

С.А. Матвиенко /к.т.н./, А.В. Лукичев /к.т.н./
 ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)
 Ю.Н. Стрельник
 ОО ВПО «Донецкая академия транспорта» (Донецк)

МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ПРИ РАБОТЕ СФЕРИЧЕСКИХ ШАРНИРОВ ДОРОЖНЫХ МАШИН ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Промоделирована кинематика работы шарнирного соединения на примере наконечника поперечной рулевой тяги автомобиля «МАЗ», оказывающая существенное влияние на износ, надежность и безопасность эксплуатации транспортных средств. На основании модели силового взаимодействия сопряженных деталей в наконечнике рулевой тяги, учитывающей характер контакта, проведено исследование расположения зоны износа сферической поверхности, которая влияет на изменение конструкции и технологии создания поверхностного слоя при изготовлении и восстановлении шаровых пальцев.

Ключевые слова: шаровой палец, безопасность, зона контакта, трение, система координат, матрица поворота, напряжение, перемещение, деформация.

Постановка проблемы

Кинематическая цепь рулевого привода транспортного средства включает в зависимости от вида подвижного состава несколько шарнирных соединений, в том числе шаровые. Шаровые шарниры предназначены для обеспечения подвижности и перемещения рулевых тяг по сложным траекториям. Техническое состояние рулевых тяг во многом определяет управляемость транспортного средства, а, значит, и безопасность его эксплуатации.

Основной причиной отказов при эксплуатации сферических шарниров транспортных машин является износ по массе [1]. Критерием долговечности для сферических шарниров служит нормативная предельная величина линейного зазора между шаровым пальцем и корпусом. В связи с неравномерностью распределения нагрузки и непостоянством относительных перемещений контактирующих зон в трибосопряжении наконечника рулевой тяги возникает неравномерный износ поверхности шарового пальца.

Исследование при моделировании кинематики закономерности неравномерного распределения износа (нагрузки) позволит обеспечить технологические параметры функционально-ориентированного упрочнения, что увеличит срок службы рулевого наконечника. В связи с этим одним из актуальных направлений в области повышения долговечности сферических шарниров транспортных машин, в том числе и наконечни-

ка рулевой тяги, в настоящее время является функционально-ориентированный подход к анализу и совершенствованию конструктивных и технологических параметров изготовления, эксплуатации и восстановления деталей типа шаровой шарнир.

Анализ последних исследований и публикаций

Рулевые тяги предназначены для передачи усилия, которым осуществляется поворот управляемых колес от рулевого механизма к поворотным рычагам ступиц, и обеспечения поворота управляемых колес на разные углы. Конструктивно рулевые тяги являются элементом рулевой трапеции.

На концах рулевых тяг закреплены шаровые шарниры, благодаря которым при взаимных перемещениях тяг, колес и кузова во время работы подвески сохраняется возможность передачи усилия от рулевого механизма и остается неизменным выбранный водителем угол поворота колес. Шаровой шарнир служит для соединения поперечной тяги с рычагом поворотной стойки колеса. Основной деталью шарнира является наконечник рулевой тяги. Сферическая часть шарового пальца располагается внутри прочного корпуса наконечника.

Эксплуатационными параметрами шарового шарнира являются: осевое усилие при перемещении шарового пальца, момент сопротивления шарового пальца повороту, его коэффициент

стабильности, обратимые и необратимые относительные смещения шарового пальца в осевом и радиальном направлениях.

Изучению силового взаимодействия и износа сферического шарового шарнира посвящены работы [2...9]. В работе [10] получено качественное и количественное представление о силах и моментах трения в сферических шарнирах. В работе [6] была установлена взаимосвязь между перемещениями в системе втулка-шарнир шаровой опоры. На основании полученных данных был сделан вывод о неравномерности износа на поверхности шарнирного пальца.

Общий подход к учету эффектов, обусловленных трением в шарнирных узлах, предложен в работе [10]. Подход основан на положении теории упругости о том, что при значительных нагрузках силовое взаимодействие между сферической поверхностью пальца и сухарями (вкладышами) шарнира распределено по области их контакта, размеры которой не малы по сравнению с размерами шарнира.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящего исследования является получение качественного представления о кинематике работы шарнирных узлов на примере наконечников рулевых тяг автомобиля «МАЗ», позволяющего составить матрицы поворота, на базе которых при дальнейших исследованиях и моделировании получена система уравнений движения шарового пальца, наиболее подверженной износу и разрушению детали наконечника рулевой тяги, а также оценка напряженно-деформированного состояния шарового пальца.

