

Отчет

об испытании опытных образцов опорных подшипников на масляной подушке

1. Разработка методики стендовых испытаний опытного образца подшипника на масляной подушке

В соответствии с техническим заданием необходимо было провести испытание опытных образцов опорных подшипников скольжения на масляной подушке и определить их соответствие техническому заданию.

Прежде всего в процессе экспериментальных исследований определялись оптимальные геометрические параметры рабочих поверхностей подшипника. При проведении теоретических исследований было установлено, что наибольшее влияние на статическую грузоподъемность подшипника, момент сопротивления вращению и на затраты энергии в процессе его работы оказывают угол профиля дорожек скольжения и ширина масляной канавки. Поэтому эти геометрические параметры подшипника использовались в качестве варьируемых факторов. Использовались три значения ширины масляной канавки: 1, 2 и 3 мм. И три значения угла профиля дорожки скольжения верхнего кольца: 135, 155 и 175 градусов. Эти факторы использовались в разных сочетаниях: при каждом из указанных углов профиля испытывались подшипники с тремя различными значениями ширины масляной канавки. Каждый эксперимент повторялся три раза. Таким образом, в этой части экспериментов использовалось всего 24 подшипника.

Чтобы не изготавливать для каждого эксперимента пуансоны, так как стоимость их очень высока, поступили следующим образом. Изготовили пуансоны с размерами, обеспечивающими минимальные значения угла профиля и ширины масляной канавки. После отливки колец им

механической обработкой придавались нужные значения геометрических параметров.

Осуществлялся простой однофакторный эксперимент. Обработка результатов эксперимента заключалась в построении регрессионных моделей. В качестве математической модели применялся полином второй степени вида:

$$y=a_1+a_2x+a_3x^2,$$

где a_1 , a_2 и a_3 - искомые коэффициенты уравнений регрессии;

y – значение искомой функции;

x – значение варьируемого фактора.

Искомые значения коэффициентов уравнений регрессии находились по методу наименьших квадратов. Однородность дисперсий проверялась по критерию Кохрена, значимость коэффициентов уравнений регрессии – по методу Стьюдента. Адекватность модели оценивалась по методу Фишера. Во всех этих случаях доверительная вероятность составляла 0,95.

На основе результатов этой части экспериментов определились оптимальные значения варьируемых факторов, и с этими значениями ширины масляной канавки и угла профиля дорожек скольжения изготавливались остальные подшипники, которые подвергались дальнейшему испытанию. В процессе дальнейших испытаний определялись статическая грузоподъемность подшипника, сопротивление ударной нагрузке, момент сопротивления вращению, силы фиксации замков кожухов, силы монтируемости подшипника в узел, стойкость к загрязнению подшипника, стойкость к ложному бринеллированию. В конце испытаний осуществлялись стендовые ресурсные испытания подшипников.

Для проведения указанных исследований использовалась лабораторная база и оборудование СГТУ имени Гагарина Ю.А.

2. Результаты стендовых испытаний опытных образцов подшипников на масляной подушке

Исследование момента трения в подшипнике производилось на стенде, представленном на рисунке 12.



Рисунок 12 – Фотография стенда для определения момента сопротивления вращению подшипника

Стенд выполнен на основе вертикально-сверлильного станка 2Н125. Измеряемый подшипник устанавливают по отверстию верхнего кольца на специальную оправку, неподвижно закрепленную на столе станка.

Предварительно ось оправки тщательно центрируют относительно оси шпинделя станка. На нижнее кольцо, которое в данном случае находится сверху, накладывают оправку, которая центрируется по наружной поверхности этого кольца. Данная оправка жестко связана с моментомером рычажного типа DB6N4 TONN1CH1 производства Японии с погрешностью измерения до 0,5% и диапазоном измерения до 10 Н*м. Оправка с моментомером может свободно вращаться в контролируемом подшипнике.

Сверху на оправку накладывают твердую пластинку, например, мерную плитку. Плитка служит для восприятия осевой нагрузки от шарика 3 мм, который тщательно сцентрирован и закреплен в шпинделе станка. Подвод шарика осуществляют с помощью рычажного динамометра ОТП.011-420.000ПС, который закреплен на рукоятке подачи станка. Предварительно осуществляют тарировку рычажного динамометра путем установки на стол станка вместо приспособления электронного динамометр ДЭПЗ-1Д-10С-1 1 класса по ISO376 с погрешностью до 0,24% и диапазоном измерения до 10 кН.

Моментомер DB6N4 ТОНН1 поворачивают вручную на угол 37 градусов в прямом и обратном направлениях. Прибор имеет ограничительную стрелку, которая показывает максимально значение момента. В каждой точке плана эксперимента испытанию подвергались 3 подшипника, а результаты измерения усреднялись.

Измерение статической грузоподъемности подшипника производилось на гидравлическом прессе с регулируемой нагрузкой на штоке, который создает усилие до 100 кН (рис. 10).



