

УДК 621.452.3.03:621.822.6

**В.Н. ДОЦЕНКО, С.В. НИКИТИН, Е.А. КОНОНЫХИН***Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

### АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ МАТЕРИАЛА ТЕЛ КАЧЕНИЯ НА ВЕЛИЧИНУ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ И ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ СО СТАЛЬНЫМИ И КЕРАМИЧЕСКИМИ ШАРИКАМИ

*Рассмотрены вопросы влияния материала тел качения радиально-упорного шарикоподшипника на напряжения в точке контакта тела качения и колец подшипника. Для определения угла контакта была решена нестационарная нелинейная объемная задача взаимодействия шарика и дорожки качения. Определены значения контактных напряжений для керамических и стальных тел качения гибридного шарикоподшипника. Показано, что с точки зрения контактной прочности керамические тела качения рассмотренного размера имеют преимущества при частотах вращения более 7000 рад/с. Оценена удельная мощность трения в результате дифференциального проскальзывания тел качения по дорожке качения. Показано, что при низких частотах вращения интегральная мощность трения керамических тел качения по стальным кольцам подшипника мало отличается от мощности трения стальных тел качения, в то время как при частотах вращения порядка 7000 рад/с мощность трения керамических тел качения почти в два раза меньше мощности трения стальных тел качения.*

**Ключевые слова:** опорный узел, подшипник качения, центробежная сила, керамические шарики, контактные напряжения, трение, мощность трения.

Проведенные сравнительные испытания характеристик шарикоподшипников со стальными и керамическими шариками касаются в основном определения суммарных потерь мощности и рабочих температур при различных уровнях скоростей, нагрузок и условиях смазывания.

Вместе с тем, известно, что среди основных критериев, определяющих работоспособность подшипников качения, важное место занимают [1]: усталостное выкрашивание рабочих поверхностей подшипников, обусловленное значительными напряжениями в местах контакта тел качения и колец, а также их износ, обусловленный совместным действием трения качения и скольжения при движении тел качения по кольцам с учетом их деформирования под нагрузкой.

Предупреждение усталостного выкрашивания обеспечивается ограничением параметра динамической грузоподъемности, который не должен превышать допустимую динамическую грузоподъемность, определенную для стандартных подшипников опытным путем и приведенную в справочной литературе.

Для керамических подшипников достоверных данных по динамической грузоподъемности нет.

Проведение экспериментальных исследований по определению соответствующих кривых выносливости для определения динамической грузоподъемности испытуемых подшипников требует проведения длительных и дорогостоящих испытаний и со-

ответствующей материальной базы [2, 3].

Поэтому для предварительной оценки стойкости исследуемых подшипников к усталостному выкрашиванию в данном исследовании было проведено определение величины суммарной силы, возникающей в контакте шарика и дорожки качения наружного кольца подшипника, с учетом центробежной силы от воздействия стальных и керамических тел качения.

Основной статической нагрузкой для испытуемых трехточечных радиально-упорных шарикоподшипников была принята осевая сила величиной 2000Н, а также радиальная сила 400Н.

Для определения угла контакта между телами качения и наружным кольцом подшипника при нагружении только осевой силой было проведено специальное исследование с помощью пакета прикладных программ "DYNA".

В предположении малой скорости вращения, одинаковости взаимодействия всех шариков с кольцами и цикличности напряженно-деформированного состояния (НДС) системы в окружном направлении подшипника было исследовано взаимодействие одного шарика и частей колец под действием соответствующей доли полной нагрузки. Учитывалось трение между шариком и обоймами, в силу чего НДС нелинейно зависит от нагрузки. НДС определяется и анализируется в течение нарастания осевой нагрузки по линейному закону во времени. Соответствующая контактная задача механики нестационарна,

нелинейна и имеет объемный трехмерный характер. Задача решалась с использованием конечно-элементной дискретизации по пространственным переменным и явной конечно-разностной аппроксимации по времени.

Тела качения и кольца были представлены конечно-элементной моделью, состоящей из 5076 тетраэдров, моделирующих шарик, 1848 шестигранных элементов – наружное кольцо, и 924 шестигранных элементов – внутреннее кольцо.

Нагружение кольца в модели производилось кинематически, т.е. путем постепенного перемещения кольца до достижения величины заданной осевой нагрузки. Результаты представлены на рис. 1, где полученные результаты показаны в виде интенсивности напряжений.

