



# МЕХАНИКА ТРИБОФАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

УДК 620.178

А.В. БОГДАНОВИЧ, д-р техн. наук, доц.  
профессор кафедры теоретической и прикладной механики  
E-mail: bogal@tut.by

Белорусский государственный университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 13.01.2019.

## О РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ШАРОВЫХ ШАРНИРОВ ШАССИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА. ЧАСТЬ 2. РАСЧЕТ ПО КРИТЕРИЮ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫМ ПОВРЕЖДЕНИЯМ

*Шаровые шарниры транспортных средств относят к ответственным узлам рулевого управления и подвески. В практике проектирования этих узлов обычно производят расчет шарового пальца на прочность при статическом нагружении. В статье шаровой шарнир рассматривается как трибофатическая система, в которой опасные по изгибным напряжениям и износу зоны удалены друг от друга, но при этом вызваны одной нагрузкой. Показана необходимость оценки сопротивления усталости шарового пальца и учета неравномерности распределения износа по сопряженным поверхностям шаровой головки пальца и вкладыша. Работа выполнена в двух частях. В первой части обсуждается оценка статической и усталостной прочности шарового пальца, а во второй — оценка износостойкости элементов шарнира и предложение по новому методу испытания модели шарнира.*

**Ключевые слова:** шаровой шарнир, прочность, износостойкость, трение, контактное давление, интенсивность изнашивания, трибофатическая система, износостойкостные испытания

**Введение.** В первой части статьи [1] были приведены особенности расчета на статическую и усталостную прочность основного элемента шарового шарнирного соединения — шарового пальца, рассмотрен пример практического расчета на прочность шарового пальца из хромистой стали.

Известны также методы расчета на износ шаровых шарниров [2, 3]. Ниже излагаются некоторые подходы к расчетной оценке работоспособности шарового шарнира как трибофатической системы по критерию износостойкости и опытному определению характеристик сопротивления износостойкостным повреждениям.

**Расчет на износостойкость.** В монографии [3] предложено подшипники скольжения, шарниры и другие подобные узлы, относящиеся к типу «вал — втулка», рассчитывать на износ следующим образом. Путь трения определяют исходя из

величины дуги контакта экспериментально или теоретически из решения контактной задачи для упругих тел, ограниченных цилиндрическими поверхностями, радиусы которых мало отличаются один от другого (рисунок 1). За один оборот путь трения скольжения для точек, расположенных на вращающемся элементе, равен длине  $l$  контакта. Для точек неподвижного звена путь трения равен периметру подвижного тела по контактирующей поверхности, т. е.  $2\pi R_2$  для подшипника скольжения. За время работы  $t$  путь трения скольжения  $S_1 = 2\pi R_2 n t$  и  $S_2 = l n t$  для тел 1 и 2 соответственно. Зона исходного контакта зависит от упругих свойств материалов контактирующих тел, геометрических характеристик, нагрузки и может быть определена из решения контактной задачи теории упругости.

По величине угла  $\varphi_0$  находят дугу контакта и определяют величину износа сопряженных тел 1

и 2 (см. рисунок 1) пары трения:

$$i_1 = \int_0^{S_1} I_1 dS; \quad i_2 = \int_0^{S_2} I_2 dS. \quad (1)$$

Если интенсивность изнашивания  $I$  не изменяется по пути трения, то уравнения (1) преобразуются к виду:

$$i_1 = I_1 S_1; \quad i_2 = I_2 S_2. \quad (1a)$$

Исходя из допустимого износа  $[i]$  узла, можно определить его срок службы  $t$  [3]:

$$[i] = (R_1 + i_1) - (R_2 - i_2);$$

$$t = \frac{[i] - (R_1 - R_2)}{(I_1 2\pi R_2 - I_2 I) n}. \quad (2)$$

В работе [4] рассматривается процесс изнашивания шарового пальца при изменяющихся размерах площадки контакта, который содержит информацию о зависимости износа от давления, т. е. информацию об основной модели изнашивания. Сначала ставится и решается прямая и контактная задача для шара и плоскости с износом. В прямой задаче параметры модели изнашивания задаются, а давление и размеры площадки контакта определяются из решения.