Рисунок 10 – Рабочая часть прессы для испытания на статическую

грузоподъемность подшипника

Методика измерения состоит в следующем. Сначала устанавливают давление, заведомо ниже статической грузоподъемности измеряемых подшипников. Подшипник устанавливают на специальной оправке на пресс, создают на него нагрузку. Затем подшипник разбирают и определяют наличие следов повреждения. Кроме того, измеряют высоту подшипника. Если следов повреждения не обнаружено и если высота подшипника находится в допустимых пределах, то подшипник собирают и снова устанавливают под пресс. Увеличивают нагрузку на 100 Н и вновь осуществляют процедуру осмотра подшипника. Так повторяют до тех пор, пока на подшипнике не появятся следы повреждения или его высота станет меньше допустимой. За статическую грузоподъемность подшипника принимают нагрузку, предшествующую той, при которой обнаружен дефект.

Результаты измерения зависимости момента сопротивления вращению подшипника и статической грузоподъемности подшипника от ширины масляной канавки и угла профиля рабочих поверхностей приведены в таблице 7.

Таблица 7 Протокол измерения момента сопротивления вращению M и статической грузоподъемности C подшипника на масляной подушке в зависимости от ширины масляной канавки b и угла профиля α_v рабочих поверхностей

α_v , град	175 3			155 2,7			135 -2,35		
b , мм	1	2	3	1	2	3	1	2	3
M, Н*м	3,2	2,3	1,6	2,9	1,9	1,5	3	2,3	1,6
	3,1	2,4	1,7	2,8	2,2	1,5	2,9	2,4	1,5
	3,3	2,6	1,6	3,1	2,1	1,4	3,1	2,4	1,6
C, Н	24,8	24,7	24,7	24,5	24,5	24,5	24	24,1	24,4
	24,6	24,5	24,6	24,5	24,7	24,7	23,9	24,2	24,4
	24,6	24,7	24,5	24,6	24,6	24,7	24,1	24,1	24,3

Десять из числа изготовленных для стендовых испытаний подшипников прошли испытание на возможность загрязнения при работе в жидкой среде. Для проведения этого испытания использовалась установка, приведенная на рис. 11.



Рисунок 11 – Фотография установки для испытания подшипников на сопротивление загрязнению

Для осуществления испытания подшипник собирался с опорой передней стойки автомобиля ВАЗ «Калина» и металлическим стаканом. Собранный узел помещался в закрытый сверху пластмассовый корпус. Подшипник нагружался осевой силой величиной 5000Н. После этого ему сообщалось качательное движение на угол $\pm 37^\circ$. Загрязненная жидкость под давлением подавалась в зону лабиринтного уплотнения верхнего и нижнего колец подшипника. Время работы подшипника составляло 8 часов.

После окончания испытания подача жидкости прекращалась, качательное движение подшипника выключалось. Для устранения возможности попадания жидкости во внутрь подшипника во время его разборки остатки жидкости, находящейся на собранном узле подшипника,

сдувались сжатым воздухом. Затем нагрузка на подшипник снималась и подшипниковый узел извлекался из испытательного устройства. Замерялся момент сопротивления вращению. Далее подшипник разбирался и осуществлялся осмотр его дорожек и тел качения.

Результаты испытаний приведены в таблице 8.

Таблица 8 - Протокол испытания подшипников
на масляной подушке на сопротивление загрязнению

№ под-ка	Момент трения до испытания	Момент трения после испытания	Наличие влаги и загрязнений
1.	2,4	2,8	Отсутствует
2.	2,5	2,6	Отсутствует
3.	2,4	2,6	Отсутствует
4.	2,4	2,8	Отсутствует
5.	2,5	2,7	Отсутствует
6.	2,4	2,7	Отсутствует
7.	2,6	2,7	Отсутствует
8.	2,4	2,6	Отсутствует
9.	2,4	2,7	Отсутствует
10.	2,5	2,6	Отсутствует

Как видно из таблицы, после испытаний наличие влаги в рабочей части подшипника не наблюдалось. Момент сопротивления вращению подшипников до и после испытания не превышает 2,8 Н*м, что соответствует техническим условиям на изготовление подшипника. Следовательно, подшипники ООО «Инновация» успешно выдержали испытания на сопротивление загрязнению и влаги.

В качестве показателя результатов исследования на втором этапе рассматривался износ рабочих поверхностей подшипника в процессе его работы. Для осуществления эксперимента был изготовлен специальный стенд, удовлетворяющий требованиям МЗ7.370-2010 «Методика по

ресурсным испытаниям подшипников верхней опоры стоек передней подвески» ОАО Скопинского автоагрегатного завода. Фотография стенда для ресурсных испытаний опорного подшипника представлена на рисунке 12.



Рисунок 12- Фотография стенда для ресурсных испытаний опорного подшипника

Стендовые испытания проводились при следующих условиях: осевая нагрузка 5000 Н; - угол качания $\pm 37^\circ$; - частота качаний 2 Гц.

На стенде устанавливались и испытывались одновременно 2 подшипника. В процессе испытаний замерялась температура подшипников, которая в течении всего периода испытаний не превышала 35 градусов.