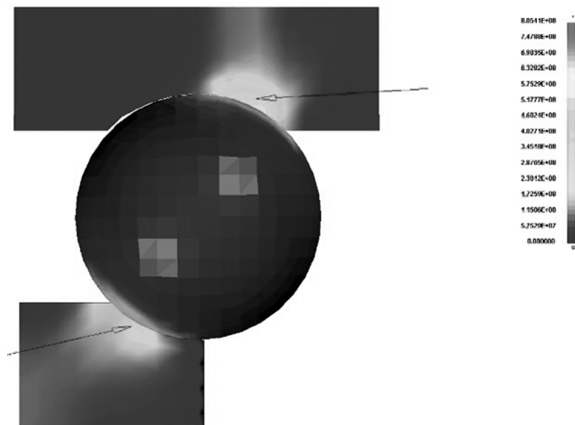


Рис. 1. Картина распределения напряжений в модели подшипника

Найденный после анализа полученных данных угол контакта для наружного кольца, соответствующий зоне **max** напряжений, составляет величину порядка 28 ... 30°. В дальнейших расчетах этот угол использовался как начальный, соответствующий действию одной осевой нагрузки.

Рассмотрим точечный контакт шарика с наружной дорожкой качения. Для определения значений контактных напряжений воспользуемся данным Герцем классическим решением задачи по определению местных напряжений и деформаций двух упругих тел с точечным контактом.

Для определения силы, прижимающей тело качения к дорожке, разделим ее на три составляющие (рис. 2): нагрузка от осевой силы, нагрузка от радиальной силы, нагрузка от центробежных сил, действующих на шарик.

Для определения нагрузки, воспринимаемой шариками в осевом направлении, воспользуемся зависимостью [2]:

$$Q_{\text{ва}} = \frac{F_a}{n}; \quad Q_{\text{ва}} = \frac{2450}{14} = 175 \text{ Н}.$$

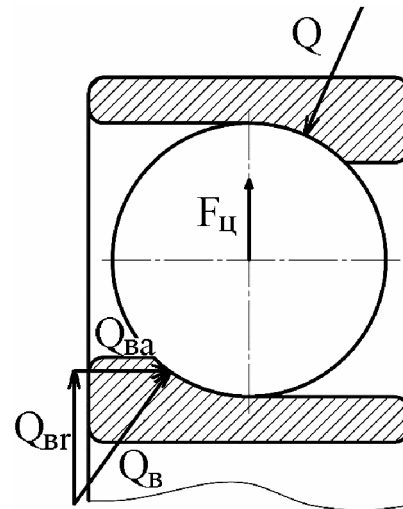


Рис. 2. Силы, действующие на тело качения

Нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным телом в радиальном направлении, определялась следующим образом:

$$Q_{\text{вг}} = \frac{F_a}{n \cdot \text{tg}\alpha} + \frac{4,37 \cdot F_r}{n};$$

$$Q_{\text{вг}} = \frac{2450}{14 \text{tg}28^\circ} + \frac{4,37 \cdot 400}{14} = 333,44 \text{ Н},$$

где  $F_r$  – радиальная сила, действующая на подшипник;  $F_a$  – осевая сила;  $n$  – число тел качения;  $\text{tg}\alpha$  – тангенс угла контакта при воздействии только осевой силы.

Нагрузки от центробежных сил для стали и для керамики были вычислены по зависимостям:

$$F_{\text{цст}} = \frac{\pi \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot \omega^2 \cdot D_0 \cdot D_w^3}{12};$$

$$F_{\text{цк}} = \frac{\pi \cdot \rho_{\text{к}} \cdot \omega^2 \cdot D_0 \cdot D_w^3}{12},$$

где  $D_0$  – средний диаметр подшипника (т.е. диаметр окружности, на которой расположены тела качения);  $\omega$  – угловая скорость сепаратора.

Угловую скорость сепаратора находим по зависимости:

$$\omega = \frac{\omega_{\text{в}}}{\frac{D_0 + D_{\text{wd}}/2}{D_0 - D_{\text{wd}}/2} + 1},$$

где  $\omega_{\text{в}}$  – угловая скорость вращения вала.

В результате подстановки формулы для определения прижимающей нагрузки для керамических и стальных шариков принимает вид:

$$Q_{\text{к}} = \sqrt{Q_{\text{ва}}^2 + (F_{\text{цк}} + Q_{\text{вг}})^2};$$

$$Q_{\text{ст}} = \sqrt{Q_{\text{ва}}^2 + (F_{\text{цст}} + Q_{\text{вг}})^2}.$$

Из прямоугольного треугольника, образованного радиальной, осевой и результирующей силой (приложенной к наружному кольцу) определим значение косинуса угла контакта:

$$\cos \alpha_k = \sqrt{1 - \left( \frac{Q_{\text{Ba}}}{Q_{\text{ЦК}}} \right)^2};$$

$$\cos \alpha_{\text{CT}} = \sqrt{1 - \left( \frac{Q_{\text{Ba}}}{Q_{\text{ЦСТ}}} \right)^2}.$$

