



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ



10/2013

1. Любарский И. М., Палатник Л. С. Металлофизика трения. М.: Металлургия, 1976. 176 с.
2. Рыбакова Л. М., Куксенова Л. И. Структура и износостойкость металла. М.: Машиностроение, 1982. 212 с.
3. Рыбакова Л. М., Куксенова Л. И. Металловедение в науке о трении и изнашивании // МиТОМ. 1985. № 5. С. 16—23.
4. Исследование методом акустической эмиссии закономерностей формирования вторичных структур при трении никотрированных сталей / В. М. Власов, В. К. Зеленко, П. И. Маленко, М. И. Васин // МиТОМ. 2003. № 10. С. 35—39.
5. Еремеев В. С. Диффузия и напряжения. М.: Энергоиздат, 1984. 181 с.
6. Маленко П. И., Зеленко В. К., Левин Д. М. Температурные поля и эксплуатационные свойства пар трения скольжения со смазочным материалом / Под ред. Ю. Н. Дроздова. М.: Машиностроение, 2011. 239 с.
7. Тонков Е. Ю. Фазовые превращения соединений при высоком давлении. М.: Металлургия, 1988. 464 с.
8. Bekrenov A. N., Kamashev A. V. Features of phase transformations passing and mass transport in metals under intensive external reactions // J. of Physics and Chemistry of Solids. 2001. Vol. 62. P. 647—651.
9. Маленко П. И. Исследование температур на дискретных субшероховатых поверхностях при трении скольжения со смазочным материалом // Вестник машиностроения. 2011. № 7. С. 38—42.
10. Карташов Э. М., Рубин А. Г. Термомеханика вязкоупругих тел на основе уравнений динамической вязкоупругости // Методы и алгоритмы параметрического анализа. М.: Изд-во МОПИ. 1995. Вып. 9. С. 24—34.
11. Киттель Ч. Введение в физику твердого тела. М.: Наука, 1978. 791 с.
12. Крайнов В. П. Качественные методы в физической кинетике и гидрогазодинамике. М.: Высшая школа, 1989. 224 с.
13. Карташов Э. М., Ремизова О. И. Модельные представления термического удара при импульсных и пульсирующих тепловых нагрузках на основе обобщенного уравнения энергии // Математическое моделирование. 2005. Т. 17. № 4. С. 81—95.
14. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 415 с.
15. Дерибас А. А. Физика упрочнения и сварки взрывом. Новосибирск: Наука, 1980. 219 с.
16. Новик А., Берри Б. Релаксационные явления в кристаллах. М.: Атомиздат, 1975. 472 с.
17. Особенности процесса динамического разрушения металлов при воздействии теплового удара, вызываемого импульсами проникающих излучений и мощных импульсов лазерного излучения / А. Я. Учаев, В. Т. Пунин, А. П. Морозов и др. // VII Забалахинские научные чтения. Снежинск, 2003. С. 1—5.
18. Беломестных В. Н., Теслева Е. П. Коэффициент Пуассона и параметр Грюнайзена твердых тел // Изв. Томского политехн. ун-та. 2003. Т. 306. № 5. С. 8—12.
19. Баншиков А. Г., Корсуков В. Е. Изучение поверхности твердых тел методом поляритонной спектроскопии / ФТТ. 1980. Т. 22. Вып. 8. С. 2368—2373.
20. Борн М., Хуан Кунь. Динамическая теория кристаллических решеток. М.: Изд-во иностр. лит., 1958. 488 с.
21. Шульце Г. Металлофизика. М.: Мир, 1971. 503 с.
22. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теория упругости. М.: Физматлит, 2001. 259 с.
23. Коломейцев В. В., Коломейцева Е. Ф., Суворов С. А. Феноменологическая теория температуропроводности // Огнеупоры и техническая керамика. 2001. № 4. С. 35—36.

УДК 621.822.6

Д. Э. КАРАПЕТАН, И. П. ЛУКИН, Э. В. ШЕМАКИН
(Санкт-Петербургский ГТУ растительных полимеров),
e-mail: davka12@rambler.ru

Способ повышения долговечности подшипников качения

Предложен способ повышения долговечности подшипников качения на основе оптимизации распределения нагрузки на тела качения путем создания зон пониженной жесткости.