Испытания прекращались при достижении 2450 тыс. циклов, что соответствует требованиям ТУ М37.370-2010 ОАО Скопинского автоагрегатного завода. Дана методика подтверждена результатами дорожных испытаний опорных подшипников, которые показали, что если подшипник выдерживает при стендовых испытаниях 2 млн. циклов нагружений при нагрузке 5000 Н, то долговечность его работы в машине составляет более 160000 км. пробега, т.е. до капитального ремонта автомобиля.

До и после испытания производился замер высоты подшипника и момента сопротивления вращению, осуществлялся внешний осмотр каждого

подшипника, замерялись посадочные размеры, высота. Внешнему осмотру подверглись дорожки колец подшипников и тела качения, определялось наличие и состояние смазки. Высота подшипника замерялась с помощью индикатором часового типа ИЧ-2 ГОСТ 577-68 с максимальной абсолютной погрешностью 0,01 мм и диапазоном измерения 0-2 мм. В каждой точке плана эксперимента испытанию подвергались 4 подшипника (попарно), а результаты измерений усреднялись. Износ определялся как разность высоты подшипника до и после испытания.

Результаты исследования приведены в таблице 9.

Таблица 9

Протокол измерения износа u рабочих поверхностей подшипников
при ресурсных испытаниях

Угол профиля α_v , град	175	155	135
u , мм	0,41	0,37	0,35
	0,38	0,21	0,31
	0,47	0,35	0,27
	0,39	0,28	0,37

Стендовые испытания подшипников на стойкость к ударной нагрузке носили сравнительный характер, так как важно было определить насколько этот показатель отличается от шариковых подшипников. Фотография испытательного стенда и схема испытания приведена на рис. 13.

Стенд представлял собой металлическую болванку массой 20 кг, установленную в отверстие металлической трубы диаметром в качестве направляющей. Направляющая труба крепилась на неподвижном основании. Снизу устанавливался испытываемый подшипник 3, на который накладывалась оправка с шариком. Удар направлялся на этот шарик, что

обеспечивало равномерное распределение удара между дорожками скольжения.

На рисунке 13 показаны размеры установки. Молот в помощь блока роликов за веревку поднимался на требуемую высоту до защелки (не показано). После освобождения защелки молот свободно падал на подшипник с требуемой высоты.

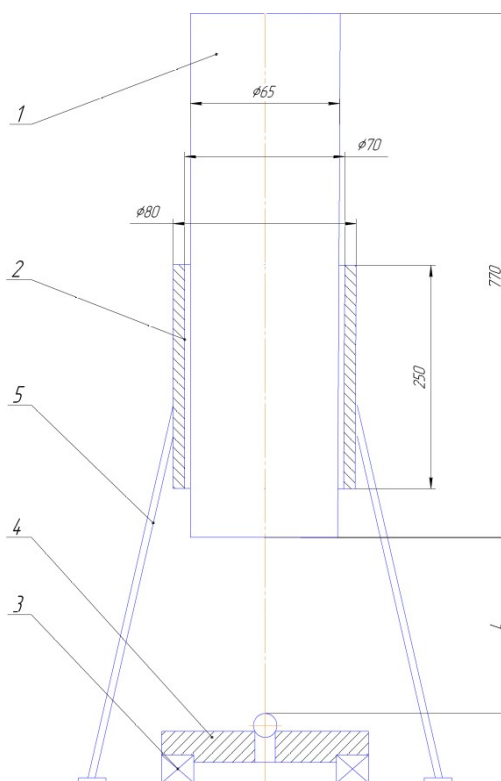


Рисунок 13 - Фотография установки и схема установки для испытания на сопротивление подшипника удару

Осуществлялись следующие виды испытания на удар:

1. Определение высоты удара, при которой на дорожках качения остаются следы от удара, либо его высота уменьшилась до предельно допустимой величины (11,75 мм).

2. Определение прочности подшипника при его ударе с высоты 1000мм.

Испытания первого вида осуществлялись следующим образом. Сначала молот опускался на испытываемый подшипник с высоты 100 мм. После этого замерялась высота подшипника, затем он разбирался. Если на

дорожках колец подшипника отсутствовали следы от удара, то подшипник снова собирался и опыт повторялся с увеличением высоты падения молота на 25 мм. Так повторялось до тех пор, пока на дорожках колец появлялись следы удара либо его высота при нагрузке 2000 Н достигла предельно допустимого значения. За расчетную высоту сопротивления удару принималось предыдущее значение высоты падения груза.

В таблице 10 приведены сравнительные результаты исследований.

Таблица 10 Результаты сравнительных испытаний шариковых подшипников фирм SKF и РМП и подшипника скольжения (ПС) на масляной подушке того же назначения на сопротивление удару

Фирма	SKF	РМП	ПС
Среднее значение допустимой высоты падения груза, см	110	165	220
Ср. значение высоты подшипников до удара, мм	12,1	12,3	12,0
Ср. значение высоты подшипников после удара, мм	11,75	11.85	11,7

Не подвергая подробному анализу результатов испытания, можно уверенно утверждать, что подшипник скольжения на масляной подушке показал лучший результат.