Основной материал исследования

Для получения качественного представления о фактическом расположении зон износа рассматриваются характерные частные случаи распределения контактного давления на границе контакта сферической поверхности шарового пальца и вкладышей.

На величину износа сферической поверхности шарового пальца влияют контактные напряжения, возникающие под действием внешней нагрузки, а также скорость скольжения и площадь контакта. Внешний вид исследуемого наконечника рулевой тяги представлен на рис. 1.

Силовое взаимодействие в рулевом наконечнике осуществляется через зону контакта S сферической поверхности шарового пальца и внутренней полусферической поверхности стакана. Площадь зоны контакта S соизмерима с размерами шарнира, в связи с чем нельзя заменить распределенную нагрузку по области контакта S

сосредоточенной силой реакции. Рулевая тяга совершает только возвратно-поступательное движение в координатной плоскости OXY , при этом продольная ось рулевой тяги остается параллельной координатной оси OY (рис. 2).

Положение, и размеры зоны контакта, и распределение нагрузки в определенный момент времени определяются соответствующими внешними и инерционными силами и моментами.

Пусть $p(M)$, $M \in S$ – вектор нормального давления в точке M в зоне контакта пальца со стаканом. Силовое взаимодействие в каждой точке контактной поверхности шарнира эквивалентно сосредоточенной силе $F_n(M)$, проходящей через центр шарнира и представляющей собой равнодействующую распределенных по S сил.

$$F_n = \iint_S p(M) dS. \quad (1)$$

Условно принято, что силы F_n направлены к центру сферической поверхности шарового пальца рулевой тяги.

Для рассматриваемого шарового шарнира сила нормального давления при известной равнодействующей распределенных по зоне контакта сил определяется при решении контактных задач теории упругости при условии приближительного совпадения радиусов контактируемых сферических исполнительных поверхностей. Соответственно, зона контакта для рассматриваемого случая может быть больше площади точки.

Согласно положениям контактной задачи теории упругости контактное взаимодействие в шаровом шарнире носит осесимметричный характер. В этом случае сила нормального давления $p(M)$ в области контакта S зависит только от угла θ между векторами F_n и ρ :

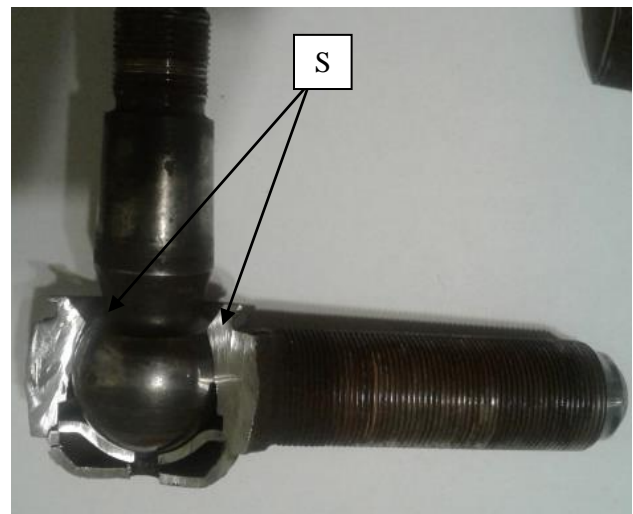


Рис. 1. Наконечник рулевой тяги

$$p(M) = p(\theta), M \in S. \quad (2)$$

В качестве зависимости, аппроксимирующей точное распределение нормального давления в области контакта для сферического шарнира, можно использовать формулу:

$$p(\theta) = p_1(\theta_0) \cos(\theta) \sin(\alpha), \quad (3)$$

где угол широты θ изменяется в пределах: $\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2$, а угол долготы α : $0 \leq \alpha \leq \pi$.