Постановка контактной задачи с износом складывается из трех соотношений:

а) дифференциального соотношения модели установившегося изнашивания:

$$\frac{di_1}{dS_1} = k_1 p^m; \quad (3)$$

б) условия сплошности в контакте:

$$i_1(S_1, r) = u(S_1, r); \quad (4)$$

в) условия равновесия в контакте:

$$Q = \int_0^{2\pi} \int_0^a i_1(S_1, r) r dr d\varphi, \quad (5)$$

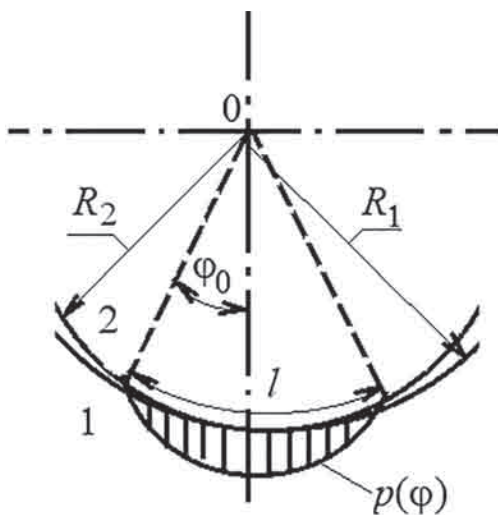


Рисунок 1 — Распределение давления в подшипнике скольжения:  
1 — втулка; 2 — вал  
Figure 1 — Pressure distribution in the sliding bearing:  
1 — sleeve; 2 — shaft

где  $i_1(S_1, r)$  — линейный износ шара радиусом  $R$ ;  $S_1$  — путь трения для контактных точек шара;  $p(S_1, r)$  — контактное давление по площадке контакта;  $r, \varphi$  — радиальные и угловые координаты;  $k_1, m_1$  — параметры модели изнашивания;  $Q$  — нагрузка на шар;  $u(S_1, r)$  — геометрическая функция в контакте:

$$u(S_1, r) = \frac{a^2(S_1) - r^2}{2R}. \quad (6)$$

В такой постановке контактная задача сводится к дифференциальному уравнению

$$p(S_1) = \left[ \frac{a(S_1)}{k_1 R} \frac{da(S_1)}{dS_1} \right]^{1/m_1}, \quad (7)$$

из которого следует, что контактное давление в условиях принятых допущений распределено по площадке контакта равномерно. Дальнейшее рассмотрение приводит к обыкновенному дифференциальному уравнению с разделяющимися переменными относительно радиуса  $a$  площадки контакта:

$$Q = \pi a^2(S_1) \left[ \frac{a(S_1)}{k_1 R} \frac{da(S_1)}{dS_1} \right]^{1/m_1}, \quad (8)$$

решая которое, получаем зависимость для размера площадки контакта:

$$a(S_1) = \left[ (2m_1 + 2) \frac{k_1 R}{\pi^{m_1}} Q^m S_1 + c \right]^{\frac{1}{2m_1 + 2}}. \quad (9)$$

Постоянная интегрирования при нулевой начальной площадке контакта равна  $c = 0$ , а при  $a(S_1 = 0) = a_0, c = a_0^{2m_1 + 2}$ .

Обратная контактная задача с износом состоит в определении параметров  $k, m$  модели изнашивания при заданной (известной из эксперимента) зависимости размера площадки контакта  $a(S)$  от пути трения.

Решение обратной задачи можно выполнить методом обращения решения прямой задачи (9) для случая нулевой начальной площадки контакта на экспериментальной кривой  $a(S)$  задаются две точки  $(a_1, S_1); (a_2, S_2)$  для которых записывается решение (9). Решая эту систему из двух уравнений, получаем искомые зависимости для определения параметров  $k_1, m_1$ :

$$m_1 = \frac{\lg(S_1/S_2)}{2 \lg(a_1/a_2)} - 1; \quad (10)$$

$$k_1 = \frac{a_1^{2m_1 + 1}}{(2m_1 + 2) R (Q/\pi)^m S_1}. \quad (11)$$

Описанный подход был обобщен [4] на тела другой формы с двоякой кривизной. Приведенный (эквивалентный контакту шара и плоскости)

радиус для контакта тел двойкой кривизны был получен [4] из условия равенства в обоих случаях площади площадки контакта и максимального радиального износа. Формула для приведенного радиуса  $R^*$  имеет вид:

$$R^* = (R_1^* R_2^*)^{1/2}; \quad (12)$$

$$\frac{1}{R_1^*} = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{21}}; \quad \frac{1}{R_2^*} = \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{22}}. \quad (13)$$

С учетом этих соотношений, если проводят испытания на износ пары трения с телами двойкой кривизны, получена зависимость типа  $a = cS^b$ , где

$$a = (a_1 a_2), \quad (14)$$

где  $a_1, a_2$  — полуоси эллиптической площадки контакта, то параметры модели изнашивания  $k, m$  определяются по зависимостям (10), (11), в которых радиус  $R$  заменен на  $R^*$  по (4).

Применительно к шаровому шарниру рулевого механизма решение задачи о контактом взаимодействии жесткого шара и упругого сферического вкладыша в жесткой сферической обойме позволило получить выражение для максимального контактного давления на вкладыш в виде [4]:

$$p_0 = \frac{Q}{2\pi R^2 (1 - \cos^2 \varphi_0)}, \quad (15)$$

где  $\varphi_0$  — половина угла контакта;  $R$  — радиус сферы.

