

На правах рукописи

Карапетян Давид Эдуардович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ  
ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО  
ПРОИЗВОДСТВА ЗА СЧЕТ УВЕЛИЧЕНИЯ  
ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ**

Специальность 05.21.03

«Технология и оборудование химической переработки биомассы дерева;  
химия древесины»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт-Петербург

2015

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров»

Научный руководитель

**Шемякин Эдуард Валентинович**  
кандидат технических наук, доцент, профессор  
кафедры «Основы конструирования машин»  
Санкт – Петербургского государственного  
технологического университета растительных  
полимеров

Официальные оппоненты

**Руденко Анатолий Павлович**  
доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой «Технологии  
конструкционных материалов и  
машиностроения» Сибирского  
государственного технологического  
университета

**Равин Александр Александрович**  
кандидат технических наук, доцент,  
профессор кафедры «Судовой автоматики  
и измерений» Санкт - Петербургского  
государственного морского технического  
университета

Ведущая организация:

**ООО « Ассоциация ВАСТ»**  
Виброакустические системы и технологии

Защита состоится «15» декабря 2015 года в 14-30 часов на заседании диссертационного совета № Д 212. 231. 01 при Санкт – Петербургском государственном технологическом университете растительных полимеров (198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, д. 4)

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров и на сайте <http://gturp.spb.ru/>.

Автореферат разослан «    »                    2015 года

Ученый секретарь диссертационного совета  
Доктор технических наук

Л.Г. Махотина

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы и степень ее разработки.** В настоящее время на всех целлюлозно-бумажных производствах (ЦБП) задействовано огромное количество различных установок, агрегатов, механизмов и бумагоделательных машин, в которых применяется большое разнообразие видов подшипников качения, выполняющих функцию – обеспечения надежности и долговечности узлов машин и механизмов.

Предприятия целлюлозно-бумажной промышленности ведут непрерывное производство, а вследствие этого, какими бы ни были простои бумагоделательных машин (планово-предупредительный ремонт, текущий ремонт, наладка, аварии и т.д.), возникшие из-за поломок и выхода из строя подшипниковых узлов, это никак не может положительно сказаться на работе предприятия и выпуске продукции. Как известно, основная причина потери работоспособности подшипников качения - усталостное разрушение его деталей, а также проблемы смазки (36 % всех поломок подшипников по данным фирмы SKF) и других характерных причин.

Поэтому возникает задача минимизации времени и количества простоев оборудования ЦБП, связанных именно с выходом из строя подшипников.

Основные типы подшипников, которые применяются в целлюлозно-бумажном производстве — это подшипники качения и подшипники скольжения. В опорах с подшипниками скольжения взаимно подвижные рабочие поверхности вала и подшипника разделены только смазочным веществом, и вращение вала или корпуса происходит в условиях чистого скольжения. В опорах с подшипниками качения между взаимно подвижными кольцами подшипника находятся шарики или ролики, и вращение вала или корпуса происходит в основном в условиях качения.

Подшипники качения, как и подшипники скольжения, в определенных условиях могут в различной степени удовлетворять требованиям, связанным с назначением механизма, условиям его монтажа и эксплуатации. В данной работе мы будем рассматривать усовершенствование подшипниковых узлов качения. Это связано с тем, что при одинаковой грузоподъемности подшипники качения имеют по сравнению с подшипниками скольжения преимущество. Вследствие меньшего трения в момент пуска, и при умеренных частотах вращения, меньших осевых габаритов (примерно в 2 – 3 раза), относительной простоты обслуживания и подачи смазки, низкой стоимости (особенно при массовом производстве подшипников качения малых и средних габаритов), малой амплитуды колебания сопротивления вращению в процессе работы механизма. Кроме того, при использовании подшипников качения в значительно большей степени удовлетворяется требование взаимозаменяемости и унификации элементов узла. При выходе подшипника качения из строя его легко заменить новым, поскольку габариты и допуски на размеры посадочных мест строго стандартизированы, в то время как при износе подшипников скольжения приходится восстанавливать рабочую поверхность шейки вала, менять или вновь заливать антифрикционным сплавом вкладыш подшипника, подгонять его под требуемые размеры, выдерживая в заданных пределах рабочий зазор между поверхностями вала и подшипника.

К подшипникам качения в целлюлозно-бумажном производстве, предъявляются требования высокой надежности в работе, долговечности, высокой динамической грузоподъемности, а также уменьшения момента трения, шума и вибраций при

работе и т. п. Совершенствование существующих и разработки новых современных высокоскоростных бумагоделательных машин, предъявляют к подшипникам качения повышенные требования по конструктивному оформлению и техническим параметрам. Эти требования вытекают из необходимости создания узлов с минимальной массой, улучшенными условиями смазывания и охлаждения подшипников, повышенной грузоподъемности, быстроходности и температуростойкости.

**Цель и задачи работы.** Одна из основных проблем, с которой сталкиваются при эксплуатации подшипников качения на оборудовании ЦБП, является их небольшой срок службы из-за очень большой неравномерности распределения нагрузки между телами качения, что приводит к усталостным разрушениям. От распределения нагрузки по телам качения зависят контактные напряжения, упругие деформации, жесткость, а также точность вращения оси подшипника. Максимальная нагрузка на самый нагруженный ролик или шарик достигает половины от всей внешней радиальной нагрузки на подшипник качения, а на соседний – вдвое меньше. Поэтому необходимо исправить этот недостаток путём перераспределения нагрузки между телами качения по оптимальному закону. Это позволит значительно увеличить срок службы подшипников.