Испытания подшипников на стойкость к вибрациям (ложному бринеллированию) также носили сравнительный характер. Фотография установки для испытания и схема испытания приведены на рис. 14.

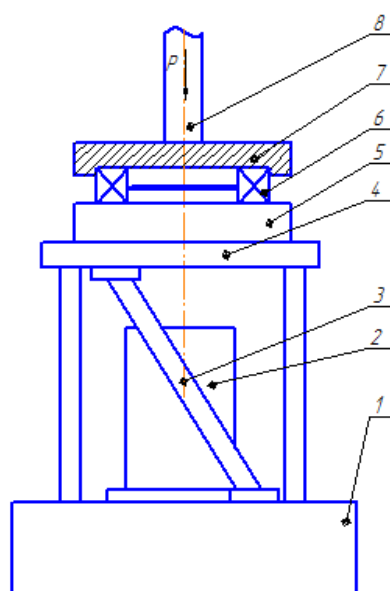


Рисунок 14 – Фотография и схема установки для испытания подшипников на сопротивление ложному бринеллированию

Установка смонтирована на вертикально-сверлильном станке 2Н125. На столе станка (не показан) смонтирован источник колебаний. В качестве источника колебаний используется вибростол, состоящий из основания 1, электромагнитного преобразователя 2, наклонных плоских пружин 3 и якоря 4. На якоре 4 электромагнитного преобразователя закреплена оправка 5, на которую установлен испытываемый подшипник 6. Сверху подшипника 6 установлена чаша 7, на которую воздействует шпиндель станка 8. Нагрузка P на подшипник 5 передается от рукоятки подачи станка, к которой прикреплен ручной динамометр.

Работа устройства осуществляется следующим образом. После установки испытываемого подшипника 6 на оправку 4 и наложения на него чаши 7 на испытываемый подшипник с помощью шпинделя станка 8 накладываемся нагрузка P . Затем включается электромагнитный преобразователь 2, который вызывает колебания испытываемого подшипника 6.

Режим испытаний устанавливался в соответствии с ГОСТ ИЕС 60068-2-57-2016 "Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на вибрацию в форме акселерограммы и импульсов биений". Нагрузка P составляла 5000Н, частота колебаний – 50 Гц., амплитуда колебаний составляла 1 мм. Время испытаний - 16 часов.

После испытания подшипник разбирался и осматривалась поверхность дорожек качения. Если на поверхности дорожек качения обнаруживались следы деформации, то считалось, что подшипник не выдержал испытание на сопротивление ложному бринеллированию.

Результаты испытаний приведены в таблице 11.

Таблица 11 Протокол испытания подшипников на сопротивление вибрациям (ложному бринеллированию).

Фирма	SKF	РМП	ПС
Доля подшипников, выдержавших испытание, %	0	0	100

Как видно из табл. 11, и по этому показателю подшипник скольжения на масляной подушке превосходит аналогичные шариковые подшипники.

Анализ результатов стендовых испытаний опытных образцов подшипников на масляной подушке техническим заданием и календарным планом работ предусмотрен на втором этапе выполнения проекта, поэтому в данном разделе он отсутствует.

Более подробно методика экспериментальных исследований изложена

в Приложении 1 «Программа и методика проведения испытаний опытных образцов энергосберегающего опорного подшипника скольжения на масляной подушке»

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ПОДШИПНИКА НА МАСЛЯНОЙ ПОДУШКЕ.

Анализ результатов испытаний опытного образца подшипника на масляной подушке осуществлялся по следующим параметрам:

1. Исследование влияния геометрических параметров рабочих поверхностей на момент сопротивления вращения и износ подшипника на масляной подушке

2. Стендовые ресурсные испытания подшипников.

3. Исследование момента сопротивления вращению.

4. Исследование силы фиксации замков кожухов.

5. Исследование силы монтируемости подшипника в узел.

6. Исследование сопротивление удару.

7. Исследование статической грузоподъемности.

8. Тестирование загрязнения подшипника.

9. Испытание на стойкость к ложному бринеллированию.

Методика испытаний подшипников и используемое при этом оборудование приведены в Приложении 1. В Приложении 2 приведены результаты исследований. Поэтому ниже приведены лишь анализ полученных результатов.

1. Анализ результатов исследования влияния геометрических параметров рабочих поверхностей на момент сопротивления вращения и износ подшипника на масляной подушке

В результате обработки экспериментальных данных были получены уравнения регрессии, описывающих зависимость момента сопротивления вращению подшипника от угла профиля дорожек скольжения (1.1):

при $b = 1$

$$M = 0,17\alpha^2 - 0,57\alpha + 3,4 ;$$

при $b=2$

$$M = 0,33 \alpha^2 - 1,3\alpha + 3,3; \quad (13)$$

при $b=3$

$$M = 0,2 \alpha^2 - 0,77\alpha + 2,1.$$

На рисунке 15 показано влияние угла профиля дорожек скольжения и ширины масляной канавки на момент сопротивления вращению подшипника. Сплошные линии представляют собой уравнения регрессии (13), а точками – экспериментальные значения.