Область контактного взаимодействия представляет собой сферический пояс:

$$S: \theta_0 \leq \theta \leq \pi - \theta_0, \theta > 0. \quad (4)$$

Положение любой точки $M \in S$ определяется углом θ . Распределение давления $p = p(\theta)$ по области контакта S представляет собой функцию θ , удовлетворяющую при заданной величине R_n соотношению [10]:

$$\int_{-\theta_0}^{\theta_0} p(\theta) \cos(\theta) \rho d\theta = R_n. \quad (5)$$

При создании математической модели для приближенной оценки интенсивности износа сферической поверхности пальца в шарнире наконечника поперечной рулевой тяги приняты следующие допущения:

- используем кулоновскую модель трения, когда сила трения пропорциональна нормальной силе давления, а вектор силы трения направлен в сторону, противоположную вектору движения;
- износ рабочей сферической поверхности:
 - а) пропорционален совершенной работе сил трения и характеризуется как локальное изменение объема;
 - б) обратно пропорционален поверхностной твердости материала на поверхности трения.

В качестве неподвижной системы координат, связанной с шарнирным узлом, выберем декартову прямоугольную правую систему координат OXYZ, начало которой поместим в точку симметрии сферической части шарнира O. Ось OZ направлена вертикально вверх из точки O. Вектор P лежит в плоскости OXY и направлен перпендикулярно плоскости XOZ. Направление оси OY противоположно направлению вектора P. Ось OX перпендикулярна плоскости OYZ.

Считаем, что цилиндрическая часть шарового пальца шарнирного узла направлена вверх, жестко закреплена в поворотном рычаге и совпадает (или составляет постоянный угол) с осью аппликата OZ в каждый момент времени. Продольная ось поперечной рулевой тяги парал-

лельна оси ординат OY и в процессе движения остается неподвижной в системе координат OXYZ, при этом шарнирные вкладыши (сухари) жестко связаны с системой сухари-шарнир-тяги и неподвижны относительно системы координат OXYZ.

Следовательно, движение рассматриваемой системы (сухари-палец) при повороте управляемых колес транспортного средства может быть формально описано как вращательное движение шаровой части пальца вокруг неподвижной точки O – центра симметрии шаровой части.

Рассмотрим следующую модель движения. При повороте колес транспортного средства на угол φ шаровой палец в шарнире совершает поворот на угол φ в плоскости OXY, одновременно поворачиваясь в плоскости OYZ на угол θ . Это отклонение обусловлено изгибом пальца в плоскости OYZ под действием изгибающей нагрузки – сосредоточенной силы P, действующей перпендикулярно плоскости OXZ.

Свяжем с шаровым пальцем «вмороженную» в него местную правую прямоугольную декартову систему координат Oξηζ, центр которой совпадает с центром сферической части шарового пальца и с центром системы координат OXYZ.

Тогда в каждый момент времени положение пальца относительно шарнира может быть описано соотношениями поворота местной системы координат Oξηζ относительно неподвижной системы OXY.

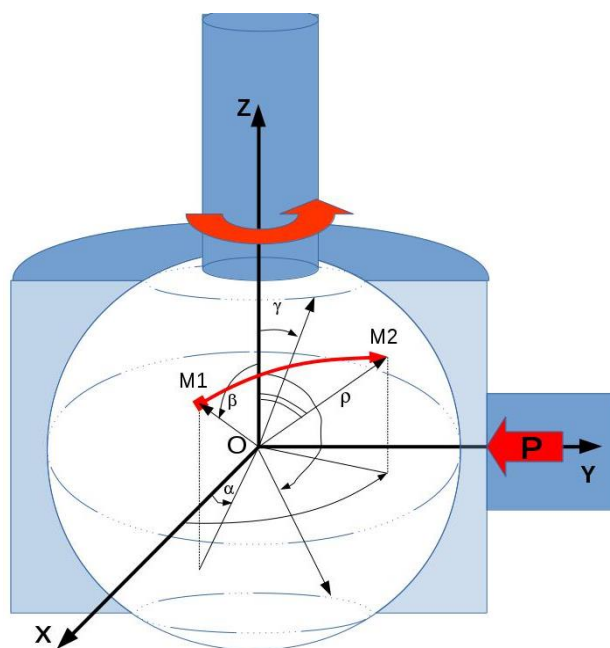


Рис. 2. Схема движения сферической части пальца в шарнире наконечника поперечной рулевой тяги

Рассмотрим точку M , лежащую на поверхности сферической части шарнира, в которой действует сосредоточенная сила $P(M)$. Положение этой точки в системе координат $O\xi\eta\zeta$ определяется вектором $\rho = \rho(\xi, \eta, \zeta)$. Положение этой же точки в системе координат $OXYZ$ определяется вектором $R = R(X, Y, Z)$. Для определенности будем полагать, что в начале движения координатные оси систем совпадают, тогда совпадают и точки M_1 и M_2 . Любое вращение вектора в трехмерном пространстве может быть представлено как композиция поворотов этого вектора вокруг трех ортогональных осей, например, вокруг осей OX , OY , OZ декартовых координат $OXYZ$ [11].