**Научная новизна диссертационной работы.** Предложен и обоснован новый подход к решению проблемы повышения долговечности подшипникового узла (ПУ). Разработана математическая модель поиска оптимального распределения нагрузки между телами вращения в подшипниках качения. Выведены необходимые уравнения, для решения которых написаны программы на языке Visual Fortran. Разработаны и защищены патентами новые устройства и конструкции подшипниковых узлов качения, значительно повышающие время их надежной работы. Проведены экспериментальные исследования новой конструкции ПУ на разработанной установке, подтверждающие полученные теоретические выводы.

#### **Теоретическая и практическая значимость работы:**

Результаты исследований и разработок, полученные в диссертационной работе, могут быть использованы на этапе проектирования подшипниковых узлов валов бумаго – картоноделательных машин (БДМ/КДМ).

Разработан и предложен способ по увеличению долговечности ПУ поворотного вала и вспомогательного оборудования ЦБП, путем оптимального распределения нагрузки на тела качения подшипника, который внедрен и используется на картоноделательной машине КДМ К-06 в ЗАО «Картонтара» и на установке по правке лезвий в ООО «Шаберные лезвия».

#### **Методология и методы исследования.**

Задачи, исследуемые в диссертационной работе, были решены путем теоретического анализа, экспериментального анализа и моделирования процесса работы подшипника качения на спроектированной и собранной установке в результате лабораторного исследования. При выполнении лабораторных исследований применялось современное высокотехнологическое оборудование: тестер вибрации Fluke 810 и программное обеспечение Viewer. Моделирование процесса проводилось в программе Solid Works методом конечных элементов. Основные расчеты были получены в программе, созданной на языке программирования Fortran.

### **На защиту выносятся:**

1. Методика и расчеты для реальных подшипников качения методом конечных элементов.
2. Результаты оптимального распределения нагрузки между телами качения, при котором долговечность резко увеличивается.
3. Разработанное программное обеспечение для расчета оптимального распределения нагрузок.
4. Устройство для повышения долговечности подшипниковых узлов – профилированное кольцо.
5. Новая конструкция подшипника, в котором можно регулировать распределение нагрузки по телам качения.
6. Поворотный вал картоноделательной машины с усовершенствованным подшипниковым узлом.

**Достоверность и обоснованность результатов** подтверждаются полнотой исследований подшипников качения на экспериментальной установке с использованием современного высокотехнологического диагностического оборудования. Достоверность данных полученных с помощью лицензионного профессионального программного обеспечения, подтверждена сравнительными расчетами.

**Личный вклад автора** заключается в формировании базы расчетов и способов повышения долговечности подшипниковых узлов. Разработан способ повышения долговечности подшипников узлов БДМ/КДМ за счет оптимального распределения нагрузок на тела качения, защищенный патентом. Создана экспериментальная установка для исследования подшипниковых узлов, на которой проведены эксперименты в широком диапазоне нагрузок. Разработаны программные продукты для расчетов распределения нагрузок.

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационной работы докладывались и получили положительную оценку на конференциях: «Фундаментальные исследования и инновации в национальных исследовательских университетах», г. СПб, Политехнический университет, 2012 год; «Новое в конструировании, модернизации и автоматизации бумаго- и картоноделательных машин», г. СПб, институт «Крона», 2013 год; «Сервисное обслуживание в ЦБП», г. СПб, институт «Крона», 2015 год.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 5 научных работ, 2 из которых в журналах, включенных в перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий ВАК. Получен патент № 2536560 «Способ повышения долговечности подшипникового узла, имеющего хотя бы одну локальную зону нагружения переменной жесткости».

**Структура диссертации.** Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения. Содержит 196 страниц, в том числе 14 таблиц, 90 рисунков и список литературы из 124 наименований.

### **Содержание работы:**

**Во введении** обоснована актуальность, научная и практическая значимость работы, сформулированы цель и задачи.

**В первой главе** проведен обзор информации о существующих подшипниковых узлах в БДМ/КДМ, а также о современных инновационных

разработках подшипников для целлюлозно-бумажной промышленности и способах увеличения их долговечности.

**Во второй главе** рассмотрены виды повреждений подшипников качения, их причины. Описаны такие виды повреждений как: усталостное выкрашивание, износ, задиры, вмятины. Рассмотрен метод диагностики узлов трения по высокочастотной вибрации.

**В третьей главе** проведены расчеты и анализ результатов, так же описаны новые устройства и конструкции подшипниковых узлов.

Рассмотрено распределение радиальной внешней нагрузки  $F_r$  по телам качения однорядного радиального шарикового подшипника, имеющего  $z$  шариков, угол между контактами шариков  $\gamma = 360^\circ / z$ . Наружное кольцо подшипника неподвижно и жестко закреплено. Внутреннее кольцо имеет возможность упруго перемещаться в радиальном направлении. Радиальная нагрузка  $F_r$ , действующая внутри кольца, по телам качения распределяется неравномерно, рисунок 1. Это имеет существенное значение для определения контактных напряжений и деформаций в подшипнике качения, определяющих несущую способность и жесткость подшипника.