В связи с неравномерностью распределения угловых скоростей и неполным контактом между сопряженными поверхностями, в процессе работы износ шарового шарнира происходит неравномерно. Авторы работы [5] исследовали особенности относительного движения элементов шарнира, которые приведем ниже.

При работе шарнира в поворачивающейся под определенным углом системе двух соединенных деталей происходит одновременно передача механической нагрузки. При этом имеет место своеобразное вращательное движение вокруг соединительной точки или же общей оси пары сцепленных элементов, которые будут совершать вращательные действия вокруг неподвижной оси относительно друг друга.

В процессе эксплуатации шаровой опоры происходит активное трение в точках контакта двух элементов шарнира. Ниже приведены уравнения боковой поверхности шарового шарнира при однопараметрическом огибании и изменении одного параметра движения, характеризующего углом  $\psi$ , так как во время работы смещение идет вокруг одной точки без относительного смещения, а угол перекоса осей обоих элементов принимает фиксированное значение.

Систему координат  $x_1, y_1, z_1$ , связанную с вкладышем 1 (рисунок 2), считаем неподвижной, а систему координат  $x_2, y_2, z_2$ , связанную с пальцем 2, — подвижной в относительных движениях.

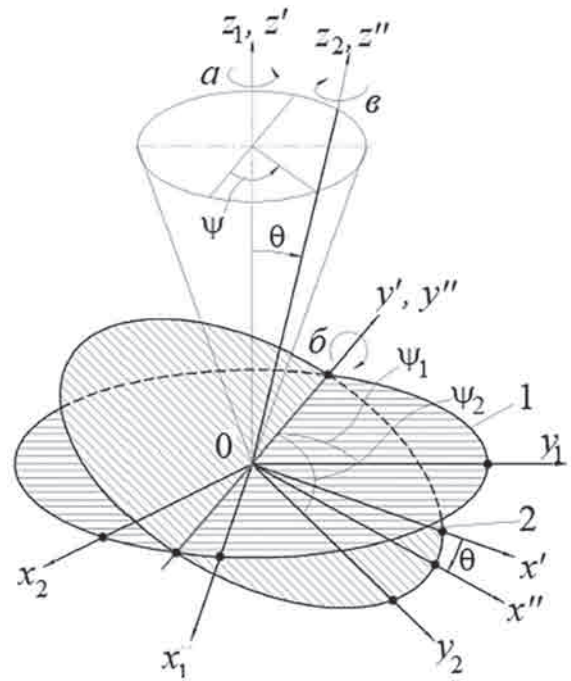


Рисунок 2 — К расчету преобразования системы координат в относительных движениях  
Figure 2 — To the calculation of coordinate system transformation in relative movements

Положения подвижной системы координат будем задавать в отношении неподвижной системы. При этом, чтобы при работе относительные движения вкладыша и пальца полностью совпадали, необходимо, выполнение следующей зависимости [5]:

$$u_m = \frac{d\psi_1}{d\psi_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1, \quad (16)$$

где  $u_m$  — передаточное отношение шарового шарнира;  $d\psi_1$  и  $d\psi_2$  — приращения углов поворота продольных осей вкладыша и пальца;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  — угловые скорости вращения вкладыша и пальца вокруг своих предельных осей.

Как известно из аналитической геометрии [6], от системы координат  $x_1, y_1, z_1$ , к системе координат  $x_2, y_2, z_2$ , имеющих единое начало координат, можно перейти при помощи последовательного выполнения трех поворотов  $a, b$  и  $v$  (см. рисунок 2) вокруг себя осей координат путем задания углов Эйлера в трехмерном евклидовом векторном пространстве.

Сначала повернем систему  $x_1, y_1, z_1$  вокруг оси  $0z_1$  на угол  $\theta$ , получим систему координат  $x', y', z'$ , (см. рисунок 2). Затем систему координат  $x', y', z'$  повернем вокруг оси  $0y'$  на угол  $\theta$ , получим систему  $x'', y'', z''$ . Далее, поворачивая систему  $x'', y'', z''$  около оси  $0z''$  на угол  $\psi_2$ , получим систему  $x_2, y_2, z_2$ . Отметим, что для выполнения требования (16) необходимо, чтобы углы  $\psi_1$  и  $\psi_2$  отображались конформно:

$$\psi_1 = \psi_2 = \psi, \quad (17)$$

где  $\psi$  — угол поворота зацепления.

Формулы перехода от системы  $x_1, y_1, z_1$  к системе координат  $x_2, y_2, z_2$ , описанные выше, имеют следующий вид [5]:

$$q_2 = M_{21}q_1, \quad (18)$$

где

$$M_{21} = M_{20''}M_{0''0'}M_{0'1}; \quad (19)$$

$q_1$  и  $q_2$  — столбцовые матрицы радиусов-векторов одной и той же точки в системах  $x_1, y_1, z_1$  и  $x_2, y_2, z_2$ ;  $M_{0'1}$  — матрица перехода от системы координат  $x_1, y_1, z_1$  к  $x', y', z'$ ;  $M_{0''0'}$  — матрица перехода от системы координат  $x', y', z'$  к  $x'', y'', z''$ ;  $M_{20''}$  — матрица перехода от системы координат  $x'', y'', z''$  к  $x_2, y_2, z_2$ .