Ключевые слова: подшипник, долговечность, нагрузка, профилированное кольцо.

The way of durability improvement of roller bearings, based on optimization of load distribution on rolling elements by creation of low stiffness zones, is suggested.

Keywords: bearing, durability, load, profile ring.

В технике широко применяют подшипники качения различной конструкции, которые выполняют важную функцию — обеспечение надежности и долго-

вечности узлов машин и механизмов.

На промышленных предприятиях простои, связанные с потерей работоспособности подшип-

никовых узлов, ведут к значительным материальным потерям. Поэтому в Санкт-Петербургском ГТУ растительных полимеров на кафедре "Сопротивление материалов" ведутся исследовательские работы в области повышения долговечности подшипников качения.

Главные причины выхода из строя подшипников качения — усталостное разрушение [1, 2] и проблемы смазывания (36 % от всех поломок подшипников) [3]. Основная нагрузка в подшипнике приходится на тела качения (ролик, шарик), находящееся непосредственно на линии ее действия, а оставшаяся часть ($\approx 10\div 20\%$) нагрузки перераспределяется на другие тела качения [2]. Поэтому основные исследования были направлены на обес-

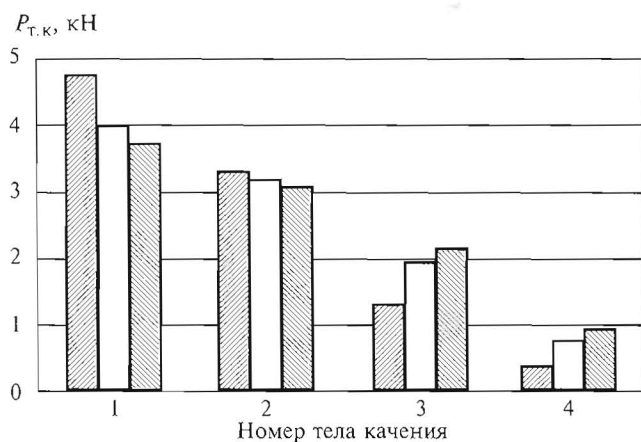


Рис. 1. Гистограмма распределения нагрузки $P = 12,6$ кН на тела качения в зависимости от толщины корпуса $s = 10$ (штриховка); 20 (белое); 40 мм (серое)

печение равномерного перераспределения нагрузки на тела качения [4, 5].

К факторам, влияющим на распределение нагрузки на тела качения, следует отнести упругие деформации контактирующих тел, радиальные зазоры и натяги между ними, а также жесткости колец и корпуса подшипника.

Следует отметить, что во всех существующих методиках расчета подшипников имеются существенные допущения, которые значительно упрощают расчет, но искажают результат. В них, как правило, не учитываются изгибные жесткости колец и корпуса подшипника [2].

Для того чтобы понять, существенно ли влияют изгибы колец и корпуса подшипника на распределение нагрузки между телами качения, провели следующий эксперимент. Используя объемную модель подшипникового узла, включающую в себя цапфу вала и подшипник (15 тел качения и корпус), методом конечных элементов был выполнен расчет нагруженного состояния подшипникового узла с учетом перемещения и деформации всех его деталей. Внутреннее кольцо подшипника посажено на цапфу вала с натягом, между телами качения и кольцами, наружным кольцом и корпусом имеются зазоры, соответствующие зазорам в ре-

альном подшипнике. Ввиду симметричности конструкции рассматривали половину подшипникового узла.

На рис. 1 представлена гистограмма распределения нагрузки $P = 12,6$ кН на тела качения подшипника в зависимости от толщины s его корпуса. Анализ показал, что при небольшой толщине корпуса подшипника распределение нагрузки по телам качения очень неравномерно: половину внешней нагрузки воспринимает тело качения 1, находящееся на линии действия нагрузки, поэтому резко увеличивается контактное напряжение, что неблагоприятно для работы подшипника и снижает его долговечность. При увеличении толщины корпуса распределение нагрузки становится более равномерным, т. е. при $s = 40$ мм часть нагрузки переходит на соседние тела качения, однако до оптимального распределения нагрузки еще далеко — даже восьмикратное увеличение толщины не обеспечивает требуемой равномерности [6].