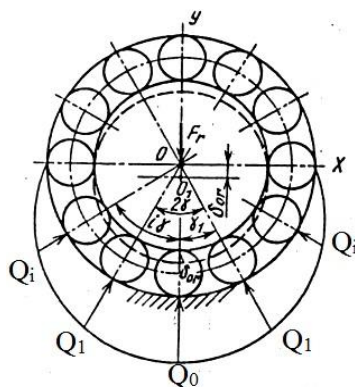


Рис. 1. Распределение радиальной нагрузки  $F_r$  по телам качения в радиальных шариковых и роликовых подшипниках при отсутствии радиального зазора  $e$ .

Составлено уравнение равновесия для шарикоподшипника при условии, что линия действия внешней нагрузки  $F_r$  проходит по линии пересечения плоскостей симметрии подшипника через центр нижнего шарика диаметром  $D_w$ .

Сумма проекций сил, действующих на тела качения, на вертикальную ось  $y$ ,

$$\sum Y_i = 0;$$

$$Q_0 + 2Q_1 \cos \gamma + 2Q_2 \cos 2\gamma + \dots + 2Q_n \cos(n\gamma) - F_r = 0, \quad (1)$$

где  $Q_0$  – сила, равная реакции наиболее нагруженного нижнего шарика, через центр которого проходит линия действия внешней нагрузки  $F_r$ ; После многочисленных преобразований получаем, что нагрузка на наиболее нагруженный нижний шарик (при  $\gamma = 0$ )

$$Q_0 = 4,36F_r / z. \quad (2)$$

Далее определено распределение нагрузки между телами качения без учета изгиба колец по методике, изложенной выше. Для расчета принят шариковый радиальный однорядный подшипник. Радиальная внешняя нагрузка  $F_r$  принята

равной 16800 Н, 8400 Н, 4200Н, 2100 Н. Число шариков  $z = 12$ , тогда угол между контактами роликов составит  $\gamma = 360^\circ / z = 360^\circ / 12 = 30^\circ$ .

На рисунках 2 и 3 представлены диаграммы распределения нагрузок по телам качения согласно представленным расчетам. Из диаграмм мы видим, что при изменении внешней радиальной нагрузки, 0 шарик во всех четырех случаях остается самым нагруженным.

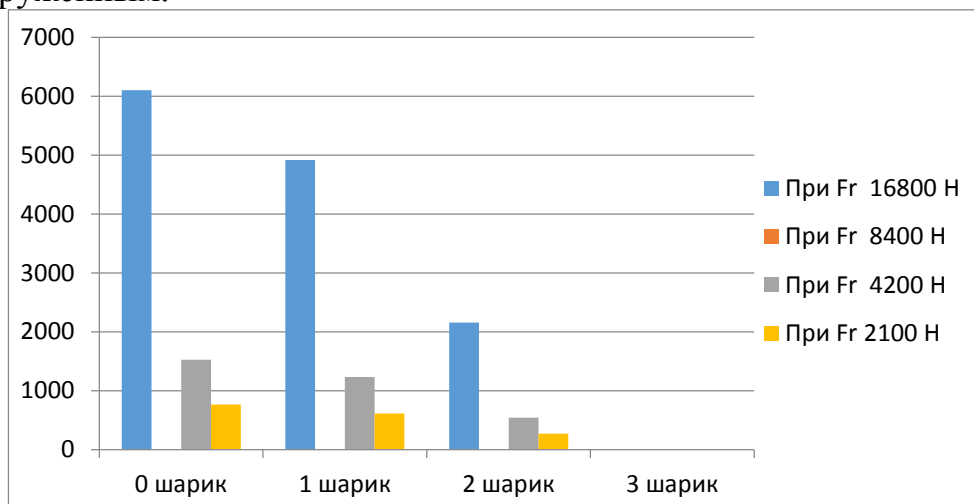


Рис. 2. Диаграмма распределения нагрузок на тела качения.

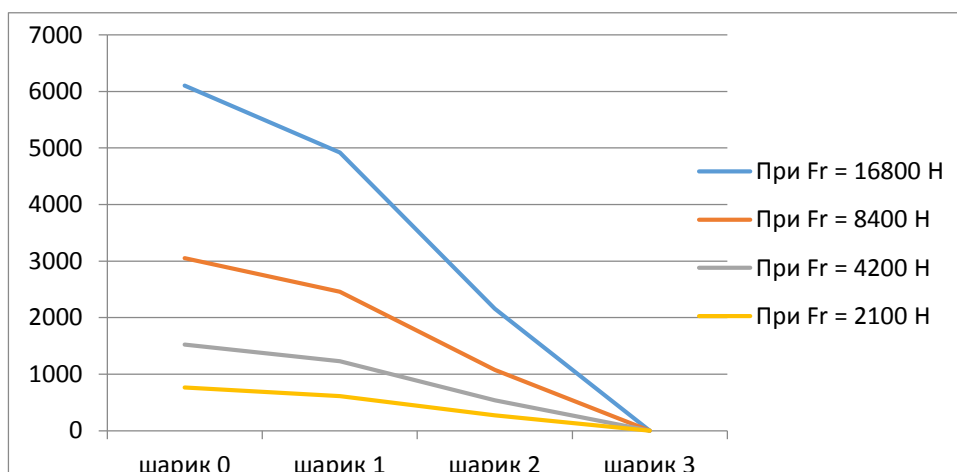


Рис. 3. Диаграмма распределения нагрузок на тела качения при изменении внешней нагрузки.