Используя правило составления матриц [7] и учитывая (16) и (17), запишем:

$$M_{0'1} = \begin{vmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; \quad (20)$$

$$M_{0''0'} = \begin{vmatrix} \cos \psi & 0 & \sin \psi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \psi & 0 & \cos \psi \end{vmatrix}; \quad (21)$$

$$M_{20''} = \begin{vmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (22)$$

Связь между координатами  $x_1, y_1, z_1$  и  $x_2, y_2, z_2$  с учетом (19)–(22) определяется уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= x_1 \left( 1 - 2 \cos^2 \psi \sin^2 \frac{\theta}{2} \right) - y_1 \sin 2\psi \sin^2 \frac{\theta}{2} + \\ &+ z_1 \cos \psi \sin \theta; \\ y_2 &= -x_1 \sin 2\psi \sin^2 \frac{\theta}{2} + y_1 \left( 1 - 2 \cos^2 \psi \sin^2 \frac{\theta}{2} \right) + \\ &+ z_1 \sin \psi \sin \theta; \\ z_2 &= -x_1 \cos \psi \sin \theta - y_1 \sin \psi \sin \theta + z_1 \cos \theta. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Уравнения (23) выражают условие перехода от системы координат  $x_1, y_1, z_1$  к  $x_2, y_2, z_2$  в относительных движениях вкладыша и пальца. Здесь каждое относительное положение вкладыша и пальца шарнира достигается за счет последовательных трех поворотов системы координат пальца  $x_2, y_2, z_2$  относительно системы координат вкладыша  $x_1, y_1, z_1$ .

Рассматривая процесс движения вкладыша и пальца шарнира с точки зрения нескольких видов трения, зависящих от площадки контакта и скорости движения, можно попытаться составить основную диаграмму распределения износа по поверхности контакта.

Используя зависимость износа поверхностей трения в зависимости от скорости их скольжения друг по другу (рисунок 3) и исходя из распределения угловых скоростей по поверхности шарового пальца и вкладыша шарнира, можно найти распределение износа по поверхности в процессе ра-

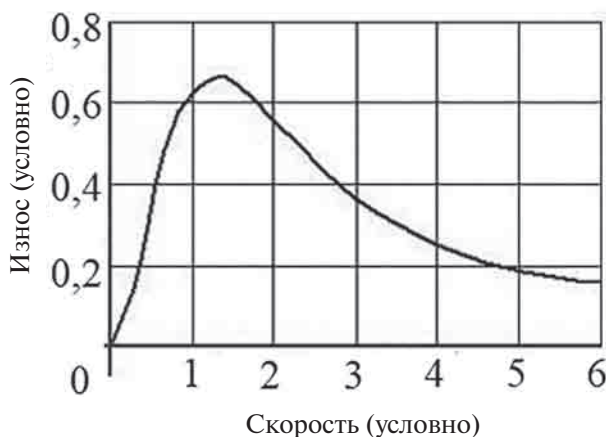


Рисунок 3 — Зависимость износа поверхностей трения от скорости их скольжения друг по другу [3]  
Figure 3 — Dependence of wear of friction surfaces on speed of their sliding on each other [3]

боты. Так как адгезионное трение действует только на поверхностях с малыми угловыми скоростями, можно полагать, что с увеличением в процессе работы угловой скорости точки на поверхности шарового пальца (и вкладыша) адгезионный износ стремится к нулю, а износ, зависящий от скорости движения и включающий в себя тепловой, усталостный и абразивный виды, увеличивается (рисунок 4).

Расчет шарового шарнира на износостойкость строится по той же схеме, что и расчет на прочность, т. е. результатом расчета должно быть сравнение расчетного параметра с его допускаемым (нормативным) значением. Подход, описанный

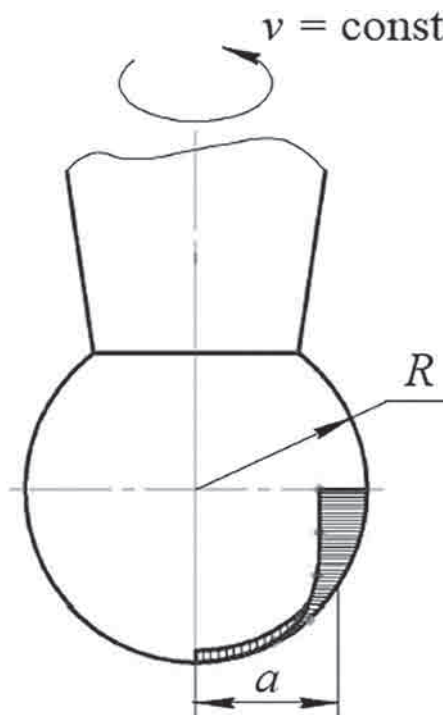


Рисунок 4 — Особенности неравномерности износа поверхностного слоя шарового шарнира [5]  
Figure 4 — Features of uneven wear of ball joint surface layer [5]