Расчеты производились с использованием программного комплекса MachCad. Результаты расчета представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчета нагрузок на тело качения

$\omega_0$ (рад/с)	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
$F_{\text{ЦК}}(\text{H})$	0	6	24	55	97	152	219	298	389	493	608
$F_{\text{ЦСТ}}(\text{H})$	0	12	47	107	190	296	427	581	759	960	1186
$Q_k(\text{H})$	377	382	398	426	465	516	579	655	743	844	958
$Q_{\text{CT}}(\text{H})$	377	387	419	474	552	654	780	931	1106	1306	1529
$\cos \alpha_k$	0,885	0,889	0,898	0,912	0,926	0,941	0,953	0,964	0,972	0,978	0,983
$\cos \alpha_{\text{CT}}$	0,885	0,892	0,909	0,929	0,948	0,964	0,975	0,982	0,987	0,991	0,993

Значение сумм кривизн в точке контакта поверхностей шарика и внешнего кольца, для подшипников с керамическими и стальными шариками, весьма близко к значению [2]:

$$p_{\Sigma k} = \frac{4}{D_w} - \frac{1}{D_{\text{wd}}} - \frac{2}{D_w + D_o / \cos \alpha_k};$$

$$p_{\Sigma \text{CT}} = \frac{4}{D_w} - \frac{1}{D_{\text{wd}}} - \frac{2}{D_w + D_o / \cos \alpha_{\text{CT}}}.$$

Разность кривизн в контакте шарика с наружным кольцом:

$$\text{cost}_k = \frac{\frac{1}{D_{\text{wd}}} + \frac{2}{D_w + D_o / \cos \alpha_k}}{\frac{4}{D_w} - \frac{1}{D_{\text{wd}}} - \frac{2}{D_w + D_o / \cos \alpha_k}};$$

$$\text{cost}_{\text{CT}} = \frac{\frac{1}{D_{\text{wd}}} + \frac{2}{D_w + D_o / \cos \alpha_{\text{CT}}}}{\frac{4}{D_w} - \frac{1}{D_{\text{wd}}} - \frac{2}{D_w + D_o / \cos \alpha_{\text{CT}}}}.$$

Несмотря на условность допущений, используемых при решении задачи по определению местных напряжений, теория Герца служит хорошей основой для расчета подшипников качения.

Принято, что для двух сжимаемых силой  $Q$  тел, имеющих модули упругости  $E_{\text{CT}}$  и  $E_k$  ( $E_{\text{CT}}$ ), коэффициенты Пуассона  $\mu_{\text{CT}}$  и  $\mu_k$ , напряжения и деформации определяются с помощью приведенных ниже формул [2].

При точечном контакте после приложения нагрузки точка превращается в площадку, имеющую форму эллипса, размеры которой соответственно для стальных и керамических шариков равны

$$F_{\hat{\epsilon}} = 3,14 \cdot \epsilon_{\hat{\epsilon}} \cdot v_{\hat{\epsilon}} \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot Q_{\hat{\epsilon}}}{2 \cdot p_{\Sigma \hat{\epsilon}}} \cdot \left( \frac{1 - \mu_{\hat{\epsilon}}^2}{A_{\hat{\epsilon}}} + \frac{1 - \mu_{\text{нб}}^2}{A_{\text{нб}}} \right)^2};$$

$$F_{\text{CT}} = 3,14 \cdot \epsilon_{\text{CT}} \cdot v_{\text{CT}} \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot Q_{\text{CT}}}{2 \cdot p_{\Sigma \text{CT}}} \cdot \left( \frac{1 - \mu_k^2}{E_{\text{CT}}} + \frac{1 - \mu_{\text{CT}}^2}{E_{\text{CT}}} \right)^2}.$$

Кроме того, определена величина контактной деформации  $\delta$ , т.е. сближение соприкасающихся тел под действием нормальной нагрузки:

$$\delta_k = \frac{0,572 p_{\Sigma k}}{2} \left[ \frac{3 \cdot Q_k}{2 \cdot p_{\Sigma k}} \cdot \left( \frac{1 - \mu_k^2}{E_k} + \frac{1 - \mu_{\text{CT}}^2}{E_{\text{CT}}} \right) \right]^{2/3};$$

$$\delta_{\text{CT}} = \frac{0,572 p_{\Sigma \text{CT}}}{2} \left[ \frac{3 \cdot Q_{\text{CT}}}{2 \cdot p_{\Sigma \text{CT}}} \cdot \left( \frac{1 - \mu_k^2}{E_k} + \frac{1 - \mu_{\text{CT}}^2}{E_{\text{CT}}} \right) \right]^{2/3}.$$

