

Численный эксперимент проводился для аустенитной нержавеющей стали ОХ16Н15МЗБ [3], для которой  $\varphi = 2,81 \cdot 10^{19} \frac{\text{нейтр}}{\text{см}^2 \cdot \text{ч}}$ ;  $\alpha = 16 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{К}}$ ;  $\nu = 0,3$ ;  
 $E = 1,5 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ ;  $T_s = 973 \text{ К}$ ;  $\lambda = 12 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}$ . При расчетах принималось:  
 $R = 0,0027 \text{ м}$ ,  $P = -10 \text{ МПа}$ ,  $t_\Sigma = 7000 \text{ ч}$ ,  $q_v = 2,234 \cdot 10^8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3}$ .

По результатам расчетов определены компоненты тензора напряжений и деформаций и исследована их зависимость от радиуса цилиндра и времени нагружения. Проведено сравнение результатов исследования НДС с учетом и без учета терморadiационной ползучести.

### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Хвисевич, В.М. Исследование напряженно-деформированного состояния сплошного цилиндра при температурном, механическом и радиационном нагружении / В.М. Хвисевич, А.И. Веремейчик // Вестник Брестского гос. техн. ун-та. – 2012. – № 4. – С. 25–28.
2. Ширвель, П.И. Прочность неравномерно нагретых цилиндрических тел в условиях ползучести и радиационного облучения / П.И. Ширвель, А.В. Чигарев, И.С. Куликов. – Минск: БНТУ, 2014. – 252 с.
3. Куликов, И.С. Прочность тепловыделяющих элементов быстрых газоохлаждаемых реакторов / И.С. Куликов, Б.Е. Тверковкин. – Минск: Наука и техника, 1984. – 103 с.

УДК 621.7/9.048.7

## МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОПОРЫ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО БАРАБАНА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

*М. И. Михайлов, К. М. Михайлов*

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого»

Исследовано напряженно-деформированное состояние опор измельчающего барабана кормоуборочного комбайна. Выполнен анализ влияния нагрузки на напряжения, деформации и перемещения опор качения и модельной конструкции. Установлена эквивалентная конструкция, позволяющая сократить объем расчетов на ЭВМ.

### Введение

Одной из главных проблем отечественных предприятий обрабатывающей промышленности является обеспечение качества выпускаемых изделий. Особенно остро во всех отраслях машиностроения стоит вопрос обеспечения надежности технологического оборудования и продукции. Как показывает практика, большинство отказов механизмов и машин приходится на узлы трения [1], [2]

Так, основной причиной потери работоспособности подшипника качения при нормальных условиях эксплуатации является усталостное выкрашивание

поверхностей качения. Указанный вид износа является следствием циклически изменяющихся контактных нагрузок, передаваемых через относительно небольшие площадки контакта. Причиной такого нагружения является возникновение контактных напряжений, которые могут превышать пределы прочности материалов взаимодействующих деталей.

В настоящее время используется множество методов повышения долговечности узлов качения, наибольшее распространение среди которых нашло применение смазочных материалов и новых подшипниковых материалов [3]-[5]. Как показывают последние научные исследования, большой перспективностью, высокой экономической эффективностью, а также широкой универсальностью обладает инновационный метод упрочнения тел качения подшипников вакуумно-плазменными покрытиями [6]-[9].

Однако для выявления механизмов и определения эффективности рассматриваемого метода повышения надежности подшипника необходимо выяснить суть физических процессов, протекающих в процессе эксплуатации механической системы. В настоящее время вопрос взаимодействия деталей подшипника под нагрузкой освещен явно недостаточно. Изучение указанных вопросов, остающихся без должного внимания, могло бы послужить толчком для дальнейшего развития подшипниковой промышленности и, как следствие, повысить надежность технологического оборудования и выпускаемой продукции.

Для изучения особенностей распределения нагрузки в узлах трения качения требуется решение следующих задач:

- определить режимы и особенности нагружения;
- разработать математическую модель процесса нагружения механической системы;

Целью работы является создание компьютерной модели шарикового однорядного подшипника 6305 с целью установления величины напряжений, возникающих в материалах его деталей при эксплуатации.