### Расчет распределения нагрузок в программе SolidWorks методом конечных элементов

Для исследования действительного распределения нагрузки по шарикам в подшипнике качения была построена реальная модель подшипника, включающая цапфу вала, кольца подшипника со всеми 12 шариками и корпус. После написания программы был проведен её расчет в плоскодеформированном состоянии методом конечных элементов. Внутреннее кольцо подшипника было посажено на цапфу вала с натягом, а между шариками и кольцами, наружным кольцом и корпусом задан зазор, как в реальном подшипнике. В силу симметрии рассматривалась четверть подшипника. На рисунке 4 изображена объемная модель шарикоподшипника.

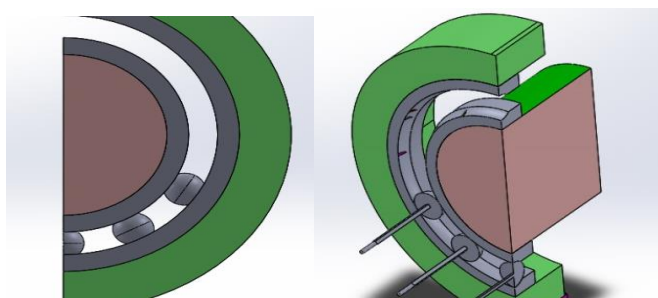


Рис.4. Объемная модель подшипника в программе SolidWorks.

### Расчет для подшипника с заземленным наружным кольцом

В данной работе рассматривалось действие на шарики главных нормальных напряжений  $\sigma_3$ , напряжение по фон Мизесу VM, а также действие радиальной силы  $F_r$  на каждый шарик.

Первое исследование проведено с максимальным значением радиальной силы для испытуемого подшипника.  $F_r = 16800$  Н, так как рассматриваем четверть подшипника, следовательно  $F_r = 4200$  Н.

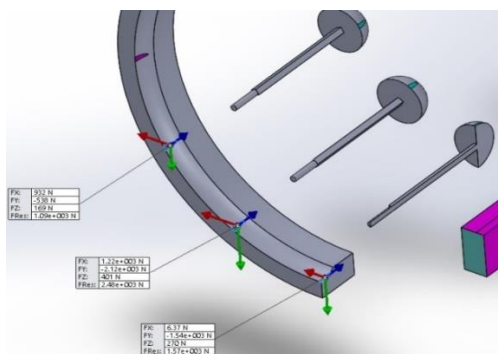


Рис. 5. Распределение нагрузки на тела качения при внешней радиальной нагрузке 4200 Н.

$$Q_0 = 1540 * 4 = 6160 \text{ Н}$$

$$Q_1 = (2120 * 2) / \cos 30^\circ = 4896 \text{ Н}$$

$$Q_2 = (538 * 2) / \cos 60^\circ = 2152 \text{ Н}$$

Из расчета мы видим, что напряжения неравномерно распределяются по шарикам.

Наибольшие напряжения действуют на шарик, расположенный по центру подшипника, а уже на четвертом теле качения напряжения настолько малы, что мы принимаем их равными нулю.

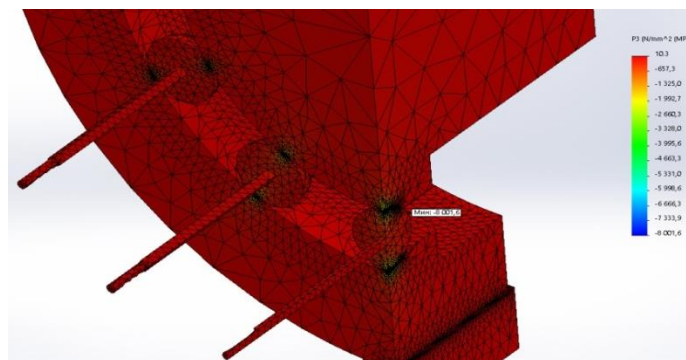


Рис.6. Действие контактных напряжений на шарики.



При этом заметим, что наибольшие значения главных нормальных напряжений достигаются в местах контакта шариков с внутренним кольцом. Мы видим из рисунка 6, как неравномерно распределяются напряжения. Подобное распределение неблагоприятно сказывается на долговечности подшипника. Действие напряжений по Мизесу показано на рисунке 7.

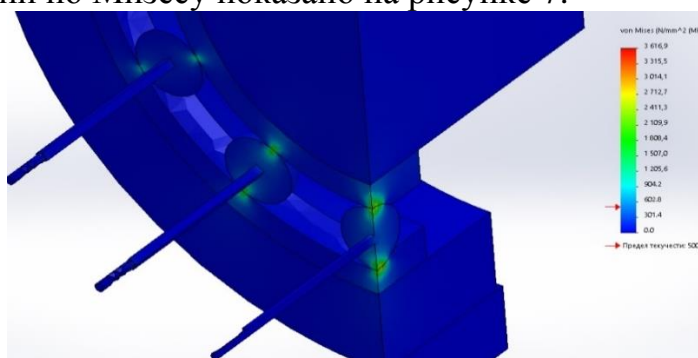


Рис.7. Действие напряжений по Мизесу на шарики.

На рисунке 8, изображена диаграмма распределения нагрузок на тела качения при изменении внешней нагрузки от 4200 Н до 525 Н. Во всех четырех случаях, самым нагруженным остается центральный (на диаграмме -нулевой) шарик.