Матрицы поворота вокруг осей декартовой системы координат на соответствующие углы α , β , γ в трехмерном пространстве с неподвижной системой координат $OXYZ$ определяются следующим образом [11]:

$$M_x(\alpha) = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{vmatrix},$$

$$M_y(\beta) = \begin{vmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) \end{vmatrix}, \quad (6)$$

$$M_z(\gamma) = \begin{vmatrix} \cos(\gamma) & -\sin(\gamma) & 0 \\ \sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Ниже представлены уравнения координат точки в поворотной системе координат.

$$X = \rho(\cos(\alpha + \varphi) \sin(\beta)),$$

$$Y = -\rho(\cos(\beta) \sin(\theta) + \cos(\theta) \sin(\beta) \sin(\alpha + \varphi)), \quad (7)$$

$$Z = \rho(\cos(\beta) \cos(\theta) + \sin(\beta) \sin(\theta) \sin(\alpha + \varphi)).$$

Положительным углам при этом соответствует вращение вектора против часовой стрелки в правой системе координат и по часовой стрелке в левой системе координат, если смотреть против направления соответствующей оси.

Аналогично определяются и матрицы поворота вокруг осей декартовой системы координат в трехмерном пространстве, если в качестве неподвижной считать систему координат $O\xi\eta\zeta$.

Основное влияние на неравномерность износа сферической поверхности шарнира, кроме кинематических параметров (скорости скольжения), оказывает контактное напряжение. Для моделирования напряженно-деформированного состояния исследуемой детали под действием приложенной вынуждающей силы используется статический анализ. Статический анализ состояния шарового пальца при статической нагрузке выполняем в программе Solidworks. Для построения модели, адекватно отражающей физическую сущность и свойства исследуемой детали, применяется метод конечных элементов. Разбивка выполнялась равномерной сеткой вдоль длины и диаметра, которая дала 11566 узлов и 7470 конечных элементов (рис. 3). В целом проведенные кинематический и силовой анализы позволяют реализовать функционально-ориентированный подход к совершенствованию конструкции и проектированию технологических воздействий при отделочно-упрочняющей обработке сферической поверхности шарового шарнира.

Физические и основные механические характеристики материала выбраны для легированной стали 40Х. Расчет значений перемещений и напряжений выполнен для случая статического нагружения.

Статический анализ выполнялся для двух случаев: с приложением боковой силы на малой площадке, искусственно введенной для исследования (рис. 4), и с приложением распределенной нагрузки по нижней поверхности детали (рис. 5). Первый случай характерен для поворота модели, а второй случай – для статического состояния. Закрепление модели одинаковое в обоих случаях. Этот анализ позволил уточнить зоны максимальных напряжений и деформаций, которые в дальнейшем и определяют зоны максимального износа сферической поверхности.