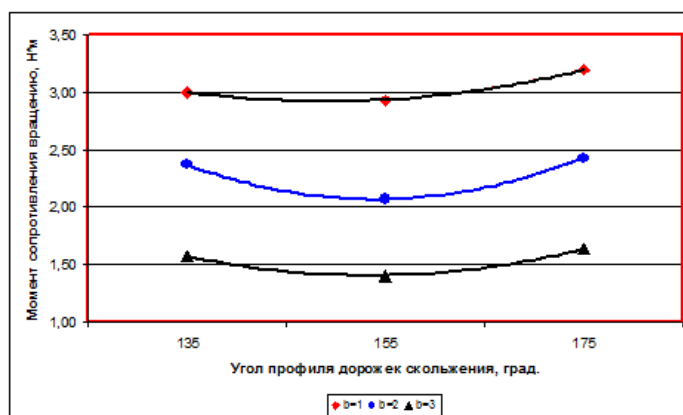


Рисунок 15- Влияние угла профиля дорожек скольжения и ширины масляной канавки на момент сопротивления вращению подшипника

Из рисунка 15 следует экстремальный характер представленных зависимостей. С увеличением угла профиля момент сопротивления вращению подшипника сначала уменьшается, а при угле профиля 155 градусов начинается рост значений этого показателя. Минимальный момент сопротивления вращению получается при угле профиля дорожек скольжения в области 155 градусов, что соответствует аналитическим данным.

Экстремальная зависимость объясняется это тем, что при малом угле профиля превалирующее влияние на контактные напряжения оказывает радиальная нагрузка на подшипник. При угле профиля 155 градусов влияние

осевой и радиальной нагрузок выравнивается, а при больших значениях угла профиля большее влияние на контактные напряжения, а следовательно, и на момент сопротивления вращению подшипника оказывает осевая нагрузка.

Из рисунка 15 также следует, что несколько иное влияние на момент сопротивления вращению подшипника оказывает ширина масляной канавки. С ее увеличением при всех значениях угла профиля дорожек скольжения момент сопротивления вращению подшипника снижается. Объясняется это тем, что с уменьшением ширины масляной канавки уменьшается размер масляной подушки, что приводит к возрастанию трения в подшипнике и, как следствие, к возрастанию момента сопротивления вращению подшипника. При возрастании ширины масляной канавки возрастает размер масляной подушки, что приводит к снижению момента сопротивления вращению подшипника.

Статистическая обработка экспериментальных данных позволила получить уравнение регрессии, описывающее зависимость статической грузоподъемности подшипника P от угла профиля дорожек скольжения α (14):

$$P = -12,26 + 0,484 \cdot \alpha - 0,0015875 \cdot \alpha^2. \quad (14)$$

В графическом виде эта зависимость представлена на рисунке 16.

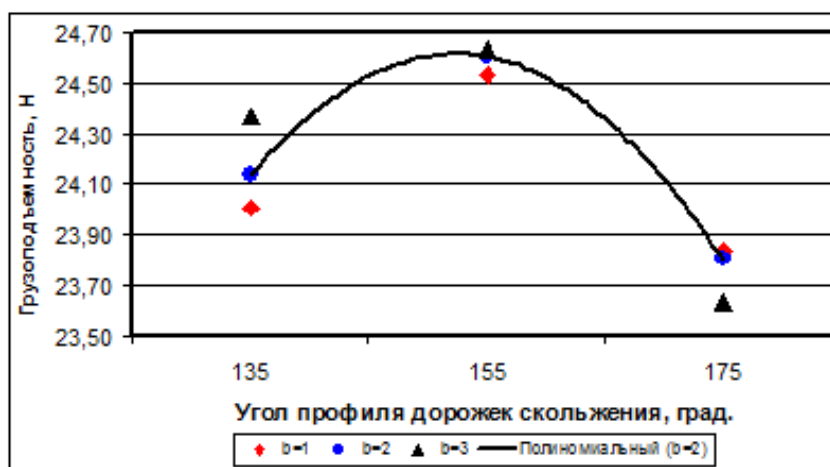


Рисунок 16 – Влияние угла профиля дорожек скольжения на статическую грузоподъемности подшипника

Из рисунка 16 видно, что характер зависимости, как и в предыдущем случае, является экстремальным. С увеличением угла профиля статическая грузоподъемность подшипника сначала возрастает, а при угле профиля 155 градусов становится максимальной. С дальнейшим увеличением угла профиля статическая грузоподъемность подшипника снижается.