Тогда максимальные нормальные напряжения:

$$\sigma_{\text{max}_k} = \frac{3Q_k}{2F_k},$$

$$\sigma_{\text{max}_{\text{CT}}} = \frac{3Q_{\text{CT}}}{2F_{\text{CT}}}.$$

Числовые значения  $\epsilon$ ,  $v$  в данной работе определялись по аппроксимированным табличным значениям, в зависимости от разности кривизн в кон-

такте шарика с наружным кольцом:

$$\varepsilon = 4,12 - 29 \cdot (0,95 - \cos t);$$

$$\nu = 0,396 + 1,6 \cdot (0,95 - \cos t).$$

Результаты расчета представлены в табл. 2.

В соответствии с данными табл. 2 на рис. 3 изображены графики зависимостей контактных напряжений от частоты вращения вала.

Из графиков следует, что ветви значений контактных напряжений для подшипников с керамическими и стальными телами качения пересекаются при угловых скоростях порядка 7000 рад/сек. Это означает, что, с точки зрения контактной прочности, при достижении определенных оборотов подшипники с керамическими телами имеют определенные преимущества.

Таблица 2

Результаты расчета деформаций тела и дорожки качения и контактных напряжений

$\omega_{в}$ , (рад/с)	$\sigma_{\max к}$ , (МПа)	$\sigma_{\max ст}$ , (МПа)	$a_{к}$ , мм	$a_{с}$ , мм	$b_{к}$ , мм	$b_{ст}$ , мм	$\delta_{к}$ , мм	$\delta_{с}$ , мм
0	1516	1347	1,115	1,183	0,106	0,113	4,643	5,226
1000	1523	1359	1,120	1,194	0,107	0,114	4,687	5,323
2000	1545	1396	1,136	1,226	0,108	0,117	4,819	5,613
3000	1579	1454	1,162	1,277	0,111	0,122	5,039	6,090
4000	1626	1530	1,196	1,344	0,114	0,128	5,343	6,741
5000	1684	1619	1,238	1,422	0,118	0,136	5,728	7,549
6000	1750	1717	1,287	1,508	0,123	0,144	6,188	8,494
7000	1823	1821	1,341	1,600	0,128	0,153	6,716	9,556
8000	1902	1929	1,399	1,694	0,134	0,162	7,307	10,720
9000	1984	2038	1,459	1,790	0,139	0,171	7,953	11,970
10000	2069	2149	1,522	1,887	0,145	0,180	8,650	13,300

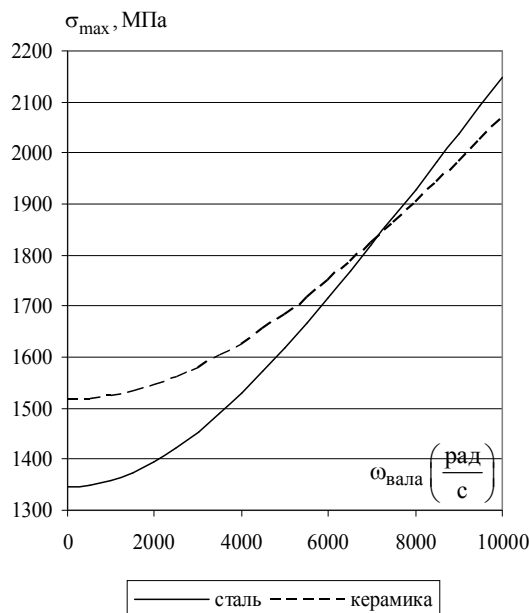


Рис. 3. Контактные напряжения между телом качения и дорожкой качения

Кроме того, значительные отличия в площади контактной поверхности при соизмеримых значениях контактных напряжений (в области высоких

оборотов) позволяет предположить, что подшипники с керамическими телами качения, имеющие меньше площадку контакта, будут иметь меньше потери на трение и тепловыделение.

Рассмотрим работу сил трения при качении со скольжением шарика по дорожке качения с учетом деформации контактирующих поверхностей (без учета влияния смазочного слоя). Как показали результаты многих исследований, основными составляющими энергетических потерь при качении в условиях ограниченной смазки упругих тел, являются гистерезисные потери и потери на дифференциальное проскальзывание [4].

Проанализируем потери на дифференциальное проскальзывание, которые, как отмечается в работе [5], являются основной причиной износа контактирующих поверхностей подшипников качения.