Таким образом, было показано, что жесткость подшипникового узла играет значительную роль в распределении нагрузки по телам качения. Закон распределения нагрузки на тела качения соответствует уравнению параболы:

$$P_{т.к} = a\varphi^n + c, \quad (1)$$

где a , n , c — коэффициенты, которые можно рассчитать из условия обеспечения максимальной долговечности подшипника при усталостном разрушении, т. е. получить такие их значения, при которых достигается максимальная частота вращения внутреннего кольца при выполнении условия

$$\sum N_i / N_{Li} = 1, \quad (2)$$

где N_i — число циклов при напряжении σ_i ; N_{Li} — долговечность подшипника (число циклов до усталостного разрушения) при напряжении σ_i .

На рис. 2 показана зависимость распределения нагрузки на тела качения в соответствии с уравнением (1), где $\varphi = \varphi_0 = 360/Z$ (Z — число тел качения; φ_0 — угол между их центрами).

Для определения коэффициентов a , n , c была составлена программа на языке Turbobasic, с помощью которой методом спирального координатного спуска вычисляются значения коэффициентов, обеспечивающие условие (2).

Максимальная нагрузка на самое нагруженное тело качения составляет половину от радиальной составляющей нагрузки на подшипник. Зная закон распределения нагрузки на тела качения, можно ее оптимизировать [4]. С этой целью для подшипникового узла было разработано кольцо [7] переменной толщины (рис. 3). Размеры кольца для конкретного подшипника зависят от его размеров и действующей на

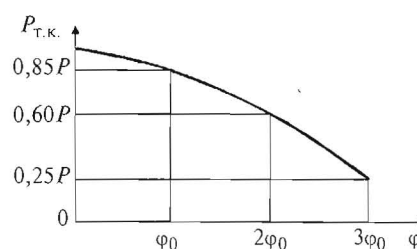


Рис. 2. Зависимость изменения нагрузки $P_{т.к}$ на тело качения от угла φ контакта

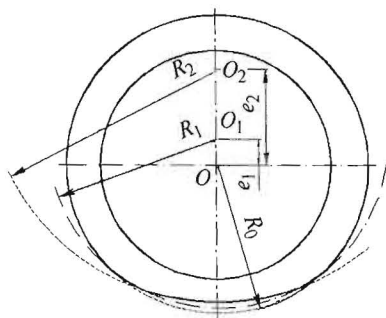


Рис. 3. Профилированное кольцо:
 R_0 — наружный радиус кольца; e_1 и e_2 — смещения центров дуг окружностей, по которым выполнено профилирование кольца

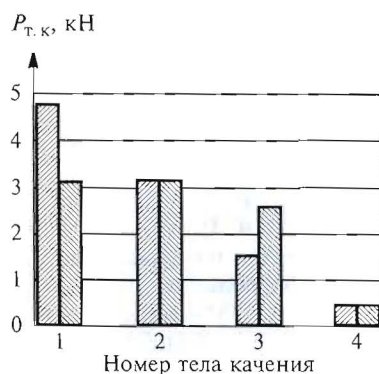


Рис. 4. Гистограмма распределения нагрузки в обычном подшипниковом узле (■) и узле с профилированным кольцом переменной жесткости (▨)

него нагрузки, их значения определяют методом конечных элементов.

Данные исследования проводили и для радиальных подшипников. На рис. 4 представлены результаты, полученные для радиального подшипника с толщиной корпуса 10 мм, $Z = 15$, при нагрузке $P = 12,6$ кН. Установкой профилированного кольца достигается равномерное перераспределение нагрузки на тела качения, что значительно повышает долговечность подшипника.

При работе механизмов нередко меняются направления вращения валов и, соответственно, колец подшипников, при этом меняются направления действующих на подшипники нагрузок. На рис. 5 показана схема ременной передачи с возможностью ре-

версирования. При реверсе вектор усилия P_1 поворачивается на угол α , величина которого зависит от соотношения диаметров шкивов и межосевого расстояния. В редукторе, как правило, угол поворота вектора нагрузки, действующей на подшипник, известен, а направления вращения валов — нет.

