

УДК 621.7/9.048.7

## ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

**А. В. ШМЕЛЕВ**

*Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,  
г. Минск*

**С. Ю. КОТОВ, Г. Я. БЕЛЯЕВ**

*Белорусский национальный технический университет,  
г. Минск*

### **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;

– оценить и проанализировать показатели нагруженности (напряженно-деформированного состояния).

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

#### Методика исследования

В качестве объекта изучения был выбран шариковый радиально-упорный подшипник МП36305 (305А ГОСТ8338–75) [10].

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 тела 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.

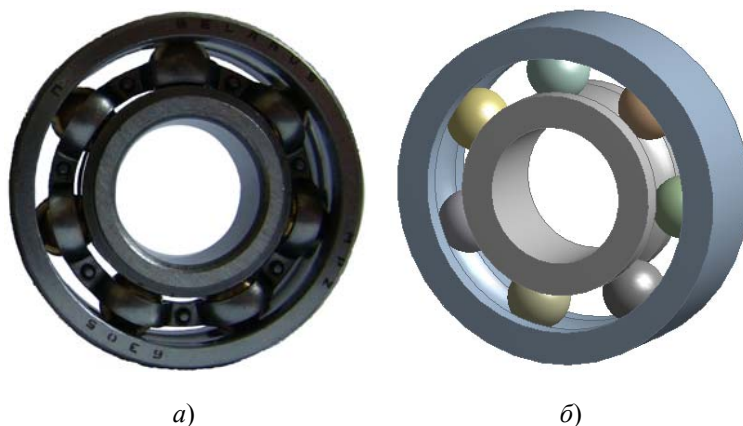


Рис. 1. Однорядный шариковый подшипник МП36305 (305А ГОСТ8338–75):  
а – общий вид; б – его компьютерная трехмерная геометрическая модель

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  $77^\circ$ ). Показанная геометрия разделена на отдельные части для облечения задания параметров дискретизации расчетной модели (рис. 2);

– 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).



Рис. 2. Компьютерная трехмерная геометрическая модель четвертой части фрагмента объекта исследования для основных расчетных случаев нагружения

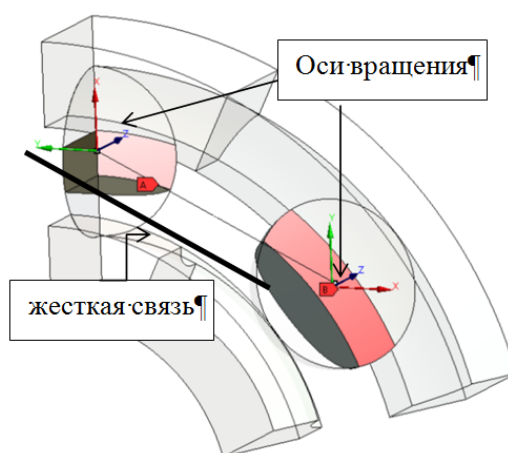


Рис. 3. Ограничение взаимного перемещения тел качения с использованием жесткой связи

**Численное решение в программном комплексе ANSYS, модуль Staticstructural.**

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. 4.

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.

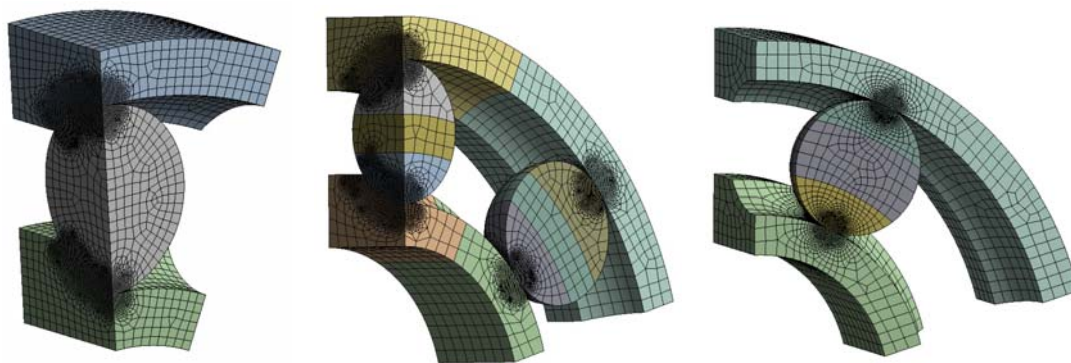


Рис. 4. Конечно-элементная модель основных расчетных случаев

С целью улучшения исключения погрешностей компьютерного решения задавалось автоматическое соприкосновение поверхностей деталей. Оптимальное значение дискретизации околоконтактных 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