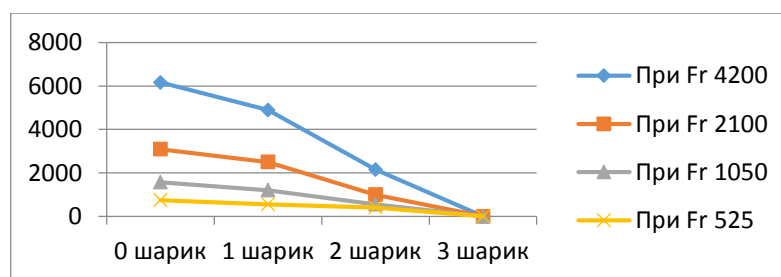


Рис.8. Диаграмма распределения нагрузок на тела качения при изменении внешней нагрузки.

Расчеты методом конечных элементов в случае заземленного кольца показали, что величины нагрузок на шарики практически совпадают с нагрузками, вычисленными по формулам при теоретическом расчете.

Следовательно, построенная модель близка к теоретической.

### Расчет для подшипника с не заземлённым наружным кольцом

Расчет производился при нагрузках  $F_r = 4200, 2100, 1050, 525$  Н. Результаты расчета приведены ниже. Из диаграммы на рисунке 9, видно, что при не заземленном наружном кольце нагрузка центральный шарик существенно увеличилась. При этом ресурс подшипника уменьшился в несколько раз.

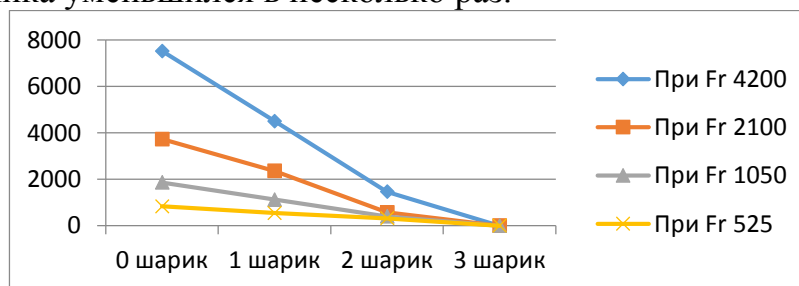


Рис. 9. Диаграмма распределения нагрузки на тела качения.

Данные исследования показывают, что нагрузка и напряжения по телам качения подшипника распределены крайне неравномерно, и они существенно превышают значения при заземленном кольце. Это является одной из причин низкой долговечности подшипника. Далее в работе предложены различные способы перераспределения нагрузки по телам качения, а также произведено сравнение долговечности новых моделей подшипниковых узлов со стандартной моделью. Для увеличения долговечности подшипников найдено оптимальное распределение усилий  $Q_i$ , действующих на тела качения. Для решения данной задачи были составлены программы на языке программирования Visual Fortran. Анализ был подвергнут «испытуемый» подшипник компании NSK. При максимальной нагрузке  $F_2=16800\text{Н}$ , равной динамической грузоподъемности подшипника, оптимальные усилия следующие:  $Q_0=5177,18\text{ Н}$ ;  $Q_2=4841,32\text{ Н}$ ;  $Q_4=3237,39\text{ Н}$ ;  $Q_6=0$ .

Долговечность  $L_{10}=1385310$  оборотов вала.

В реальном «испытуемом» подшипнике нагрузки на шарики распределяются следующим образом (расчеты методом конечных элементов):

$Q_0=7520\text{ Н}$ ;  $Q_2=4503\text{ Н}$ ;  $Q_4=1460\text{ Н}$ .

Величина долговечности при этих данных, полученная расчетным методом, составила  $L_{10}=946230$ , то есть меньше оптимальной на 46%.

Например, при половинной нагрузке, равной 8400 Н, оптимальная долговечность больше на 72%. Расчеты по оптимизации с помощью созданных программ, показывают, что можно существенно увеличить время работы подшипника.

Далее работы посвящена разработанным устройствам и конструкциям подшипниковых узлов. В ходе дальнейших разработок по данной проблеме было создано и запатентовано изобретение, позволяющее создавать необходимое распределение нагрузки. На рисунке 10 показано кольцо, которое устанавливается в подшипниковом узле между корпусом и наружным кольцом подшипника. Оно имеет переменную толщину, спрофилированную двумя дугами окружностей. Размеры кольца рассчитываются для конкретных размеров подшипникового узла и величины действующей на него нагрузки методом конечных элементов с помощью созданной программы. Плоскость минимальной жесткости кольца должна совпадать с плоскостью действия внешней радиальной нагрузки на подшипник. Переменная жесткость профилированного кольца достигается путем незначительного уменьшения толщины кольца в зоне действия внешней радиальной нагрузки. Необходимые параметры кольца (радиусы дуг  $R1$  и  $R2$ , центры этих дуг и толщина кольца) определяются исходя из оптимального закона распределения нагрузки по телам качения, полученного в предыдущем разделе.

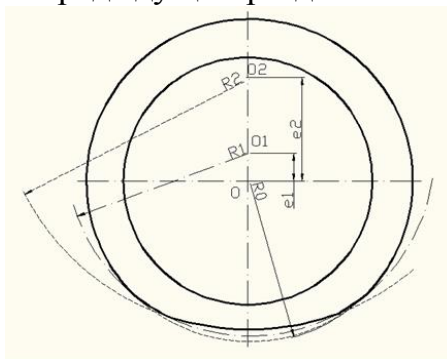


Рис.10. Профилированное кольцо

Таким образом, при использовании кольца переменной жесткости, создается оптимальное распределение нагрузки между телами качения и тем самым повышается долговечность как самого подшипникового узла, так и оборудования. В работе так же представлено еще несколько способов повышения долговечности подшипниковых узлов, которые описаны в третьей главе.