На рис. 6 приведена схема зубчатой передачи. При реверсе направление вектора нагрузки изменяется на угол $\alpha = 180 - 2\alpha_w$, где α_w — угол начального зацепления; в стандартной передаче $\alpha_w = 20^\circ$. В механизмах направления вращения валов, а следовательно, и колец подшипников периодически меняются, соот-

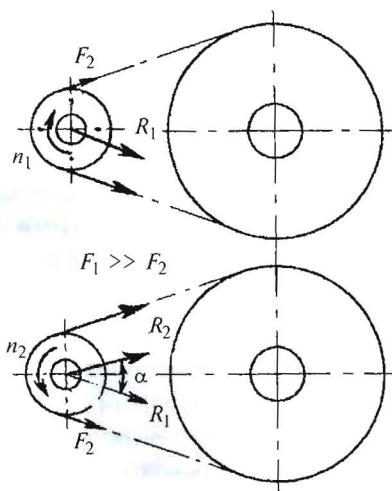


Рис. 5. Схемы ременной передачи с реверсированием при разном направлении вращения шкива:
 $a - F_1 > F_2$; $b - F_1 < F_2$

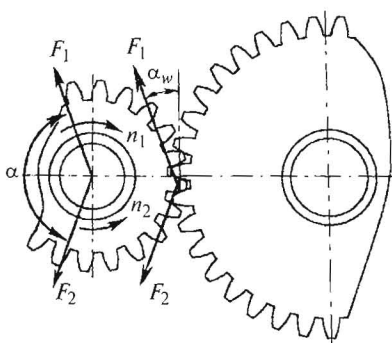


Рис. 6. Схема зубчатой передачи при реверсировании

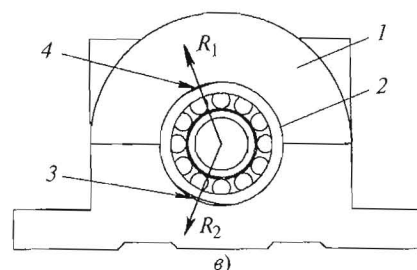
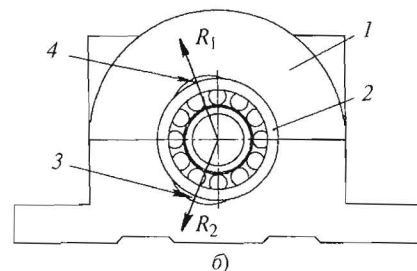
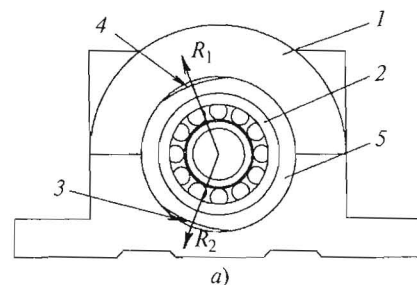


Рис. 7. Схемы подшипниковых узлов:
 a — с кольцом переменной жесткости;
 b — с зонами снятого материала в корпусе подшипникового узла; v — с зонами снятого материала по наружной поверхности подшипника

ветственно изменяется и направление вектора нагрузки на подшипниковый узел.

В случае реверса при наличии только одной зоны с измененной жесткостью (для одного направления вектора нагружения) долговечность подшипников качения снижается [8]. Поэтому для решения этой проблемы следует оптимизировать распределение нагрузки на тела качения для двух направлений вектора нагрузки [9]. Для этого выполняют две зоны с измененной жесткостью или на кольце, которое устанавливают между подшипником и корпусом (рис. 7, a), или на внутренней поверхности корпуса (рис. 7, b), или на наружном кольце подшипника (рис. 7, v). При этом плоскости с меньшей

жесткостью располагают под углом, соответствующим углу поворота вектора нагрузки, действующей на подшипник. Размеры и форму этих зон рассчитывают с учетом конфигурации корпуса и направления нагрузки.