Допустим, что контактирующие тела являются абсолютно гладкими, а силовое их взаимодействие ограничим упругими деформациями поверхностей качения под действием внешней радиальной нагрузки. Поверхности деформации можно представить в виде эллипсов, ориентированных большей осью поперек следа качения. Кривизной поверхности кон-

такта в направлении качения пренебрегаем [2], поскольку в нагруженных шарикоподшипниках обычное отношение полуосей эллипса контакта  $\frac{a}{b} \sim 10$ .

По методике, приведенной в работе [5], определим величину мощности сил трения в пятне контакта наиболее нагруженного тела качения с наружным кольцом.

В качестве расчетных, были выбраны угловые скорости и  $\omega_{\text{вала}} = 7000 \text{ рад/с}$ .

Угловая скорость  $\omega_{\text{вала}} = 500 \text{ рад/с}$  характеризует распределение работы сил трения в диапазоне малых угловых скоростей;  $\omega_{\text{вала}} = 7000 \text{ рад/с}$  – в диапазоне скоростей, когда контактные напряжения в подшипниках с керамическими телами качения соизмеримы с подшипниками, имеющие стальные тела качения.

Мощность сил трения на контактной поверхности можно представить в виде функциональной зависимости, как произведение коэффициента трения  $f_c$ , нагрузки, действующей на единицу длины,  $p_{\text{нх}}$ , и скорости проскальзывания  $v_{\text{скх}}$  [5]:

$$N_x = f_c \cdot v_{\text{скх}} \cdot p_{\text{нх}}.$$

При неподвижном наружном кольце подшипника скорость дифференциального проскальзывания вдоль оси X:

а) для внутреннего кольца (рис. 4)

$$v_{\text{скх}} = v_{\text{вх}} - v_{\text{шх}} = \rho_{\text{шх}} \omega_{\text{ш}} - \rho_{\text{вх}} \omega_{\text{в}},$$

где  $\rho_{\text{вх}}$  – радиусы вращения точки с координатой  $x$  относительно оси вращения шарика и вала соответственно;  $\omega_{\text{ш}}, \omega_{\text{в}}$  – угловые скорости вращения шарика и вала;

б) для неподвижного наружного кольца

$$v_{\text{ск}} = \rho_{\text{шх}} \omega_{\text{ш}}.$$

При определении мгновенной оси вращения шарика относительно колец воспользуемся работами Пальмгрена [6], в которых было показано, что положение нулевой линии (где скорость проскальзывания равна нулю) определяется из следующего условия: геометрическая сумма сил скольжения на поверхности контакта и внешней касательной силы, действующей на тело качения, должна быть равна нулю.

В работе [4] принято, что эти точки отстоят от плоскости симметрии площадки контакта на расстоянии

$$x = 0,348 \cdot a,$$

где  $a$  – большая полуось эллипса площадки контакта.

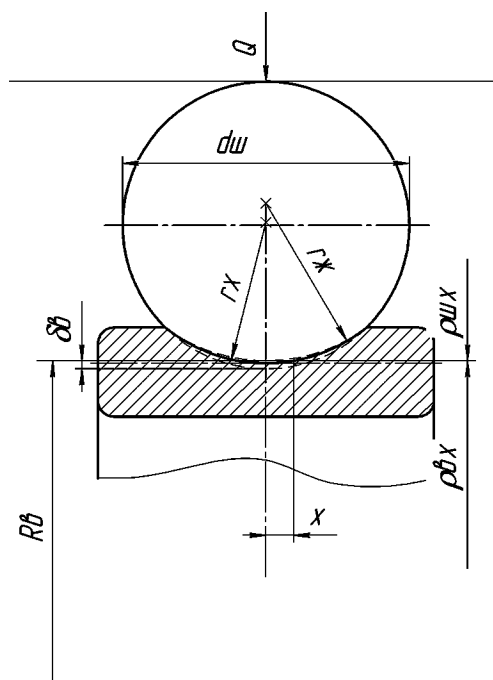


Рис. 4. Геометрия контакта шарика и дорожки качения

Из геометрических соотношений (см. рис.4)

$$\rho_{\text{вх}} = R_{\text{в}} + r_{\text{ж}} - \sqrt{r_{\text{ж}}^2 - a^2} + \sqrt{r_{\text{х}}^2 - a^2} - \sqrt{r_{\text{х}}^2 - x^2};$$

$$\rho_{\text{шк}} = \frac{d_{\text{ш}}}{2} + \sqrt{\left(\frac{d_{\text{ш}}}{2}\right)^2 - a^2} - \sqrt{r_{\text{х}}^2 - a^2} - \sqrt{r_{\text{х}}^2 - x^2},$$