в [3], предполагает использование допускаемого износа  $[i]$  сопряжения. Для подшипников скольжения, постоянно работающих в условиях граничного и полужидкостного режимов трения, а также при гидродинамической смазке, но при критических нагрузениях — предельных нагрузках в сочетании с низкими скоростями, при пусках, остановах, реверсах, — вычисляют среднее контактное давление  $p$  в подшипнике и сравнивают его с допускаемым  $[p]$ :  $p \leq [p]$ . Еще один критерий работоспособности — (линейная) интенсивность изнашивания:  $I \leq [I]$ . Все эти критерии рекомендованы [8] для шарнирных подшипников скольжения.

Выполним расчет на износ шарового шарнира рулевого механизма легкового автомобиля. Примем конструктивные размеры и материал шарового пальца те же, что и в первой части статьи [1]. Максимальное контактное давление найдем по выражению (15) при  $R = d_1/2$ ,  $\varphi_0 = \alpha/2$  для случая, когда  $Q = F_{\text{цикл}}$  [1]:

$$p_0 = \frac{F_{\text{цикл}}}{2\pi(d_1/2)^2(1 - \cos^2(\alpha/2))} = \frac{4,0 \cdot 10^3}{2\pi(25/2)^2(1 - \cos^2(35^\circ/2))} = 41,5 \text{ МПа.}$$

Вспользуемся также приведенными в работе [4] результатами испытаний пары трения «сталь — полиуретан» шарового шарнира рулевого управления автомобиля ВАЗ по схеме «шар — цилиндр», которые проводились без смазки и при трех видах смазки: а) серийная ШРБ; б) Mobil; в) Shell. С учетом этих результатов и установлено на основе экспериментальных данных пути трения для шарового шарнира легковых автомобилей, равного  $3 \cdot 10^4$  мм на 10 000 км пробега [9], имеем значения параметров  $k$ ,  $m$  модели изнашивания и параметров  $c$  и  $\beta$  зависимости  $a = cS^\beta$  приведенной полуоси  $a$  эллиптической площадки контакта от пути трения  $S$ , а также величину износа полимерного вкладыша, представленные в таблице.

Таблица — Параметры износостойкости полиуретанового вкладыша (по данным [4])  
Table — Parameters of wear resistance of polyurethane liner (according to the data from [4])

Параметр	Значение параметра			
	Без смазки	ШРБ	Mobil	Shell
$\beta$	0,1077	0,1214	0,1117	0,112
$c$	0,3193	0,245	0,263	0,2654
$m$	3,6425	3,1186	3,4763	—
$k \times 10^{-6}$	14	0,41	0,39	0,43
$I \times 10^{-6}$	2,1779	0,08336	0,066	0,0733
Износ $i$ , мм при $p_0 = 45,1$ МПа и пробеге $10^4$ км	5,08	0,179	0,158	0,178

Из таблицы видно, что отсутствие серийной смазки увеличивает износ вкладыша шарнира более чем в 28 раз при пробеге автомобиля 10 000 км; износ при смазке Mobil составляет ~0,88 от серийной. Отметим, что в таблице приведены расчетные значения износа полимерного вкладыша при максимальном контактном давлении без учета неравномерности процесса изнашивания, связанных с распределением контактного давления и угловых скоростей по поверхности шарового пальца и вкладыша шарнира. Для минимизации износа шарнира и управления процессом изнашивания можно применять функционально-ориентированные покрытия, которые следует наносить в соответствии с картиной износа, а их состав должен варьироваться в зависимости от требуемых характеристик поверхности в данной точке [5].

Выполним проверку работоспособности шарнира по контактному давлению. Среднее давление  $p$  в шаровом шарнире определим по выражению [8]:

$$p = \frac{F}{d_{\text{ш}}b}, \quad (24)$$

где  $d_{\text{ш}}$  — диаметр сферической головки пальца;  $b$  — ширина вкладыша; в нашем примере  $d_{\text{ш}} = d_1 = 25$  мм,  $b = 23$  мм. Поэтому, если принять аварийную нагрузку на шарнир  $F_{\text{cr}} = 11,1$  кН [1], имеем

$$p = \frac{11,1 \cdot 10^3}{25 \cdot 23} = 19,3 \text{ МПа.}$$

Для материала вкладыша по данным [2] допускаемое давление составляет 20 МПа, следовательно, условие износостойкости  $p \leq [p]$  выполняется.