На рис. 7, а представлен подшипниковый узел с кольцом переменной жесткости. Между корпусом 1 и наружным кольцом 2 подшипника установлено кольцо 5 с двумя зонами (3 и 4) переменной жесткости. На наружной поверхности кольца в зонах возможного наибольшего нагружения выполнено локальное снятие материала по дуге окружности. В результате этого жесткость кольца в этой зоне снизилась, что позволило задать оптимальный закон распределения нагрузки по телам качения в зонах нагружения. Таким образом, между кольцом 5 и наружным кольцом 2 подшипника выполнен небольшой зазор, который позволяет медленно вращаться наружному кольцу 2 относительно кольца 5, установленного с натягом в корпусе 1, обеспечивая циркуляционный режим нагружения. При реверсе вектор нагрузки из положения P_1 переходит в положение P_2 и совпадает с зоной минимальной жесткости кольца 5.

На рис. 7, б показан корпус 1, на внутренней поверхности которого в зонах (3 и 4) максимально возможного нагружения также выполнено локальное снятие материала, поэтому наружное кольцо 2 подшипника в этих зонах под действием сил P_1 и P_2 изги-

бается в большей степени, чем на других участках, снижая нагрузку на ближайшие к плоскости симметрии тела качения, но увеличивая ее на удаленные от плоскости симметрии тела качения, что позволяет задавать оптимизированное распределение нагрузки по телам качения в зонах нагружения. Между корпусом 1 и наружным кольцом 2 подшипника имеется небольшой зазор, который позволяет медленно вращаться наружному кольцу 2 относительно корпуса, обеспечивая циркуляционный режим нагружения. При реверсе векторы P_1 и P_2 совпадают с плоскостями минимальной жесткости корпуса 1.

На рис. 7, в представлен подшипниковый узел, состоящий из корпуса 1 и установленного в него с натягом подшипника, поэтому его наружное кольцо 2 не вращается. На наружной поверхности подшипника в областях наибольшего нагружения снят материал, т. е. созданы зоны с меньшей жесткостью, что оптимизирует распределение нагрузок по телам качения.

Таким образом, для повышения долговечности подшипника необходимо проанализировать работу узла, установить характер изменения направления вектора нагружения, определить величину нагрузки на подшипник и угол, на который поворачивается вектор нагружения. Затем с учетом типоразмера подшипникового узла и величины нагрузки рассчитать размеры зон наибольшего нагружения и толщину сни-

маемого материала так, чтобы обеспечить оптимальное распределение усилий на тела качения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Перель Л. Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.
2. Леликов О. П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет. М.: Машиностроение, 2006. 640 с.
3. SKF Maintenance Products, Nieuwegein, The Netherlands. 2006. 4 p.
4. Чижики Н. А., Шемякин Э. В., Костина Ю. В. Новая конструкция подшипникового узла качения // Межвуз. сб. науч. тр. "Машины и аппараты ЦБП". СПб.: СПбГТУРП, 2008. С. 55—58.
5. Лукин И. П., Шемякин Э. В., Костина Ю. В. Расчет оптимального распределения нагрузки между телами качения подшипника // Межвуз. сб. науч. тр. "Машины и аппараты ЦБП". СПб.: СПбГТУРП, 2010. С. 35—38.
6. Чижики Н. А., Шемякин Э. В., Костина Ю. В. Оптимальное распределение нагрузки по телам качения подшипника // Межвуз. сб. науч. тр. "Машины и аппараты ЦБП". СПб.: СПбГТУРП, 2008. С. 48—54.
7. Пат. 2386870 Рос. Федерации: МПК⁷ F16C033/58, F16C035/06. Устройство для повышения долговечности подшипникового узла.
8. Лукин И. П., Карапетян Д. Э., Шемякин Э. В. Повышение долговечности подшипникового узла при изменении направления вектора нагрузки // Межвуз. сб. науч. тр. "Машины и аппараты ЦБП". СПб.: СПбГТУРП, 2011. С. 54—59.
9. Пат. 2464459 RU. Способ повышения долговечности подшипникового узла при изменении направления вектора нагрузки.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