После был проведен расчет распределения нагрузок на тела качения с установленным профилированным кольцом в программе Solid Works. На рисунке 11 изображен подшипниковый узел с профилированным кольцом переменной жесткости, спроектированный в программе Solid Works.

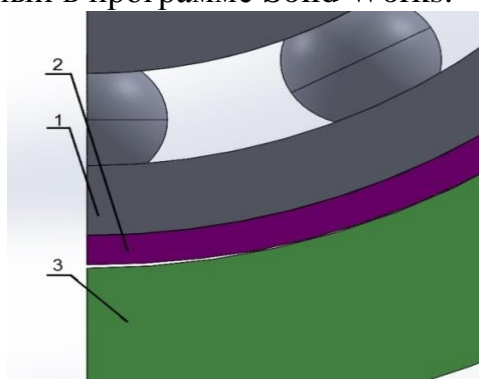


Рис. 11. Подшипниковый узел с профилированным кольцом переменной жесткости.

Результаты расчета приведены в таблице 1

Таблица 1

|                       |                   | Текущая   | Начальная  | Оптимальная | Итерация 1 | Итерация 2 |
|-----------------------|-------------------|-----------|------------|-------------|------------|------------|
| Д-1                   |                   | 72.6мм    | 72.55551мм | 72.6мм      | 72.5мм     | 72.5мм     |
| Дельта-1              |                   | 0.11мм    | 0.10155мм  | 0.11мм      | 0.08мм     | 0.11мм     |
| Д-2                   |                   | 82.25мм   | 82.18208мм | 82.25мм     | 82мм       | 82.5мм     |
| Дельта-2              |                   | 0.1мм     | 0.11759мм  | 0.1мм       | 0.07мм     | 0.13мм     |
| Силы свободного тела1 | (1250 Н ~ 1320 Н) | 1255.71 Н | 1233.48 Н  | 1255.71 Н   | 1430.12 Н  | 1236.58 Н  |
| Силы свободного тела3 | (1590 Н ~ 1640 Н) | 1611.64 Н | 1491.82 Н  | 1611.64 Н   | 1371.94 Н  | 1805.53 Н  |
| Силы свободного тела2 | Максимизировать   | 2413.9 Н  | 2512.81 Н  | 2413.9 Н    | 2371.51 Н  | 2318.26 Н  |

Используя такой метод расчета, можно оптимизировать любой по размерам шарикоподшипник с целью увеличения его долговечности.

#### Четвертая глава работы посвящена экспериментальной части.

Для проведения стендовых испытаний была спроектирована установка для исследования и получения характеристик работы подшипников. В ней специально для исследования влияния профилированного кольца на долговечность был спроектирован узел с возможностью смены как самих колец, так и подшипников.

Принципиальная схема установки представлена на рисунке 12.

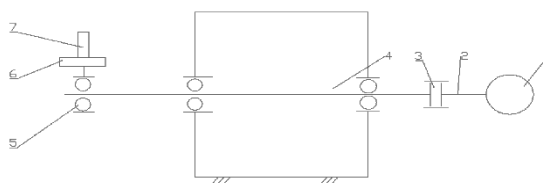


Рис.12. Кинематическая схема установки для испытания подшипников:

1 - электродвигатель; 2 - вал; 3 - муфта; 4 - корпус; 5 - испытываемый подшипник; 6 - динамометр; 7 - прижимной винт

Узел установки, в котором установлен испытываемый подшипник, показан на рисунке 13.

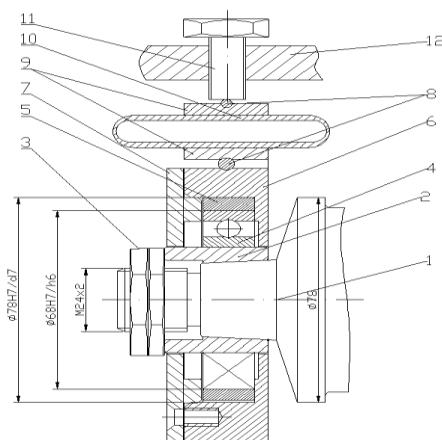


Рис.13. Узел установки для испытания подшипников

Весь узел, изображенный на рисунке 13, разборный и поэтому дает возможность проведения широкого ряда испытаний и сравнения полученных результатов. Для изучения влияния профилированного кольца на долговечность подшипников был проведен целый ряд испытаний, как с кольцом, так и без него.

В качестве экспериментального подшипника был взят радиальный однорядный шарикоподшипник компании NSK 6008 DDU, рисунок 14. Внешний диаметр подшипника – 68 мм, внутренний диаметр – 40 мм, ширина – 15 мм, статическая грузоподъемность  $C_0$  – 9300 Н, динамическая грузоподъемность  $C$  – 16800 Н, диаметр шарика – 7,938 мм, количество шариков – 12 шт.



Рис. 14. Радиальный однорядный шарикоподшипник NSK 6008 DDU

Для получения достоверных результатов диагностики и получения точных данных был использован современный высокотехнологический тестер вибрации Fluke 810, рисунок 15.