Оценку работоспособности шарнира по критерию интенсивности изнашивания выполним по данным таблицы, приняв  $[I] = 10^{-7}$  с учетом рекомендаций [2] как для самосмазывающейся пары трения. Сравнивая приведенные в таблице значения интенсивности  $I$  изнашивания вкладыша с допускаемым значением, констатируем, что условие  $I \leq [I]$  удовлетворяется для всех видов смазки, а при сухом трении износостойкость вкладыша не обеспечивается.

К сожалению, в литературе не удалось найти сведений об интенсивности изнашивания сферической поверхности стального шарового пальца для металлополимерного шарового шарнира: понятно, что преимущественно в таком шарнире происходит износ полимерного вкладыша. Полимерные вкладыши обеспечивают низкий коэффициент трения в узле и дополнительно выполняют задачи демпфирования и изоляции шума, обусловленных движением по неровной дороге.

Однако используют и стальные вкладыши в шаровых шарнирах боковых тяг рулевого управления при необходимости в большей жесткости сочленений и при пренебрежении шумоизоляции

ей, например, в некоторых грузовых и гоночных автомобилях. При этом, конечно, сферическая поверхность шарового пальца должна иметь высокую твердость, не менее 55 HRC, а вкладыш изготавливают из стали с меньшей твердостью [10].

**Об экспериментальном определении характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям.** Шаровой шарнир рулевого управления и подвески транспортного средства представляет собой разновидность трибофатической системы, в которой зоны с наибольшей нагруженностью по трению (с изнашиванием) и механической усталости конструктивно удалены друг от друга на некоторое расстояние при действии одной и той же нагрузки. В рассматриваемом узле речь идет о шаровом пальце — опасное по изгибным напряжениям сечение Б-Б (см. рисунок 2 [1]) его цилиндрической части находится на некотором расстоянии от шаровой головки, где преобладают процессы трения. Аналогичная картина наблюдается в зубчатой передаче, где наибольшие циклические напряжения изгиба имеют место в основании зуба шестерни, а процесс трения качения реализуется на боковой поверхности зуба. Применительно к зубчатому зацеплению была разработана модель (рисунок 5), которая имитирует основные условия работы цилиндрических зубчатых колес: в полюсе зацепления (контакт двух роликов) реализуется трение качения при действии контактной нагрузки  $F_N$ , а в зоне перехода зуба в венец (галтельный переход радиусом  $R$ ) — циклический изгиб (при консольном изгибе) под действием той же нагрузки  $F_N$  [11–13]. И хотя износовые и усталостные повреждения обнаруживаются в разных областях деформируемого элемента (зуба зубчатого колеса или его модели), значительно удаленных друг от друга, они оказываются взаимосвязанными повреждениями, поскольку, например, при увеличении нагрузки  $F_N$  интенсифицируются оба повреждающих явления вследствие одновременного

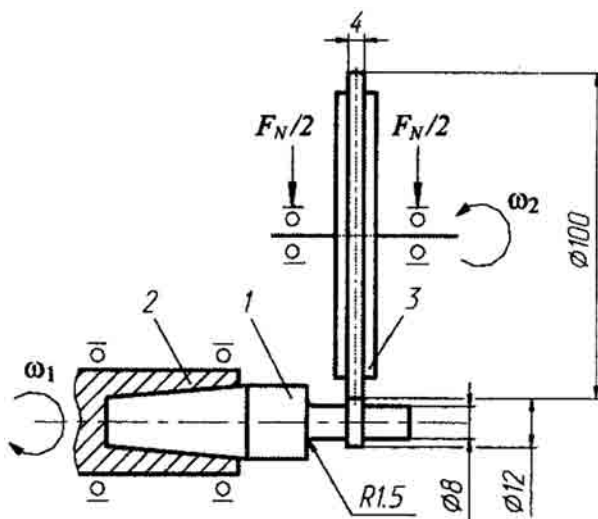


Рисунок 5 — Модель зубчатого зацепления  
Figure 5 — Gearing model

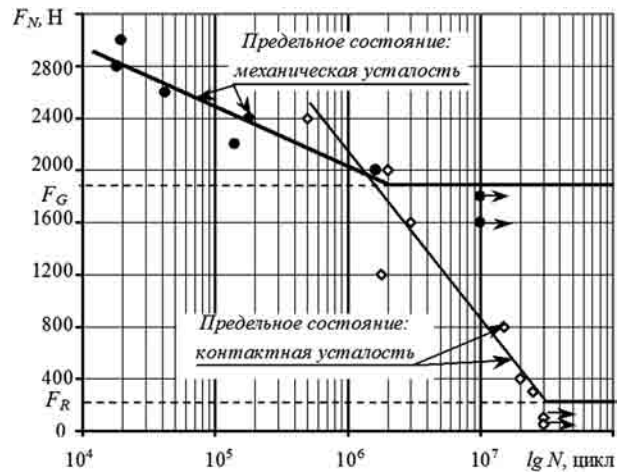


Рисунок 6 — Результаты испытания моделей зубчатых зацеплений из стали 25ХГТ:  $F_G$  — предельная нагрузка по критерию изгибной усталости;  $F_R$  — предельная нагрузка по критерию контактной усталости  
Figure 6 — Results of tests of gearing models from steel 25KhGT:  $F_G$  — ultimate load by bending fatigue criterion;  $F_R$  — ultimate load by contact fatigue criterion

