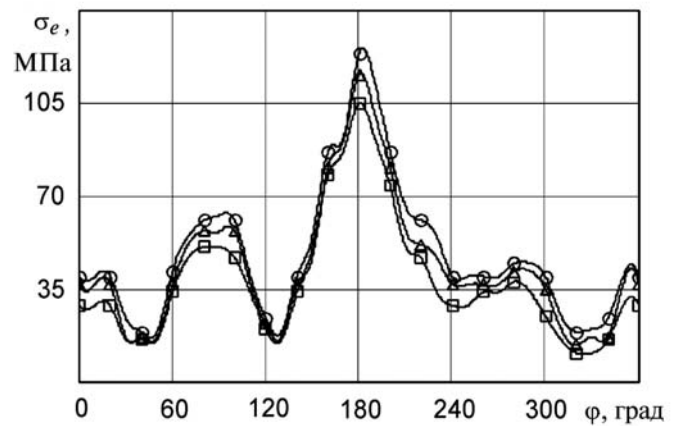


Рис. 3. Зависимость напряжений от полярного угла в радиальном сечении внешней обойме при углах $\beta = 50^\circ$ (\circ), $\beta = 70^\circ$ (Δ) и $\beta = 90^\circ$ (\square)

В остальных зонах напряжения значительно меньше и изменяются в пределах 12...58 МПа. Это объясняется схемой нагружения цилиндрической оболочки со стороны эксцентриковых колец переменной длины, когда при $\varphi = 180^\circ$ их зацепление происходит ближе к свободному краю оболочки, а при $\varphi = 0^\circ$ — к ее закрепленному краю. Показанное сечение соответствует зоне действия максимальных напряжений в месте сопряжения пластины со ступицей. Следует отметить, что при изменении угла β в диапазоне $50...90^\circ$ эквивалентные напряжения уменьшаются в 1,18—1,36 раза за счет увеличения зоны приложения нагрузки.

Анализ распределения радиальной деформации по длине внешней обоймы при различных углах β (рис. 4) показывает, что наибольшие по величине деформации ($\delta_R = 72...101$ мкм) возникают на свободном крае цилиндрической оболочки. Деформации постепенно уменьшаются по длине цилиндрической оболочки до величины $\delta_R = 27...39$ мкм и в зоне ступицы снижаются практически до нуля. Характер изменения деформаций подобен для всех значений угла β . Это позволяет в дальнейшем анализировать только деформированное состояние цилиндрической оболочки и части ступицы, которые соответствуют длине $L = 80$ мм.

Такой характер изменения деформации объясняется уменьшением плеча действия нагрузки по длине цилиндрической оболочки от свободного края до подкрепляющей пластины и, как следствие, снижением значения изгибаю-

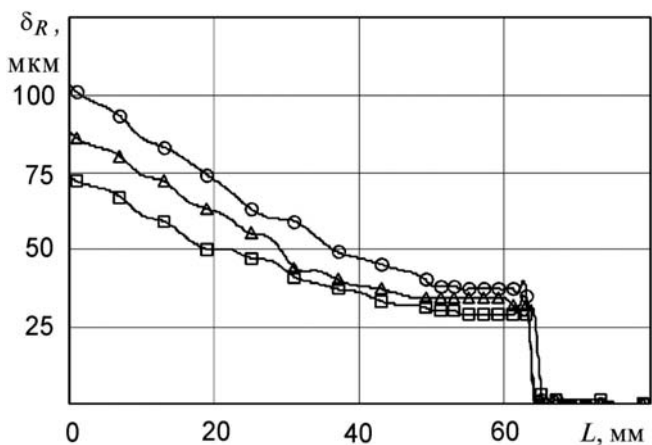


Рис. 4. Зависимость деформаций от длины в осевом сечении внешней обоймы при углах $\beta = 50^\circ$ (\circ), $\beta = 70^\circ$ (Δ) и $\beta = 90^\circ$ (\square)

щего момента. По длине цилиндрической оболочки деформация уменьшается в 2,58–2,90 раза по зависимости, близкой к линейной.

При изменении угла β в диапазоне $50...90^\circ$ радиальная деформация уменьшается в 1,33–1,44 раза за счет увеличения зоны приложения нагрузки.

Анализ распределения деформации в радиальном сечении внешней обоймы в зависимости от полярного угла φ (рис. 5) показывает, что внешняя обойма деформируется не симметрично относительно вертикальной оси, как предполагали раньше, а имеет радиальную деформацию ($\delta_R = 72...101$ мкм) в зоне зацепления, расположенной ближе к краю цилиндрической оболочки при $\varphi = 180^\circ$ в 4,8–6,0 раза больше, чем при угле $\varphi = 0^\circ$ ($\delta_R = 12...21$ мкм).