где  $R_{\text{в}}$  – радиус соприкосновения шарика с внутренней дорожкой качения относительно оси вала;  $d_{\text{ш}}$  – диаметр тела качения;  $r_{\text{ж}}$  – радиус желоба;  $r_{\text{х}}$  – текущее значение радиуса точки контакта тела качения, значение которого можно определять по зависимости [4, 7]

$$r_{\text{х}} = \frac{2r_{\text{ш}}r_{\text{ж}}}{r_{\text{ш}} + r_{\text{ж}}}.$$

Поскольку принято, что при  $x = 0,348 \cdot a = x_0$  скорость проскальзывания равна 0, из этого условия можно определить скорость вращения шарика и отношение  $\frac{\omega_{\text{ш}}}{\omega_{\text{в}}}$ :

$$\frac{\omega_{\text{ш}}}{\omega_{\text{в}}} = \frac{\rho_{\text{вп}} - \sqrt{r_{\text{х}}^2 - (0,348a)^2}}{\rho_{\text{шп}} + \sqrt{r_{\text{х}}^2 - (0,348a)^2}}.$$

Для наружного кольца текущее значение радиуса точек линии контакта шарика относительно нулевой линии равно

$$\rho_{\text{шк}} = \sqrt{r_{\text{х}}^2 - x_0^2} - \sqrt{r_{\text{х}}^2 - x^2}.$$

Значение нагрузки на единицу длины по дуге контакта определим, принимая распределение кон-

тактного давления на площадке в соответствии с формулой Герца [5]:

$$\rho_{пх} = \frac{\pi p_0 b}{2} \left( 1 - \frac{x^2}{a^2} \right).$$

Подставив значения коэффициента трения, скорости проскальзывания и нагрузки, действующей на единицу длины, получим уравнение распределения мощности сил трения на единицу длины большой оси эллипса в виде:

$$N_x = \frac{\pi p_0 b f_c}{2} \cdot \left( 1 - \frac{x^2}{a^2} \right) \times \left[ \left( \rho_{вп} - \sqrt{r_x^2 - x^2} \right) \cdot \omega_{в} - \left( \rho_{шп} + \sqrt{r_x^2 - x^2} \right) \cdot \omega_{ш} \right].$$

По приведенным выше формулам были подсчитаны значения удельной мощности трения на

единицу длины контактной линии для стальных и керамических шариках при угловых скоростях  $\omega = 500 \frac{1}{с}$  и  $\omega = 7000 \frac{1}{с}$ . Длина дуги контактной линии была разбита на 20 участков, т.е. были подсчитаны значения удельной мощности в соответствующих точках точки при изменении  $x$  от  $-a$  до  $a$ :

$$a_x = \frac{a}{10} \cdot i,$$

где  $i = -10 \dots 10$ .

Значение полуосей эллипса контакта  $a, b$  были взяты из табл. 2.

Удельное давление  $P_0$  соответствовало величинам  $\sigma_{max}$  для стальных и керамических шариков, также приведенным в табл. 2.

Результаты расчета  $N_x$  для керамических и стальных шариков даны в табл. 3.

Таблица 3

Результаты расчета удельной мощности трения

i	N <sub>x</sub> , Вт/мм, сталь			N <sub>x</sub> , Вт/мм, керамика		
	$\omega = 500, с^{-1}$		$\omega = 7000, с^{-1}$	$\omega = 500, с^{-1}$		$\omega = 7000, с^{-1}$
0	Внутреннее кольцо	Внутреннее кольцо	Наружное кольцо	Внутреннее кольцо	Внутреннее кольцо	Наружное кольцо
1	0	0	0	0	0	0
2	1,041	0,788	37,29	0,979	0,737	21,7
3	1,481	1,12	52,83	1,393	1,048	30,82
4	1,486	1,24	52,88	1,399	1,053	30,9
5	1,205	0,911	42,74	1,134	0,8533	25,02
6	0,7599	0,575	26,9	0,7154	0,5384	15,77
7	0,2563	0,1938	9,06	0,2414	0,1816	5,317
8	-0,2217	-0,168	-7,827	-0,2088	-0,1571	-4,597
9	-0,6093	-0,461	-21,49	-0,5739	-0,4319	-12,63
10	-0,8602	-0,65	-30,32	-0,8103	-0,6097	-17,82
11	-0,947	-0,7159	-33,37	-0,892	-0,6712	-19,62
12	-0,8602	-0,65	-30,32	-0,8103	-0,6097	-17,82
13	-0,6093	-0,461	-21,49	-0,5739	-0,4319	-12,63
14	-0,2217	-0,168	-7,827	-0,2088	-0,1571	-4,597
15	0,2563	0,1938	9,06	0,2414	0,1816	5,317
16	0,7599	0,575	26,9	0,7154	0,5384	15,77
17	1,205	0,911	42,74	1,134	0,8533	25,02
18	1,486	1,24	52,88	1,399	1,053	30,9
19	1,481	1,12	52,83	1,393	1,048	30,82
20	1,041	0,788	37,29	0,979	0,737	21,7
21	0	0	0	0	0	0

Полученные результаты расчетов представлены ниже графически.