### **Методика исследования**

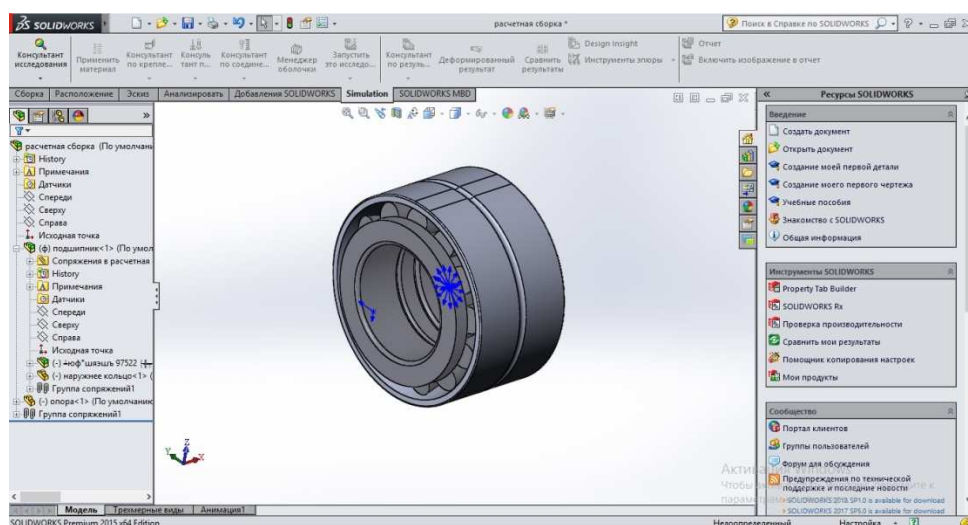
Анализ научных данных [11]—[13] показал, что решение задачи моделирования работы подшипника качения сводится к рассмотрению работы подшипника с соединением его деталей без зазора, с зазором и с натягом. Условия нагружения: радиальная вертикальная сила, действующая на наружное кольцо. Так, следует выделить три частных расчетных случая, учитывающих особенности приложения действующей нагрузки:

- действующая нагрузка прикладывается через наружное кольцо подшипника вследствие наличия зазора к одному телу качения. Невыбранный зазор характерен для работы узлов качения в начальный момент эксплуатации, при невысоких нагрузках и смонтированных с малой величиной натяга колец;

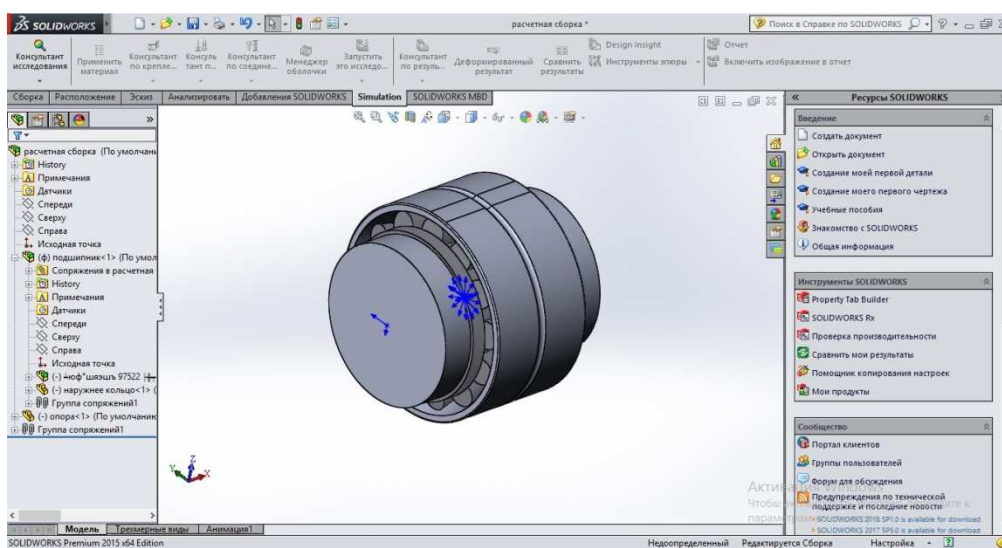
- действующая нагрузка прикладывается к трем телам качения, при этом центр среднего тела качения находится на линии действия радиальной силы, зазор в подшипнике отсутствует;

- действующая нагрузка прикладывается к двум телам качения, причем оба равноудалены от линии действия нагрузки, зазор в подшипнике отсутствует.