Полученные картины распределения напряжений во взаимодействующих деталях подшипника для основных расчетных случаев представлены на рис. 5–7, а значения характеристик напряженно-деформированного состояния для тел качения сведены в таблицу.

Как следует из результатов расчета, напряжения, которые испытывают детали подшипника под нагрузкой, зависят от наличия (отсутствия) зазора и положения тел качения относительно нагружающей силы.

Наибольшее возможное напряжение испытывает материал деталей подшипника при наличии зазора в узле трения качения. Так, при малой и относительно небольшой радиальной нагрузках в 1000 и 5000 Н (4 и 22 % от предельной динамической грузоподъемности подшипника 305А, соответственно) происходит формирование достаточно высоких касательных напряжений (504 и 993,8 МПа). Закономерно предположение, что возникновение столь высоких касательных напряжений негативно влияет на эксплуатационные свойства поверхностного слоя деталей подшипника (тел качения и дорожек колец) и ведет к их ускоренному усталостному износу. Возможное решение указанной проблемы видится в монтаже подшипника, обеспечивающем отсутствие зазора между деталями узла трения качения или формирующем его минимальную величину. При этом особое внимание следует обратить на выбор более тугих посадок при монтаже колец подшипника на полые валы, подверженные повышенному деформированию под нагрузкой, а также в корпуса из материалов с повышенным коэффициентом теплового расширения, нагрев которых в процессе эксплуатации узла трения может привести к увеличению зазора в подшипнике.

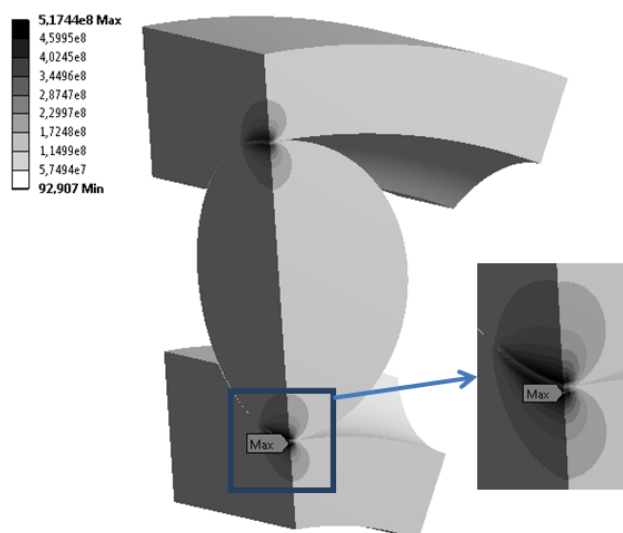


Рис. 5. Картина распределения касательных напряжений при действии нагрузки 1000 Н для подшипника с зазором

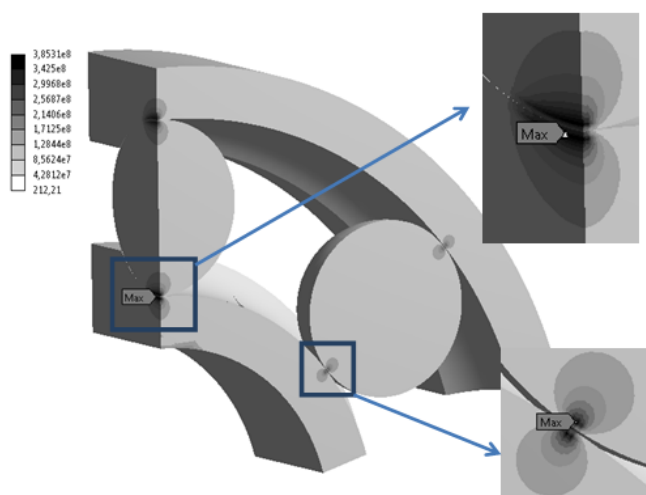


Рис. 6. Картина распределения касательных напряжений при действии нагрузки 1000 Н для подшипника без зазора с тремя телами качения под нагрузкой