Рис. 15. Тестер вибрации Fluke 810.

Для анализа данных эксперимента и их извлечения с прибора диагностики, использовалось профессиональное программное обеспечение Viewer. С помощью данной программы были проведены настройки экспериментальной установки и заданы режимы работы. При завершении проверки вибрации, данные диагностики импортировались на компьютер с помощью этого программного обеспечения.

Результаты экспериментальной части показали, что использование профилированного кольца в подшипниковом узле, увеличивает долговечность в несколько раз. Расчеты, проведенные в третьей главе работы, подтверждены экспериментально. В приложении 1 диссертационной работы, представлены результаты экспериментов.

**В пятой главе** проведена оптимизация роликового радиального сферического подшипника, установленного на консоли поворотного вала картоноделательной машины КДМ К-06.

На рисунке 16 изображен поворотный вал, установленный на картоноделательной машине КДМ К-06.

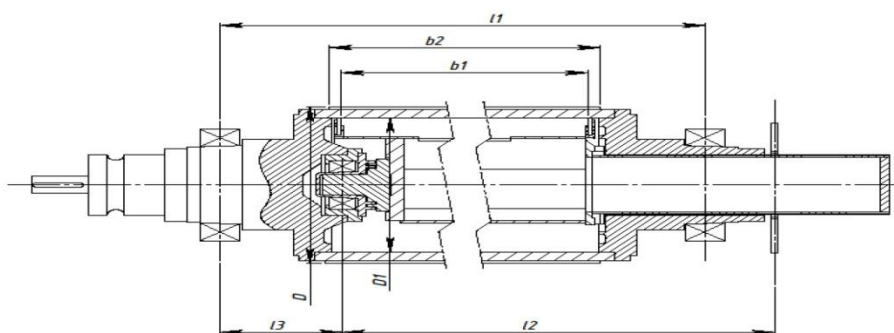


Рис. 16. Поворотный вал

Для определения долговечности подшипника 3530 при уровне вакуума 0.7 бар, в программе Solid Works был произведен расчет трехмерной конструкции вала методом конечных элементов с учетом всех параметров и с трехмерной реальной нагрузкой. Была спроектирована модель поворотного вала в программе Solid Works. На рисунке 17 изображена модель поворотного вала. Для нахождения нагрузки на подшипник при моделировании подшипниковый узел заменен сферической цапфой. В программе произведен расчет с учетом реальных размеров вала и подшипникового узла.



Рис. 17 Модель поворотного вала в программе Solid Works.  
1 – сферическая цапфа.

### **Оптимизация распределения нагрузок на тела качения в подшипнике 3530 поворотного вала.**

Для оптимизации распределения нагрузок на ролики подшипника, составлены две расчетные схемы, из которых выведены уравнения равновесия. Для нахождения

неизвестных коэффициентов, входящих в данные уравнения были составлены программы на языке программирования Visual Fortran. Анализ был подвергнут подшипник 3530.

### Расчет оптимизированного подшипника 3530 в программе Solid Works

На рисунке 18 изображена модель подшипника 3530. В силу симметрии рассмотрена половина подшипника.

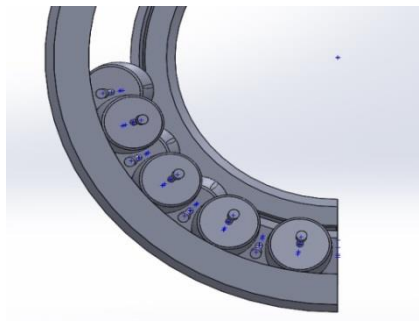


Рис. 18. Модель подшипника 3530 в программе Solid Works.

В программе были определены силы, действующие на каждый ролик, при установке подшипника без локального снятия материала.

В таблице 2 показано распределение нагрузки на ролики не оптимизированного подшипника.

Таблица 2. Распределение нагрузки на ролики подшипника

| № ролика | Левый ряд, Н. | Правый ряд, Н. |
|----------|---------------|----------------|
| 1        | 91600         | 84900          |
| 2        | 58300         | 33300          |
| 3        | 99700         | 150            |
| 4        | 0,0389        | 0,000917       |

Из таблицы 2 мы видим, что нагрузка на тела качения распределена крайне неравномерно, что отрицательно сказывается на долговечности подшипника, и не позволит в дальнейшем проводить модернизацию вала без его замены.

Для повышения долговечности подшипника 3530 использовался метод, описанный в третьей главе, пункт 3.5, рисунок 62. Только в данном случае локальное снятие материала производилось на самом валу.

На рисунке 19 изображен ПУ с локальным снятием материала на валу.



Рис. 19. Подшипниковый узел с локальным снятием металла на валу.

Вал подрезан на 0,05 мм, величина подреза определена с помощью программы оптимизации. Далее был проведен расчет для модернизированного подшипникового узла. В таблице 3 показаны величины нагрузок на тела качения при оптимальном распределении.



Таблица 3. Оптимальное распределение нагрузок на тела качения.

| № ролика | Левый ряд, Н. | Правый ряд, Н. |
|----------|---------------|----------------|
| 1        | 83200         | 78000          |
| 2        | 64800         | 93700          |
| 3        | 21400         | 55900          |
| 4        | 240           | 9830           |

Из таблицы 3 мы видим, что нагрузки на ролики распределяются более равномерно, что может увеличить долговечность подшипника в несколько раз. Локальное снятие материала на валу, позволило распределить нагрузки по оптимальному закону распределения. Данные исследования и расчеты использованы в ЗАО «Картонтара» для увеличения долговечности подшипника поворотного вала. За счет увеличения долговечности подшипникового узла удалось повысить вакуум в отсасывающей камере.