Задача математического моделирования решалась численным методом в программном комплексе конечно-элементного анализа ANSYS. Компьютерная трехмерная геометрическая модель объекта исследования, построенная на основе конструктивных параметров подшипника МП36305, приведена на рис. 1.



а)



б)

Рисунок 1- Расчетная схема для определения перемещений в «SolidWorks»

а- двухрядный радиальный подшипник; б- сборка подшипниковой опоры

В результате проведения численных расчетов были получены картины, отображающие напряжение, перемещение и деформации. При создании математической модели контакта деталей подшипника были сделаны следующие основные допущения:

- зазор в зоне контакта исключен;
- учитывая наличие двух плоскостей симметрии (как формы рассматриваемых тел, так и накладываемых граничных условий и прикладываемых нагрузок), задача исследования показателей контактного взаимодействия была сведена к рассмотрению четверти модели. При этом рассматривалась только часть

подшипника, прилегающая к зоне действия наибольших нагрузок (сектор  $11^\circ$ ).

Показанная геометрия разделена на отдельные части для облечения задания параметров дискретизации расчетной модели (рис. 2).

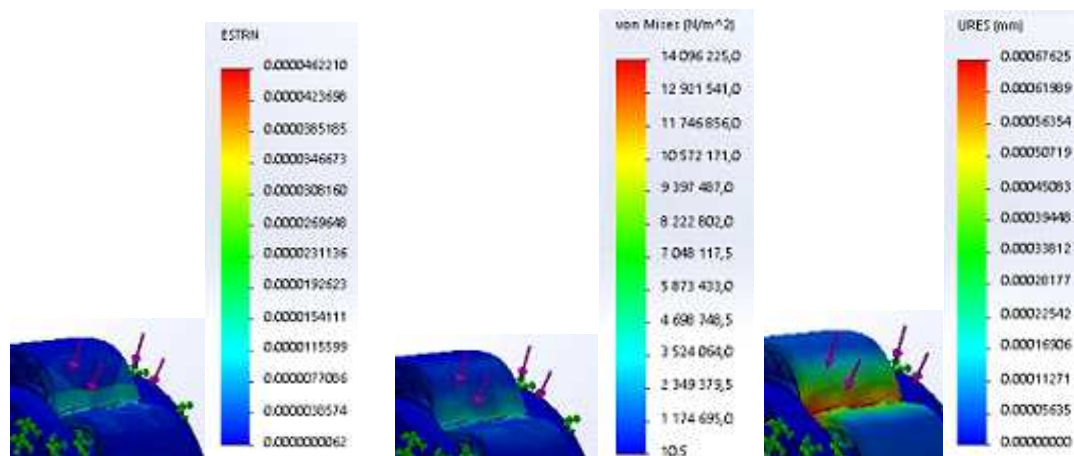


Рисунок 2- Картины распределения: деформаций (а), напряжений (б) и перемещений (в) при нагрузке подшипниковой опоры 1000Н

- с целью моделирования сепаратора, обеспечивающего ограничение взаимного перемещения тел качения, была создана жесткая связь, соединяющая тела качения и имеющая в месте соединения с каждым телом три вращательные степени свободы относительно оси, параллельной оси симметрии подшипника (рис. 3).

В качестве материала взаимодействующих тел принималась сталь ШХ15 ГОСТ801-78: модуль Юнга  $2 \cdot 10^{11}$  Па, коэффициент Пуассона 0,3. При создании на основе геометрической модели конечно-элементной модели для выделенных околоконтактных объемов исследуемых тел назначался размер элементов величиной 100 мкм (на основании ранее проведенного численного моделирования и сопоставления с результатами аналитического решения). Для остальных областей - 1 мм. При создании конечно-элементной модели применялся алгоритм с преобладающим использованием элементов гексогональной формы. Применялись элементы второго порядка. Созданные конечно-элементные модели приведены на рис. 3.