и пропорционального ей роста изгибных и контактных напряжений. При испытании таких моделей (см. рисунок 5) сразу получают характеристики как изгибной, так и контактной выносливости исследуемого материала путем построения соответствующих кривых усталости (рисунок 6) при изменении только величины контактной нагрузки  $F_N$  — как в реальных условиях работы зубчатых зацеплений.

При экспериментальной оценке работоспособности шарового шарнира целесообразно использовать накопленный опыт моделирования зубчатых зацеплений [11–13]. Только, в отличие от последнего, следует обеспечить в модели шарнира реализацию трения скольжения в соответствующих условиях смазки (как в исследуемом натурном шаровом шарнире) и, конечно, геометрия образца и вкладыша, режим силового нагружения, скорости скольжения также должны быть подобраны схожими с оригинальным узлом на основе методов моделирования и подобию. Все эти детали требуют тщательной проработки и выходят за рамки настоящей статьи, в том числе в связи с незавершенным процессом патентования.

Таким образом, для оценки работоспособности шарового шарнира шасси транспортного средства по критерию износа может быть использовано выражение (2), построенное на средних интенсивностях изнашивания элементов сопряжения и его допустимом износе. Также в качестве критериев работоспособности такого шарнира целесообразно применять критерии среднего контактного давления  $p \leq [p]$  и интенсивности изнашивания  $I \leq [I]$ . Более достоверную информацию о величине контактного давления и параметрах задачи в виде уравнений (7)–(15). Если рассма-

тривать процесс движения втулки и пальца шарнира с точки зрения нескольких видов трения, зависящих от площадки контакта и скорости движения с учетом преобразований координат (23), то можно учесть неравномерность процесса изнашивания по поверхности элементов шарнира. Экспериментально характеристики сопротивления износоусталостным повреждениям элементов шарового шарнира целесообразно исследовать на модели, построенной по аналогии с моделью зубчатого зацепления [11–13], под действием одной и той же нагрузки  $F_N$ , но при реализации трения скольжения.

### Список литературы

1. Богданович, А.В. О расчетно-экспериментальной оценке работоспособности шаровых шарниров шасси транспортного средства. Ч. 1. Расчет по критерию прочности / А.В. Богданович // Механика машин, механизмов и материалов. — 2019. — № 1. — С. 77–81.
2. Машиностроение. Энциклопедия / ред. совет К.В. Фролов (пред.) и др. Т. 4–1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Д.Н. Решетов [и др.]; под общ. ред. Д.Н. Решетова. — М.: Машиностроение, 1995. — 864 с.
3. Крагельский, И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. — М.: Машиностроение, 1968. — 480 с.
4. Кузьменко, А.Г. Расчет и повышение износостойкости шаровых шарниров рулевого управления транспортных машин / А.Г. Кузьменко, С.В. Ситник // Проблемы трибологии. — 2012. — № 2. — С. 75–81.
5. 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.
6. Бахвалов, С.В. Аналитическая геометрия / С.В. Бахвалов, Л.И. Бабушкин, В.П. Иваницкая. — М.: Просвещение, 1970. — 376 с.
7. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. — М.: Наука, 1968. — 395 с.
8. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин: учеб. пособие для машиностр. спец. вузов / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. — М.: Высш. шк., 1991. — 319 с.
9. Новиков, А.Н. Восстановление и упрочнение деталей автомобилей: учеб. пособие / А.Н. Новиков, М.П. Стратулат, А.Л. Севостьянов. — Орел: ФГБОУВПО «Государственный университет — учебно-научно-производственный комплекс», 2006. — 332 с.
10. Раймпель, Й. Шасси автомобиля. Рулевое управление / Й. Раймпель; пер. с нем. В.Н. Пальянова; под ред. А.А. Гальбрейха. — М.: Машиностроение, 1987. — 232 с.
11. Трибофатика. Метод совмещенных испытаний на изгибную и контактную усталость материалов зубчатых колес: СТБ 1758-2007. — Введ. 01.12.2007. — Минск: Госстандарт, 2007. — 45 с.
12. Метод совмещенных усталостных испытаний моделей зубчатых зацеплений / Н.А. Махутов [и др.] // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. — 2005. — Т. 71, № 1. — С. 55–57.
13. Способ испытания материала зубчатого колеса на контактную и изгибную усталость: пат. ВУ 9247 / В.А. Жмайлик [и др.]. — Опубл. 30.04.2007.