### **Заключение:**

Из практики применения тяжело нагруженных подшипников качения известно, что подавляющее большинство подшипников выходит из строя вследствие контактного выкрашивания тел качения и колец подшипника из-за их недостаточной усталостной прочности. Особое значение при проектировании и оптимизации опор качения БДМ/КДМ имеет проблема распределения нагрузки между телами качения подшипника. От этого существенно зависят контактные напряжения, упругие и пластические деформации, а, следовательно, долговечность подшипников.

Важнейшими факторами, влияющими на распределение нагрузки между телами качения, являются упругие деформации контактирующих тел, радиальные зазоры и натяги между ними, а также жесткость корпуса подшипника. В данной работе расчеты были проведены с учетом жесткости колец и корпуса. Результаты расчетов подшипника, помещенного в стандартный корпус, методом конечных элементов показали, что нагрузка на шарики или ролики подшипника в активной зоне нагружения распределяется очень неравномерно, а это приводит к резкому (в несколько раз) снижению времени работы подшипника, а, следовательно, увеличивается возможность незапланированного останова бумагоделательной машины.

Для определения оптимального распределения нагрузки по телам качения, а также для увеличения эффективности работы оборудования ЦБП в работе представлены следующие решения:

1. Разработано программное обеспечение, с помощью которого можно рассчитать оптимальное распределение нагрузок.
2. Определено такое оптимальное распределение нагрузки между телами качения, при котором долговечность значительно увеличивается.
3. Созданы и запатентованы способ и устройство для повышения долговечности подшипниковых узлов за счет оптимального распределения нагрузок на тела качения – профилированное кольцо переменной жесткости.
4. Разработана методика и проведены расчеты для реальных подшипников качения методом конечных элементов.
5. Рассмотрена новая конструкция подшипника, в котором можно регулировать распределение нагрузки по телам качения.

6. Спроектирована и собрана экспериментальная установка для исследования подшипниковых узлов. При проведении ряда экспериментов доказано, что использование профилированного кольца, позволяет значительно увеличить срок службы подшипника. С помощью прибора вибродиагностики, получены экспериментальные данные, которые показывают, на сколько сильно изменяется амплитуда вибраций при изменении внешней нагрузки. Так же подтверждена достоверность результатов, полученных при расчетах с профилированным кольцом.

7. Проведена оптимизация двухрядного роликового радиального сферического подшипника путем оптимального распределения нагрузки на тела качения, установленного на консоли поворотного вала картоноделательной машины КДМ К-06, что позволило без лишних затрат увеличить вакуум в отсасывающей камере, тем самым повысить эффективность работы всей КДМ в целом.

Таким образом, в данной диссертационной работе предложены методы оптимизации распределения внешней нагрузки по телам качения в подшипниковых узлах бумагоделательных машин. Оптимальное распределение нагрузки в подшипнике качения позволяет в разы увеличить долговечность подшипникового узла, что в свою очередь повышает эффективность работы оборудования ЦБП.

#### **Основное содержание работы изложено в следующих публикациях:**

1. Карапетян, Д.Э. Повышение долговечности подшипникового узла при изменении направления вектора нагрузки / Д.Э. Карапетян, И.П. Лукин, Э.В. Шемякин // Машины и аппараты ЦБП: межвуз. сб. науч. тр. - 2011. - С. 54 – 59.
2. Карапетян, Д.Э. Установка для проведения испытаний подшипников качения / Д.Э. Карапетян, И.П. Лукин, Э.В. Шемякин // Машины и аппараты ЦБП: межвуз. сб. науч. тр.– СПб, - 2011. - С. 50.
3. Лукин, И.П. Влияние жесткости подшипникового узла на распределение нагрузки между телами качения. Фундаментальные исследования и инновации в национальных исследовательских университетах / И.П. Лукин, Д.Э. Карапетян, Э.В. Шемякин // материалы Всероссийской научно-методической конференции. Санкт-Петербург. Т.2. – Спб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 65 с.
4. Лукин, И.П. Повышение долговечности подшипников качения / И.П. Лукин, Д.Э. Карапетян, Э.В. Шемякин // Целлюлоза. Бумага. Картон. - 2013. - №10. - с. 52-56
5. Карапетян Д.Э. Способ повышения долговечности подшипников качения / Д.Э. Карапетян, И.П. Лукин, Э.В. Шемякин // Вестник машиностроения. - 2013. - №10. - с. 45-48
6. Патент № 2536560 Российская Федерация, МПК F16C41/02, F16C33/58, F16C35/06. Способ повышения долговечности подшипникового узла, имеющего хотя бы одну локальную зону нагружения переменной жесткости / Э.В. Шемякин, Д.Э. Карапетян, И.П. Лукин. - Опубликовано 27.12.2014. Бюл. №36.

**Отзывы на автореферат в двух экземплярах с указанием фамилии, имени, отчества, почтового адреса, адреса электронной почты, наименования организации, должности лица, составившего отзыв, подписанные и заверенные печатью, просим направлять по адресу:**

198095, г. Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, д.4, СПбГТУРП, диссертационный совет Д 212.231.01