Условия контактного взаимодействия задавались между поверхностями контактирующих тел и дорожками качения. Для расчета условий контактного взаимодействия использовался уточненный алгоритм Лагранжа (augmentedLagrange). Задавалось несимметричное поведение контактирующих поверхностей. В качестве целевой использовались поверхности дорожек качения, а контактной - тела качения.

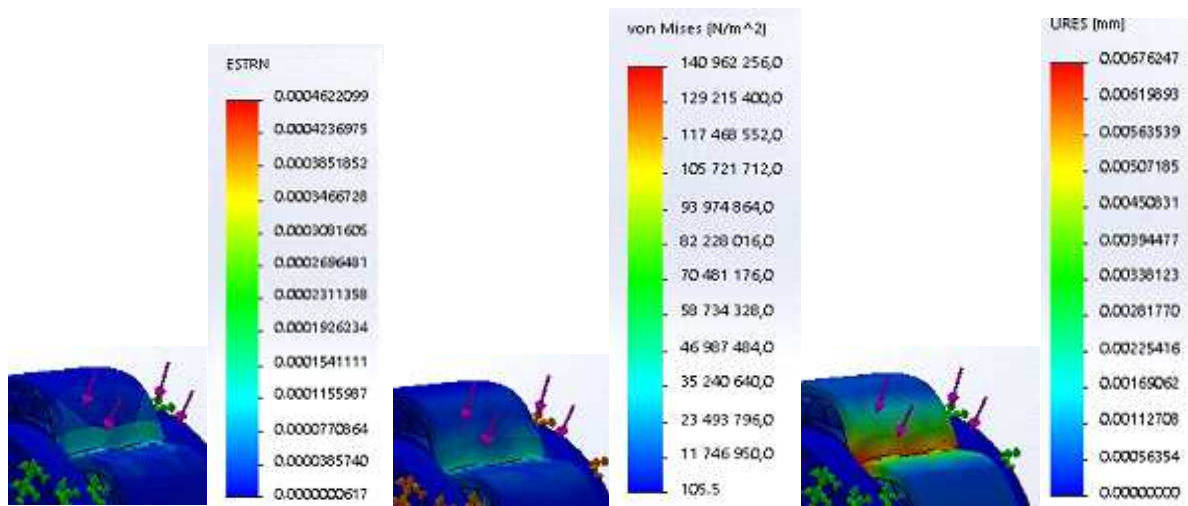


Рисунок 3- Картины распределения: деформаций (а), напряжений (б) и перемещений (в) при нагрузке подшипниковой опоры 10000Н

С целью улучшения исключения погрешностей компьютерного решения задавалось автоматическое соприкосновение поверхностей деталей. Оптимальное значение дискретизации около контактных объемов было установлено ранее [14]. В качестве граничных условий назначалось ограничение перемещений по всем степеням свободы внешней поверхности внешней обоймы. С целью упрощения расчетов и анализа полученных результатов действие осевой нагрузки исключали. Действующая радиальная статическая нагрузка прикладывалась к внутренней поверхности внутреннего кольца. Расчеты производились для трех величин действующей на подшипник радиальной нагрузки - 1000; 5000 и 10000 Н. С учетом двух плоскостей симметрии, к разработанной модели прикладывались радиальные нагрузки 250; 1250 и 2500 Н, соответственно.

**Анализ результатов моделирования.** Анализ перемещений в подшипнике производился в программе «SolidWorks», для этого создавалась 3-D модель радиального двухрядного подшипника со сферическими роликами, который устанавливался в опору, необходимую для жесткого закрепления. Затем прикладывалась силовая нагрузка к заранее выделенной площадке, численное значение которой составляло 1000 и 10000 Н.

После проведения серии экспериментов с условно принятой втулкой вместо подшипника было определено, что геометрические параметры исследуемой модели не изменяться, оптимальным материалом при этом является серое литое железо, обладающее характеристиками, приведенными на рис. 4.