Объясняется это тем, что при малых углах профиля результирующее воздействие внешней нагрузки на дорожки скольжения получается повышенным за счет преобладающего влияния радиальной нагрузки. Это приводит к повышенным контактным напряжениям и, как следствие, снижению статической грузоподъемности подшипника. При угле профиля дорожек скольжения, равным 155 градусов, влияние на подшипник радиальной и осевой внешних нагрузок выравнивается, и контактные напряжения получаются минимальными. При дальнейшем возрастании угла профиля преобладающее влияние на подшипник начинает оказывать осевая нагрузка. Поэтому при дальнейшем увеличении угла профиля возрастают контактные напряжения и, как следствие, уменьшается статическая грузоподъемность подшипника.

Ширина масляной канавки статистически значимого влияния на статическую грузоподъемность подшипника не оказывает. Это объясняется тем, что независимо от ширины масляной канавки давление по всей площади дорожек скольжения получается примерно одинаковым, так как часть внешней нагрузки на подшипник уравнивается смазкой. При увеличении размера масляной канавки фактическая площадь контакта рабочих поверхностей уменьшается, но увеличивается размер масляной подушки, что компенсирует это изменение.

Статистическая обработка результатов исследования износа дорожек скольжения u (мм) позволила получить следующую (15) регрессионную зависимость от угла профиля дорожек скольжения α (градус):

$$U = 0,13\alpha^2 - 0,5\alpha + 0,78, \text{ мм.} \quad (15)$$

Эта зависимость в графическом виде представлена на рисунке 17.

Из графика 17 следует, что зависимость износа дорожек скольжения от угла их профиля, как и в предыдущих случаях, носит экстремальный характер. Причина появления такой зависимости все та же – характер влияния внешней нагрузки. При малых углах профиля результирующее

воздействие внешней нагрузки на дорожки скольжения получается повышенным за счет преобладающего влияния радиальной нагрузки. Это приводит к повышенным контактным напряжениям и, как следствие, повышенному износу поверхностей дорожек скольжения и антифрикционной прокладки.



Рисунок 17 – Влияние угла профиля дорожек скольжения на величину износа рабочих поверхностей подшипника

При угле профиля дорожек скольжения, равным 155 градусов, влияние на подшипник радиальной и осевой внешних нагрузок выравнивается, и контактные напряжения получаются минимальными, что обеспечивает минимальный износ подшипника. При дальнейшем возрастании угла профиля преобладающее влияние на подшипник начинает оказывать осевая нагрузка. Поэтому при дальнейшем увеличении угла профиля возрастают контактные напряжения и, как следствие, увеличивается износ рабочих поверхностей подшипника.

2. Анализ результатов стендовых ресурсных испытаний подшипников.

Перед стендовыми испытаниями производился замер посадочных размеров подшипника и момента сопротивления вращению. Условия стендовых испытаний подшипников: испытанию подвергались одновременно два подшипника, они нагружались осевой силой, равной 5000 Н; им

придавалось качательное движение на угол $\pm 37^\circ$ с частотой, равной 2 Гц.

Максимальное число циклов нагружения подшипника при испытании в соответствии с требованиями МЗ7.370-2010 составляло 2450 тыс. Считается, что такие условия стеновых испытаний соответствуют пробегу автомобиля в процессе эксплуатации до капитального ремонта, равному 160000 км.

Состояние подшипников после испытаний определялось внешним осмотром и измерением момента трения в подшипнике под рабочей нагрузкой. Кроме того осматривались наличие смазки в подшипнике, состояние дорожек скольжения и антифрикционной прокладки.

На основе анализа полученных результатов были сделаны следующие выводы:

1. Ресурс подшипников до конца не исчерпан, подшипники могут продолжать работать.
2. Посадочные размеры подшипника находятся в пределах допуска.
3. Момент трения в подшипнике снизился на 10-15%. Возможно, это связано с притиркой поверхностей скольжения.

3. Анализ результатов исследования момента сопротивления вращению

Гистограмма распределения между испытываемыми подшипниками момента трогания и момента сопротивления вращению показана на рисунке 18.

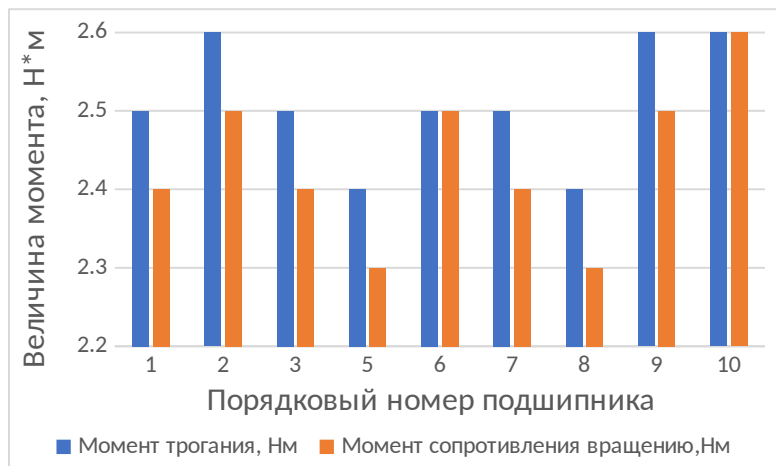


Рисунок 18. Результаты измерения момента трогания и момента сопротивления вращению подшипников 1118-2902840Ф

Как видно из рис. 18, момент трогания подшипника в среднем составляет 2,68 Нм, а момент сопротивления вращению – 2,45 Нм. Это соответствует техническому заданию проекта.