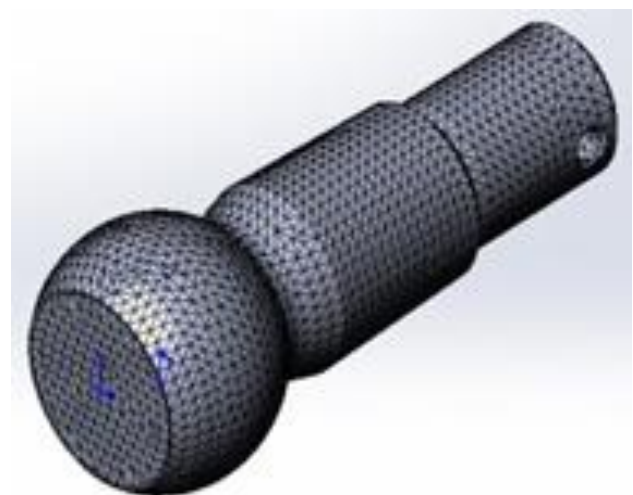


Рис. 3. Модель шарового пальца

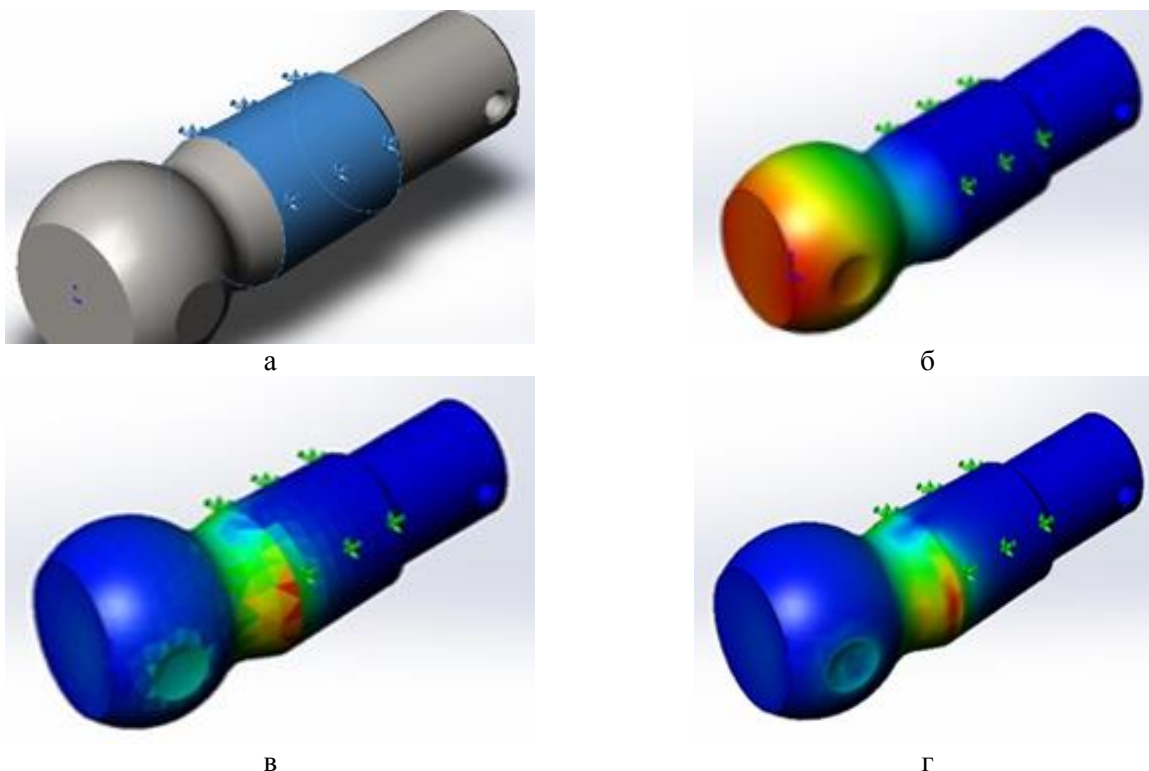


Рис. 4. Статический анализ напряженно-деформированного состояния модели шарового пальца под воздействием внешней боковой силы: *а* – схема закрепления модели; *б* – перемещение; *в* – деформация; *г* – напряжение