Отрицательные значения соответствуют деформации цилиндрической оболочки по направлению к ее центру.

Ступица внешней обоймы эксцентрикового МСХ может иметь различное конструктивное исполнение, зависящее от компоновки кинематической схемы привода.

Проведено исследование влияния конструктивного исполнения ступицы на НДС внешней обоймы. Исследовали внешнюю обойму с геометрическими параметрами, принятыми ранее при $\beta = 70^\circ$.

Ступица внешней обоймы имела следующие варианты конструктивного исполнения: внутренний $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 63$ или внешний

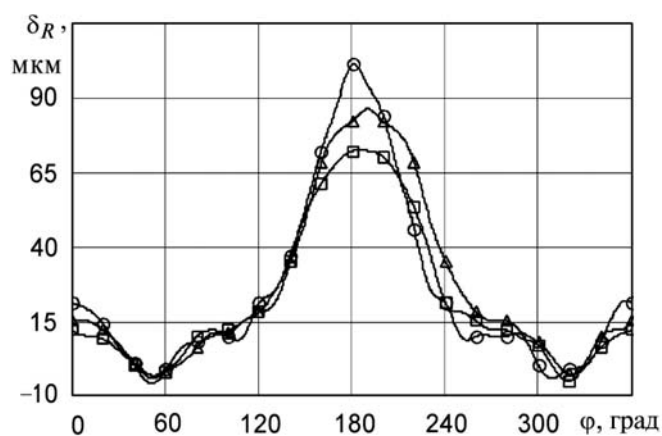


Рис. 5. Зависимость деформаций от полярного угла в радиальном сечении внешней обоймы при углах $\beta = 50^\circ$ (\circ), $\beta = 70^\circ$ (Δ) и $\beta = 90^\circ$ (\square)

$b \times h \times l = 10 \times 8 \times 40$ шпоночный паз (ГОСТ 23360–78*); внутренние $z \times d \times D = 8 \times 62 \times 72$ или внешние $z \times d \times D = 10 \times 92 \times 98$ прямобоочные шлицы (ГОСТ 1139–80); зубчатый венец (число зубьев $z = 25$, модуль $m = 4,0$ мм).

На рисунках 6 и 7 представлена обобщенная картина распределения эквивалентных напряжений σ_e во внешней обойме при различном конструктивном исполнении ее ступицы соответственно в осевом и радиальном сечениях.

Как показывает анализ результатов, различные виды конструктивного исполнения ступицы незначительно влияют на изменение

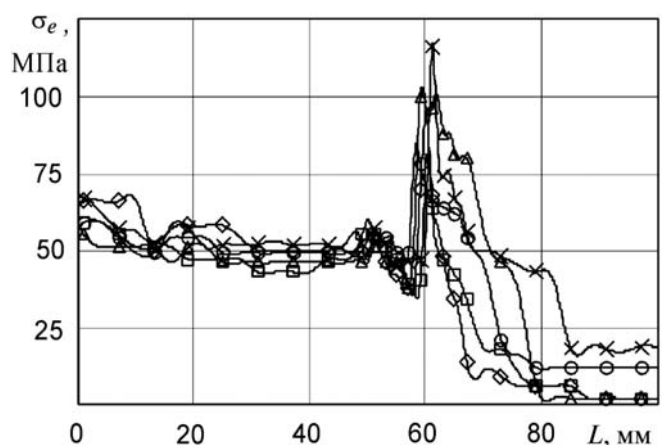


Рис. 6. Зависимость напряжений от длины для внешней обоймы со ступицей с внутренними (\square) и внешними (Δ) шлицами; внутренним (\circ) и внешним (\diamond) шпоночным пазом; зубчатым венцом

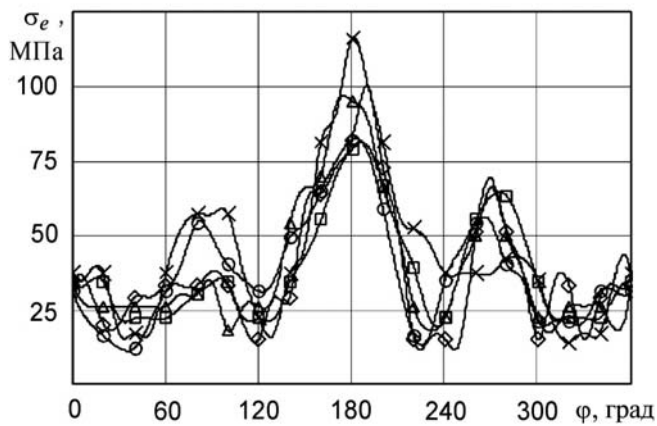


Рис. 7. Зависимость напряжений от полярного угла для внешней обоймы со ступицей с внутренними (□) и внешними (△) шлицами; внутренним (○) и внешним (◇) шпоночным пазом; зубчатым венцом (◇)

максимальных напряжений, которое составляет не более чем 1,45 раза. При этом минимальные напряжения возникают при выполнении ступицы с внутренними шлицами ($\sigma_e = 80$ МПа), а максимальные — с внешним шпоночным пазом ($\sigma_e = 116$ МПа).