4. Анализ результатов исследования силы фиксации замков кожухов.

Для испытаний были произвольно взяты подшипники из разных партий в количестве 10 шт. Предварительно все подшипники прошли визуальный контроль. Все лабиринты и рабочие части колец полностью заполнены смазкой. От данной партии были взяты 5 подшипников. Подшипники были очищены от смазки.

Результаты измерения приведены на рис. 19.

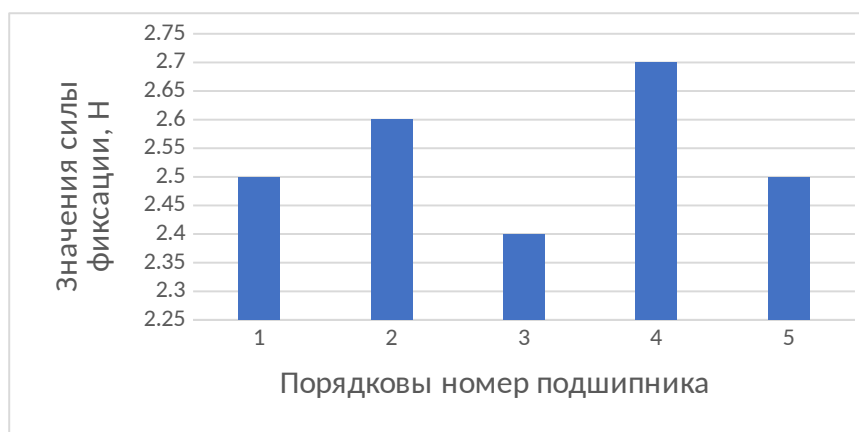


Рисунок 19. Результаты измерений силы фиксации замков кожухов.

Как видно из рис. 19, средняя сила фиксации замков кожухов подшипников составляет 2,6 Н. Сила фиксации замков кожухов вполне обеспечивает удержание подшипника от самопроизвольной разборки.

5. Анализ результатов исследования силы монтируемости подшипника в узел

Сила монтируемости подшипника в узел зависит от размеров его посадочных поверхностей. Выполнены замеры геометрических параметров подшипников. На рис. 20 приведены посадочные размеры подшипников.

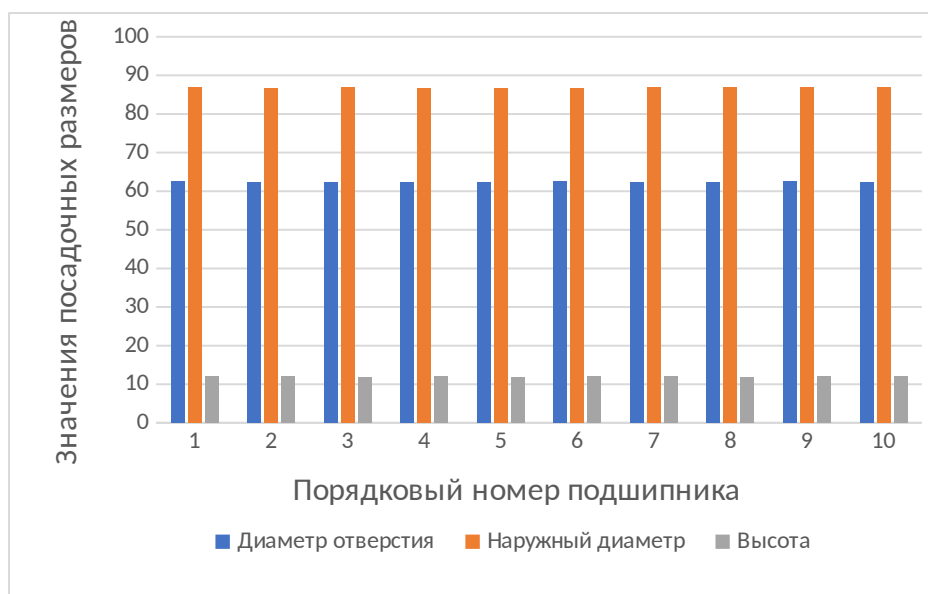


Рисунок 20 Посадочные размеры подшипников

Высота подшипника определялась под нагрузкой 2000Н.

Указанные посадочные размеры подшипника обеспечивают легкость монтажа подшипников в узел и не создают в подшипниках дополнительные усилия, вызванные слишком плотной запрессовкой. В тоже время гарантированно обеспечивается отсутствие зазоров в узле.

Сила монтируемости подшипника в узел определялась с помощью динамометра ДОРМ-0,3. Результаты измерения приведены на рис. 21.