Для частоты вращения  $\omega = 500 \frac{1}{с}$  построены графики распределения  $N_x$  для внутреннего (рис. 5, а) и наружного (рис. 5, б) колец.

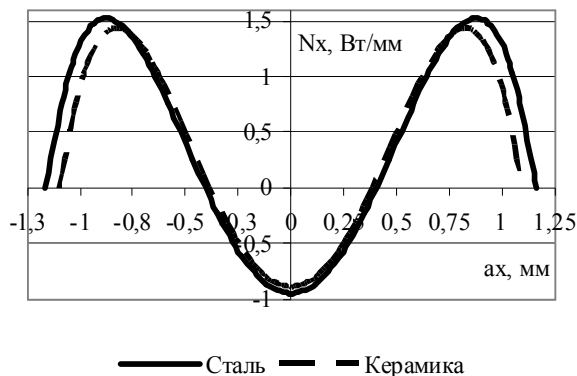


Рис. 5, а. Распределение удельной мощности трения по пятну контакта шарика и внутреннего кольца при частоте вращения  $500 \frac{1}{с}$

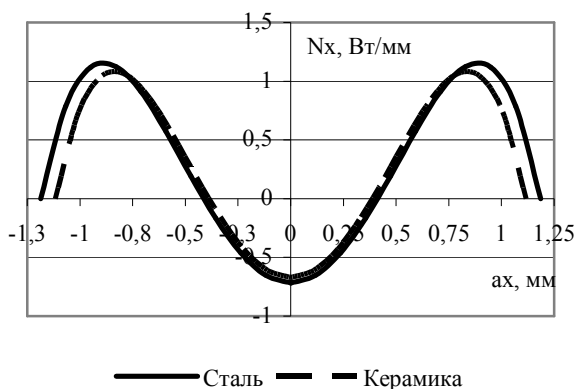


Рис. 5, б. Распределение удельной мощности трения по пятну контакта шарика и наружного кольца при частоте вращения  $500 \frac{1}{с}$

Для частоты вращения  $\omega = 7000 \frac{1}{с}$  распределение мощностей приведено только для наружного кольца, где существенно отличаются центробежные силы от воздействия на кольцо стального и керамического шариков (рис. 6).

Далее были проинтегрированы значения удельных мощностей по длине контактной линии от  $-a$  до  $a$  для наружного кольца при  $\omega = 500 \frac{1}{с}$  и  $\omega = 7000 \frac{1}{с}$ .

Суммарная мощность трения на рис. 5 и 6 представлена в виде площади между кривыми и осью координат точек контакта.

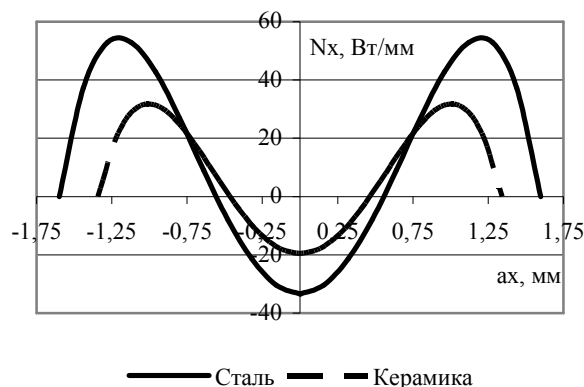


Рис. 6. Распределение удельной мощности трения по пятну контакта шарика и наружного кольца при частоте вращения  $7000 \frac{1}{с}$

Как видно из приведенных результатов, при увеличении угловой скорости разрыв в мощностях сил трения существенно увеличивается. Так, если при малых угловых скоростях они отличаются незначительно (на 13,5%), то в области угловых скоростей, когда контактные напряжения в керамических и стальных подшипниках соизмеримы, мощности отличаются примерно в 2 раза.