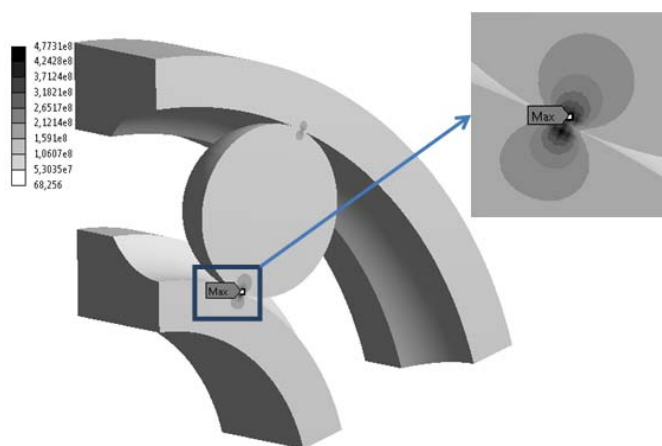


Рис. 7. Картина распределения касательных напряжений при действии нагрузки 1000 Н для подшипника без зазора с двумя телами качения под нагрузкой

**Значение показателей напряженно-деформированного состояния тел качения  
для основных случаев нагружения**

Расчетный случай	Тело качения	Радиальная нагрузка, Н	Максимальное касательное напряжение, МПа	Максимальное эквивалентное напряжение, МПа	Максимальное сжимающее напряжение, МПа	Максимальное контактное напряжение, МПа
С зазором	основное	1000	504,0	895,8	1482,4	1402,8
		5000	993,8	1744,2	3056,9	2944,4
		10000	1324,0	2311,1	4156,1	4601,8
Три шарика под нагрузкой, соединение без зазора	центральное	1000	375,4	662,8	1122,1	1007,5
	боковое		234,8	413,0	742,5	627,1
	центральное	5000	776,0	1385,4	2453,8	2365,0
	боковое		489,3	869,0	1528,1	1401,7
	центральное	10000	1062,4	1862,9	3313,4	3210,9
	боковое		668,2	1180,7	2091,7	1989,5
Два шарика под нагрузкой, соединение без зазора	основное	1000	477,3	837,6	1481,6	1191,8
		5000	762,5	1358,6	2561,9	2296,5
		10000	1003,4	1758,1	3731,8	3049,5

При нагружении подшипника качения с беззазорным сопряжением его деталей наблюдается иная картина распределения напряжений в поверхностных слоях металла контактирующих деталей. Для случая нахождения в зоне нагружения трех шариков наибольшие касательные напряжения испытывает центральное тело качения. Так, при радиальных нагрузках 1000 и 5000 Н в его поверхностном слое наблюдается возникновение касательных напряжений величиной 375,4 и 776 МПа, соответственно. При тех же величинах радиальной нагрузки в поверхностных слоях боковых тел качения наблюдается возникновение касательных напряжений значением 234,8 и 489,3 МПа. Минимальные же напряжения в секторе контакта возникают при нахождении в зоне нагружения двух симметрично расположенных тел: при радиальной нагрузке в 1000 и 5000 Н значение касательных напряжений составило 477,3 и 762,5 МПа, соответственно. Как следует из приведенных результатов расчета, отсутствие зазора приводит к уменьшению касательных напряжений в поверхности контактирующих деталей подшипника на 20–30 %.

### **Заключение**

Анализ данных, полученных путем математического моделирования, позволяет сделать заключение:

а) в процессе радиального нагружения подшипника качения его детали испытывают существенные напряжения различного рода и деформации с одновременным протеканием;

б) в связи с возникновением значительных касательных напряжений на поверхностях деталей нагруженного 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 безззорным сопряжением деталей на поверхности колец и тел качения наблюдается циклическое изменение различного рода напряжений.

### Литература

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 // Вестн. 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 // Вестн. ПГУ. 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 : междунар. 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 // Вестн. 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. Благодосклонова. – 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 // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 4 (49). – С. 94–102.

Получено 30.11.2016 г.