При расчете перемещений было определено, что перемещения втулки под действием силы 1000Н составляет 0.00066213мм, при той же нагрузке перемещение в подшипнике составило 0.00067625 мм. При нагрузке в 10000Н перемещения в опоре составили 0.00662125 мм, в подшипнике 0.00676247 мм, в результате чего делаем вывод, что данный материал принят верно и можно приступать к окончательному расчету методом конечных элементов.

Свойство	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	66178.1	Н/мм <sup>2</sup>
Коэффициент Пуассона	0.27	Не применимо
Модуль сдвига	50000	Н/мм <sup>2</sup>
Массовая плотность	7200	кг/м <sup>3</sup>
Предел прочности при растяжении	151.658	Н/мм <sup>2</sup>
Предел прочности при сжатии	572.165	Н/мм <sup>2</sup>
Предел текучести		Н/мм <sup>2</sup>
Коэффициент теплового расширения	1.2e-005	/К
Теплопроводность	45	W/(м·К)
Удельная теплоемкость	510	J/(кг·К)
Коэффициент демпфирования материала		Не применимо

Рисунок 4- Физико-механические свойства серого литого железа

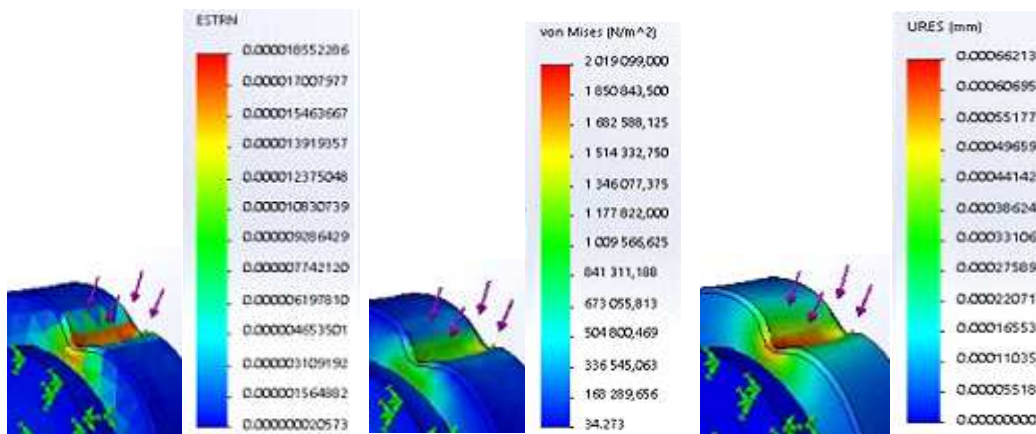


Рисунок 5- Картины распределения: деформаций (а), напряжений (б) и перемещений (в) при нагрузке модельной опоры 1000Н

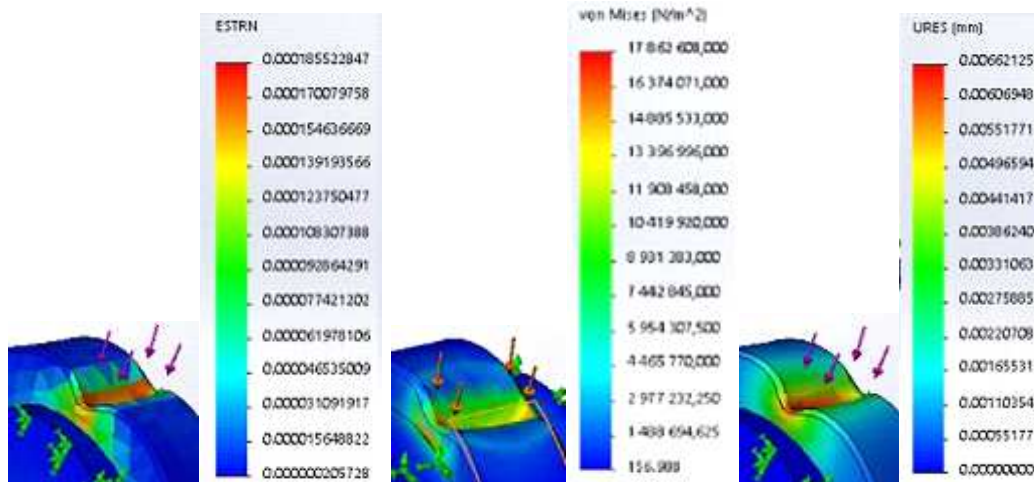


Рисунок 6- Картины распределения: деформаций (а), напряжений (б) и перемещений (в) при нагрузке модельной опоры 10000Н