## Выводы

Исходя из этого, можно сделать следующие выводы:

1. Керамические подшипники будут подвергаться меньшему износу (в работе [5] показано, что линейный износ хорошо согласуется с распределением работы вдоль оси  $x$ ).
2. Керамические подшипники в процессе работы выделяют меньше тепла.
3. Указанные преимущества керамических тел качения будут оказывать существенное влияние на работу подшипников при высоких скоростях, когда действующие напряжения на поверхности контакта стальных и шариковых подшипников с учетом центробежных сил становятся соизмеримыми.

## Литература

1. Решетов Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д.Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.

3. Машины и стенды для испытания деталей / В.Л. Гадолин [и др.]; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 343 с.

4. Пинегин С.В. Прецизионные опоры качения и опоры с газовой смазкой: справочник / С.В. Пинегин, А.В. Орлов, Ю.Б. Табачников. – М.: Машиностроение, 1984. – 216 с.

5. Дьякова А.Г. Износ подшипников в водной

среде / А.Г. Дьякова, Ю.Н. Дроздов // Вестник машиностроения. – 1971. – № 8. – С. 27-30.

6. Пальмгрен А. Шариковые и роликовые подшипники: пер. с англ. / А. Пальмгрен. – М.: Машгиз, 1949. – 124 с.

7. Ковалев М.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / М.П. Ковалев, Н.З. Народецкий. – М.: Машиностроение, 1975. – 280 с.

Поступила в редакцию 18.05.2011

**Рецензент:** д-р физ.-мат. наук, доцент В.А. Меньшиков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

## АНАЛІЗ ВПЛИВУ МАТЕРІАЛУ ТІЛ КОЧЕННЯ НА ВЕЛИЧИНУ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ І ВТРАТИ НА ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ ЗІ СТАЛЕВИМИ Й КЕРАМІЧНИМИ КУЛЬКАМИ

*В.М. Доценко, С.В. Нікітін, Є.О. Кононихін*

Розглянуто питання впливу матеріалу тіл кочення радіально-упорного шарикопідшипника на напруги в точці контакту тіла кочення й кільця підшипника. Для визначення кута контакту була вирішена нестационарна нелінійна об'ємна задача взаємодії кульки й доріжки кочення. Визначено значення контактних напружень для керамічних і сталевих тіл кочення гібридного шарикопідшипника. Показано, що з погляду контактної міцності керамічні тіла кочення розглянутого розміру мають переваги при частотах обертання більше 7000 рад/с. Оцінено питому потужність тертя в результаті диференціального проковзування тіл кочення по доріжці кочення. Показано, що при низьких частотах обертання інтегральна потужність тертя керамічних тіл кочення по сталевих кільцях підшипника мало відрізняється від потужності тертя сталевих тіл кочення, однак при частотах обертання порядку 7000 рад/с потужність тертя керамічних тіл кочення майже у два рази менше потужності тертя сталевих тіл кочення.

**Ключові слова:** опорний вузол, підшипник кочення, відцентрова сила, керамічні кульки, контактні напруження, тертя, потужність тертя.

## THE ANALYSIS OF INFLUENCE OF THE MATERIAL OF ROLLING ELEMENT ON VALUE OF CENTRIFUGAL FORCES AND LOSS ON THE FRICTION IN BEARINGS WITH STEEL AND CERAMIC BALLS

*V.N. Dotsenko, S.V. Nikitin, E.A. Kononyhin*

Questions of influence of a material of rolling elements in angular ball bearing on pressure in point of contact of rolling element and bearing rings are considered. For definition of a contact angle the non-stationary nonlinear volume problem of interaction of a ball and a race has been solved. Values of contact pressure for ceramic and steel rolling elements in hybrid ball-bearing are defined. It is shown that from the point of view of contact strength ceramic rolling elements with the considered size have advantages at rotary speeds more than 7000 rad/s. Specific power of a friction as a result of differential slipping of rolling elements on a race is estimated. It is shown that at low rotary speeds specific power of a friction of ceramic rolling elements on steel rings of the bearing differs from power of a friction of steel rolling elements a little, however at rotary speeds more than 7000 rad/s power of a friction of ceramic rolling elements almost twice to less than power of a friction of steel rolling elements.

**Key words:** a shaft bearing, the ball bearing, centrifugal force, ceramic balls, contact pressure, a friction, power of a friction.

**Доценко Владимир Николаевич** – д-р техн. наук, профессор кафедры теоретической механики и машиноведения Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dov1202@ukr.net.

**Никитин Сергей Владимирович** – ассистент кафедры «Теоретическая механика и машиноведение» Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: nikitinsrg@rambler.ru.

**Кононыхин Евгений Александрович** – студент 4-го курса факультета «Авиационные двигатели» Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: kjek@yandex.ru.