На рисунках 8 и 9 представлена обобщенная картина распределения радиальной деформации δ_R во внешней обойме при различном конструктивном исполнении ее ступицы соответственно в осевом и радиальном сечениях.

Как показывает анализ результатов, различные виды конструктивного исполнения ступи-

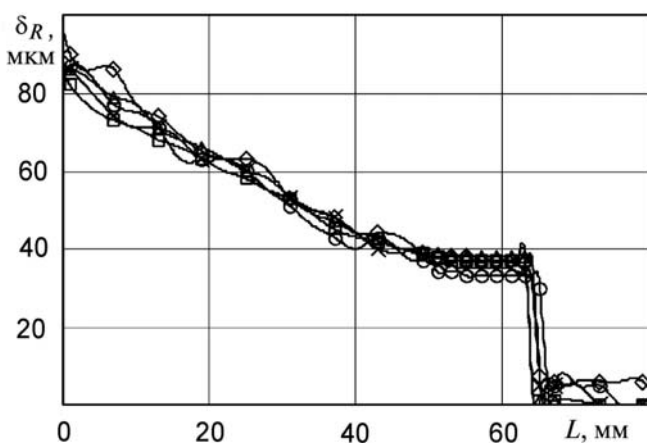


Рис. 8. Зависимость деформаций от длины для внешней обоймы со ступицей с внутренними (□) и внешними (△) шлицами; внутренним (○) и внешним (◇) шпоночным пазом; зубчатым венцом (◇)

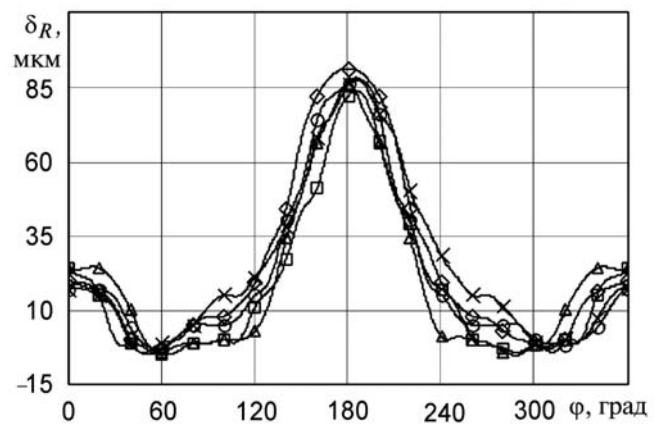


Рис. 9. Зависимость деформаций от полярного угла для внешней обоймы со ступицей с внутренними (□) и внешними (△) шлицами; внутренним (○) и внешним (◇) шпоночным пазом; зубчатым венцом (◇)

цы мало влияют на изменение максимальной радиальной деформации внешней обоймы, которое составляет не более чем 1,09 раза. При этом минимальные деформации возникают при выполнении ступицы с внешними шлицами $\delta_R = 82$ мкм, а максимальные — с зубчатым венцом $\delta_R = 90$ мкм.

Проведенные исследования позволили установить зоны действия и значения максимальных напряжений и деформаций во внешней обойме эксцентриковых МСХ нефрикционного типа и влияние на них основных геометрических параметров обоймы.

Литература

1. Шарков О.В. Эксцентриковые механизмы свободного хода фрикционного типа. Калининград: Изд-во ФГОУ ВПО «КГТУ», 2011. 206 с.
2. T-FLEX версии 11 — профессиональная проверка на прочность / П.А. Ануфриков, И.А. Ивахненко, С.Ю. Козлов и др. // САПР и графика. 2008. № 9. С. 24—28.
3. Шарков О.В., Золотов И.А. Использование методологии САД/САЕ при проектировании эксцентриковых механизмов свободного хода // Математические методы в технике и технологиях (ММТТ-19): Матер. IХХ Международной науч. конфер. В 10 т. Воронеж: ВГТА, 2006. Т. 5. С. 148—149.
4. Глухарев Е.Г., Зубарев Н.И. Зубчатые соединения: справочник. Л.: Машиностроение, 1983. 270 с.

Статья поступила в редакцию 02.05.2012