BOGDANOVICH Alexander V., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Professor of the Department of Theoretical and Applied Mechanics

E-mail: bogal@tut.by

Belarusian State University, Minsk, Republic of Belarus

Received 13 January 2019.

## ABOUT CALCULATION AND EXPERIMENTAL ESTIMATION OF WORKING CAPACITY OF BALL JOINTS OF A VEHICLE CHASSIS. PART 2. CALCULATION BY WEAR RESISTANCE CRITERION AND EXPERIMENTAL DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF WEAR-FATIGUE DAMAGE

*The ball joints of vehicles are referred to the steering and suspension critical units. Strength calculation of the ball pin under static loading is usually performed in the practice of designing these units. In the article, the ball joint is considered as a tribo-fatigue system in which the zones that are dangerous in terms of bending stresses and wear are separated from each other, but are caused by the same load. The necessity of estimating the fatigue resistance of the ball pin and taking into account the uneven distribution of wear over the mating surfaces of the ball head and the liner is shown. The work is done in 2 parts. In the first part, the evaluation of the static and fatigue strength of the ball pin is discussed, and in the second, the assessment of the wear resistance of the joint elements and the proposal for a new method for testing the joint model are considered.*

**Keywords:** ball joint, strength, wear resistance, friction, contact pressure, wear rate, tribo-fatigue system, wear-and-fatigue tests

## References

1. Bogdanovich A.V. O raschetno-eksperimentalnoy otsenke rabotosposobnosti sharovykh sharnirov shassi transportnogo sredstva. Chast 1. Raschet po kriteriyu prochnosti [About calculation and experimental estimation of working capacity of ball joints of a vehicle chassis. Part 1. Calculation by strength criterion]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2019, no 1, pp. 77–81.
2. Reshetov D.N., Gusenkov A.P., Drozdov Yu.N., et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. 4-1. Detali mashin. Konstruktsionnaya prochnost. Trenie, iznos, smazka* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Volume 4-1. Machines parts. Structural strength. Friction, wear, lubricant]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 864 p.
3. Kragelskiy I.V. *Trenie i iznos* [Friction and wear]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 480 p.
4. Kuzmenko A.G., Sitnik S.V. Raschet i povyshenie iznosostoykosti sharovykh sharnirov rulevogo upravleniya transportnykh mashin [Calculation and improvement of wear resistance of ball joints of steering of transport vehicles]. *Problemy tribologii* [Tribology problems], 2012, no. 2, pp. 75–81.
5. Mikhaylov A.N., Golubov A.N. Raschet otnositelnykh peremeshcheniy v sisteme vtulka-palets sharovoy opory [Calculation of the relative displacements in the sleeve–ball bearing pin system]. *Progressivnye tekhnologii i sistemy mashinostroeniya* [Advanced technologies and systems of mechanical engineering], 2016, no. 5(55), pp. 10–17.
6. Bakhvalov S.V., Babushkin L.I., Ivanitskaya V.P. *Analiticheskaya geometriya* [Analytic geometry]. Moscow, Prosveshchenie Publ., 1970. 376 p.
7. Korn G., Korn T. *Mathematical Handbook for Scientists and Engineers*. New York, San Francisco, Toronto, London, Sydney, McGraw&Hill Book Company, 1968. 1130 p.
8. Kogaev V.P., Drozdov Yu.N. *Prochnost i iznosostoykost detaley mashin* [Strength and wear resistance of machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1991. 319 p.
9. Novikov A.N., Stratulat M.P., Sevastyanov A.L. *Vosstanovlenie i uprochnenie detaley avtomobiley* [Restoration and hardening of car parts]. Orel, FGBOUVPO “Gosudarstvennyy universitet – uchebno-nauchno-proizvodstvennyy kompleks” Publ., 2006. 332 p.
10. Reimpel J. *Fahrwerktechnik: Lenkung*. Würzburg, Vogel-Buchverlag Würzburg, 1984. 296 p.
11. Standard of Belarus 1758-2007. *Tribofatika. Metod sovmeshchennykh ispytaniy na izgibnuyu i kontaktную ustalost materialov zubchatykh koles* [Tribo-Fatigue. Method of combined tests for bending and contact fatigue of gear wheel materials]. Minsk, Gosstandart Publ., 2007. 45 p.
12. Makhutov N.A., et al. Metod sovmeshchennykh ustalostnykh ispytaniy modeley zubchatykh zatsepleniy [Method of combined fatigue testing of gearing models]. *Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov* [Factory laboratory. Diagnostics of materials], 2005, vol. 71, no. 1, pp. 55–57.
13. Zhmaylik V.A., et al. *Sposob ispytaniya materiala zubchatogo kolesa na kontaktную i izgibnuyu ustalost* [Method of testing the gear material for contact and bending fatigue]. Patent RB, no. a20040781, 2007.