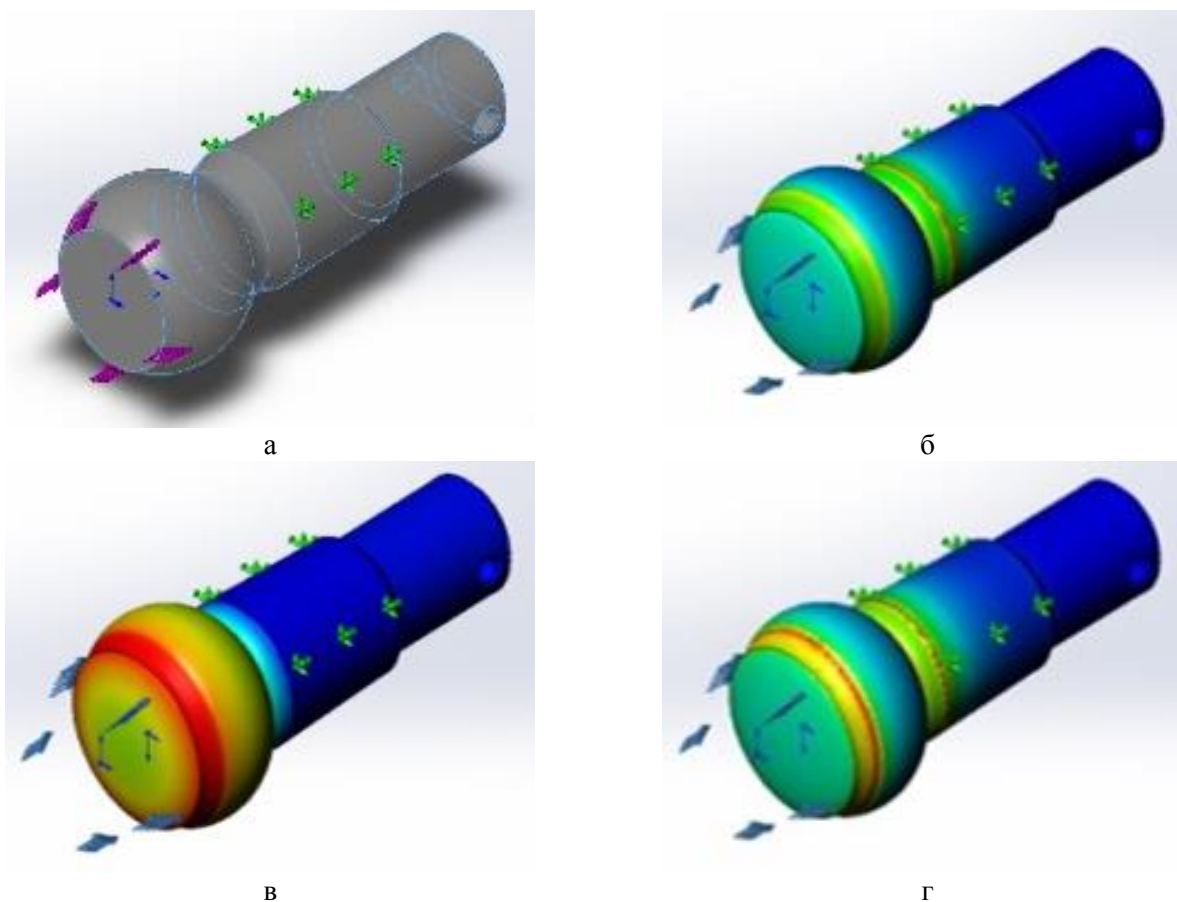


Рис. 5. Статический анализ напряженно-деформированного состояния под воздействием распределенной нагрузки на нижнюю поверхность модели шарового пальца: *а* – схема закрепления модели; *б* – перемещение; *в* – деформация; *г* – напряжение

Выводы

Таким образом, выполнено моделирование кинематики работы шарового шарнира наконечника рулевой тяги, в результате которого рассмотрена возможность применения для вывода математической модели износа шарового шарнира наконечника рулевой тяги матриц поворота. Выведены уравнения координат точки сферической поверхности шарового пальца в поворотной системе координат. В результате статического анализа модели, выполненного в программе Solidworks, определены зоны максимальных напряжений и деформаций шарового пальца, которые в дальнейшем и определяют зоны максимального износа детали. Это зона перехода цилиндрической части в сферическую и зоны сферической поверхности, подверженные нагрузке, т.е. зоны непосредственного контакта с поверхностью вкладыша. Получены исходные данные для аналитического расчета износа шарнира и проектирования технологических воздействий.