Коэффициенты соответствия

$$K_{ij} = \frac{\sigma_p}{\sigma_m}; K_{ij} = \frac{\delta_p}{\delta_m}; K_{ij} = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_m}$$

$$K_{11} = 6,9517; K_{12} = 1,0213; K_{13} = 2,38; K_{21} = 7,891; K_{22} = 1,0213; K_{23} = 2,4914.$$

**Заключение.** Анализ данных, полученных путем математического моделирования, позволяет сделать заключение:

а) в процессе радиального нагружения подшипника качения его детали ис-

пытывают существенные напряжения различного рода и деформации с одновременным протеканием;

б) в связи с возникновением значительных касательных напряжений на поверхностях деталей подшипника качения при наличии зазора между ними следует минимизировать его величину либо полностью исключить;

в) наименьшие касательные напряжения в поверхностном слое деталей подшипника возникают при нахождении в зоне нагружения двух симметрично расположенных тел качения;

г) в ходе эксплуатации подшипника с беззазорным сопряжением деталей на поверхности колец и тел качения наблюдается циклическое изменение различного рода напряжений.

### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Bayer, G. Mechanical Wear Fundamentals and Testing / G. Bayer, G. Raimond. - USA, New York : Marcel Dekker, 2004. - 396 p.
2. Stachowiak, W. G. Engineering Tribology / W. G. Stachowiak, A. W. Bachelor. — Munchen : Butterworth-Heinemann, 2001. - 765 p.
3. Трение, изнашивание и смазка / И. В. Крагельский [и др.] ; под общ. ред. В. В. Алисиной. - М. : Машиностроение, 1978. - 400 с.
4. Горелов, А. А. Современные материалы и технологии в машиностроении / А. А. Горелов. -М. : МИСиС, 2011.-312 с.
5. Попилов, Л. Я. Новые материалы в машиностроении / Л. Я. Попилов. - М. : Машиностроение, 1967. -427 с.
6. Котов, С. Ю. Влияние сквозной пористости PVD покрытия ZrN на коррозионную стойкость сферических подложек из стали ШХ15 / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вести. Белорус.-Рос. ун-та. -2013.-№ 2 (39).-С. 63-70.
7. Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения тел качения покрытием ZrN на долговечность подшипника / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вести. ЛГУ. Сер. В. Промышленность. Приклад, науки. - 2013. - № 11. - С. 38—43.
8. Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения элементов качения на долговечность подшипника / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Наука и техника : меж- дунар. науч.-техн. журн. - 2014. -№ 2. - С. 57-61.
9. Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения элементов качения PVD покрытием ZrN на температуру подшипникового узла / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вести. ГрГУ. - 2013. - № 4. - С. 102-105.
10. Минский подшипниковый завод. Каталог подшипников / Офиц. сайт ОАО «Минский подшипниковый завод». - Минск, 2014. - Режим доступа: <http://mpz.com.by/catalog/bearings/bearing-catalogue/425/8506>. - Дата доступа: 30.01.2016.
11. Подшипники качения : справ, пособие / Н. А. Спицын [и др.] ; под общ. ред. Н. Ю. Благодсконова. - М. : Машгиз, 1961. - 828 с.
12. Нарышкин, В. Н. Подшипники качения : справ.-каталог / В. Н. Нарышкин, Р. В. Коросташевский. - М. : Машиностроение, 1984.-280 с.
13. Перель, Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор / Л. Я. Перель. - М. : Машиностроение, 1983. - 543 с.
14. Шмелев, А. В. Разработка математической модели взаимодействия элементов качения и кольца шарикового подшипника / А. В. Шмелев, С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вести. Белорус.-Рос. ун-та. - 2015. - № 4 (49). - С. 94-102.

УДК 539.3