Список литературы

1. Кузьменко, А.Г. Жесткий контакт шара и плоскости с учетом износа. Неустановившийся износ / А.Г. Кузьменко, С.В. Сытник, Г.А. Кузьменко // Проблемы трибологии. – 2009. – №3(9). – С. 27-35.
2. Fischer, I.S. Velocity analysis of mechanisms with ball joints / Mechanics Research Communications. – 2003. – No.30. – P. 69-78.
3. Леутин, А.П. Об определении системы сил реакций в шарнирных узлах крепления летательных аппаратов при их разделении // Ученые записки ЦАГИ. – 1981. – № 4. – Т.ХП. – С. 85-96.
4. Кузьменко, А.Г. Износ в шаровых опорах рулевого управления автомобиля (расчеты и испытания) / А.Г. Кузьменко, С.В. Сытник // Проблемы трибологии. – 2008. – №3. – С. 94-120.
5. Кузьменко, А.Г. Методы испытаний на износ при переменной площадке контакта с определением параметров k_w , m модели изнашивания (МПП) k_w , m / Проблемы трибологии. – 2014. – №1. – С. 123-138.
6. Михайлов, А.Н. Расчет относительных перемещений в системе втулка-палец шаровой опоры / А.Н. Михайлов, А.Н. Голубов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2016. – № 4(55). – С. 10-17.
7. Kang, J. Theoretical model of ball joint squeak / Journal of Sound and Vibration. – 2011. – No.330. – P. 5490-5499.
8. Тебекин, М.Д. Повышение эффективности определения технического состояния шаровых шарниров подвески легкового автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / Тебекин Максим Дмитриевич. – Орел, 2015. – 158 с.
9. Ossa, E.A. Failure analysis of a car suspension system ball joint / E.A. Ossa, C.C. Palacio, M.A. Paniagua // Engineering Failure Analysis. – 2011. – No.18. – P. 1388-1394.
10. Ильин, В.А. Сила трения и момент сил трения в шарнирных узлах крепления при развороте двух летательных аппаратов относительно этих узлов / Ученые записки ЦАГИ. – 1985. – №3. – Т.16. – С. 79-91.
11. Лурье, А.И. Аналитическая механика. – М.: Физматлит, 1961. – 824 с.

S.A. Matvienko /Cand. Sci. (Eng.)/, O.V. Lukichov /Cand. Sci. (Eng.)/

Donetsk National Technical University (Donetsk)

Yu.N. Strelnik

Donetsk Academy of Transport (Donetsk)

MODELING THE KINEMATICS OF THE ROAD CAR SPHERICAL JOINTS AT WORK IN ORDER TO IMPROVE THEIR OPERATION SAFETY

Background. The main cause of failures of spherical joints of transport vehicles is uneven wear. The kinematics model of the regularity of uneven load distribution (wear) will provide the technological parameters of the functionally-oriented hardening, which will increase the service life of the steering tip. In this regard, the actual direction of improving the safety of spherical joints of transport vehicles is a functionally-oriented approach to the design and technological parameters of the manufacture, operation, and restoration of parts such as ball joint.

Materials and/or methods. The force interaction in the steering tip occurs through the contact zone of the spherical surface of the ball pin and the inner hemispherical surface of the cup. The force interaction at each point of the contact surface of the joint is equivalent to the concentrated force passing through the center of the joint and representing the resultant forces distributed over the contact zone. The force of the normal pressure at the known resultant force distributed over the contact zone determined by solving the contact problems of the theory of elasticity under the condition

of approximate coincidence of the radii of the contacting spherical working surfaces. If associate a local Cartesian coordinate system with a ball pin, then at each time moment the position of the pin relative to the joint can be described by the relation of rotation of the local coordinate system with respect to the fixed system. For further research adopted the rotation matrices around the axes of the Cartesian coordinate system at the appropriate angles in three-dimensional space with a fixed coordinate system. As a result of the static analysis of the model performed in Solidworks, the zones of maximum stress and strain of the ball pin defined which determine the zone of maximum wear of the component.

Results. The modeling of the kinematics of the ball joint of the steering rod tip carried out by using rotation matrices for the mathematical model of wear of a joint. The equations of coordinates of a point of a spherical surface of a ball pin in a mobile coordinate system derived. As a result of the static analysis of the model made in Solidworks, the zones of maximum stresses and strains of the ball pin defined, which determine the zone of maximum wear of machine parts. The initial data for the analytical determination of wear of the joint and designing technological influences obtained.

Conclusion. To derive a mathematical model of the ball pin motion rotation matrices used.

Keywords: ball pin, safety, contact area, friction, coordinate system, rotation matrix, stress, displacement, deformation.

Сведения об авторах

С.А. Матвиенко

SPIN-код: 5117-2172
 Телефон: +380 (71) 367-80-09
 Эл. почта: serge-matvienko@yandex.ru

А.В. Лукичев

SPIN-код: 9580-9623
 Телефон: +380 (71) 369-05-10
 Эл. почта: a_lukichov@mail.ru

Ю.Н. Стрельник

SPIN-код: 8999-4900
 Телефон: +380 (71) 307-62-21
 Эл. почта: yura-strelnik@yandex.ru

Статья поступила 28.02.2019 г.

© С.А. Матвиенко, А.В. Лукичев, Ю.Н. Стрельник, 2019

Рецензент д.т.н., проф. А.П. Кононенко