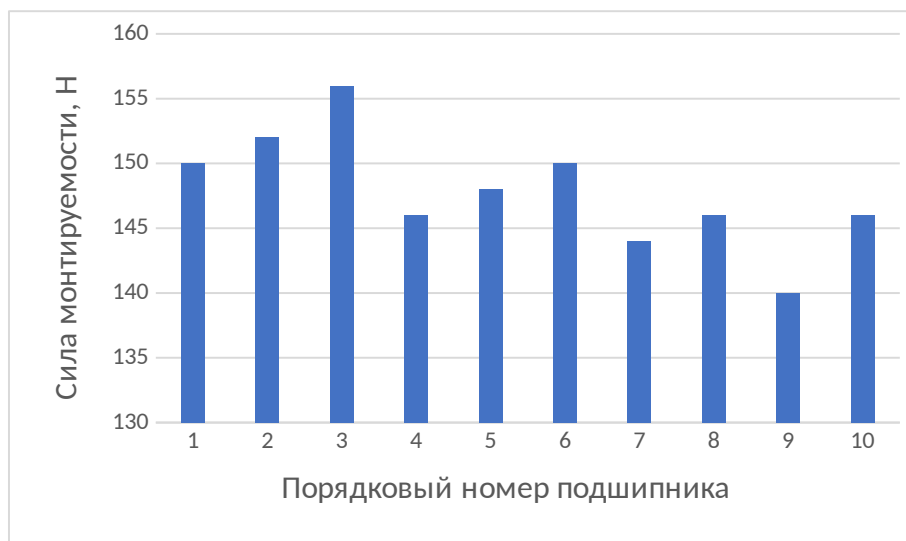


Рис. 21. Сила монтируемости подшипника в узел

Как видно из рис. 21, средняя сила монтируемости в узел подшипников составляет 148 Н, что соответствует ТУ.

6. Анализ результатов исследования сопротивления удару

Для испытаний были произвольно взяты подшипники из разных партий в количестве 10 шт.

Для сравнения испытанию на стойкость к ударной нагрузке подвергались также шариковые подшипники фирмы SKF FRANCE и ООО "Рефмашпром" (РМП).

Осуществлялись два вида испытаний на удар:

5. Определение высоты удара, при которой на рабочих поверхностях подшипника остаются следы от удара, либо его высота уменьшилась до предельно допустимой величины (11,75 мм).

2. Определение прочности подшипника при его ударе с высоты 1000мм.

Результаты испытания первого вида приведены на рисунке 22.

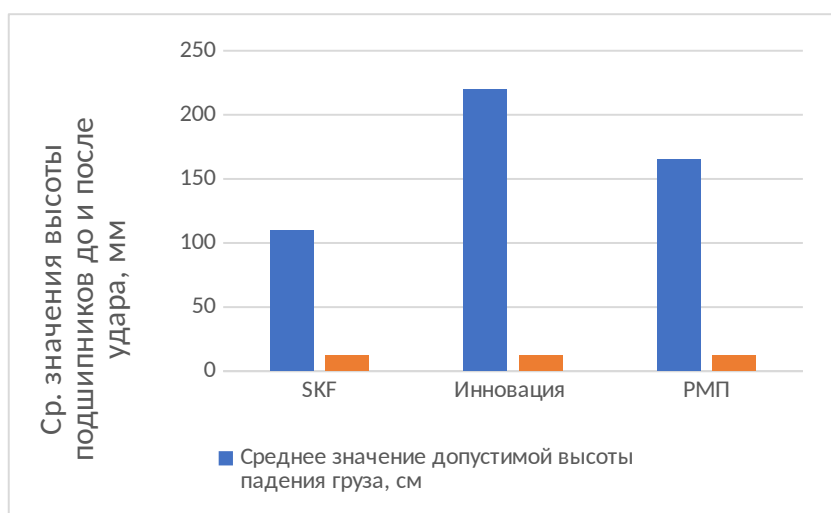


Рисунок 22. Результаты испытания опорных подшипников на сопротивление удару первого рода

Эти испытания осуществлялись следующим образом:

1. На подшипник опускался молот с высоты 100 мм
 2. Осуществлялся замер подшипника
 3. Подшипник разбирался
 4. При отсутствии дефекта эксперимент повторялся с увеличением высоты на 25 мм
1. Продолжался эксперимент до появления дефекта.

За стойкость к удару принималось значение высоты падения груза до появления дефекта.

Из рис. 22 видно, что наибольшее значение средней допустимой высоты падения груза, при которой высота подшипника находится в допустимых пределах, имеет подшипник скольжения предлагаемой конструкции производства фирмы Инновация. Шариковые подшипники фирм SKF и РМП выдерживают меньшую высоту падения груза. Объясняется это тем, что в шариковом подшипнике имеет место локальный контакт тел и дорожек качения, поэтому в процессе удара возникают высокие контактные напряжения, которые не выдерживают даже закаленные стали. Твердость дорожек скольжения в опорном подшипнике предлагаемой конструкции в примерно в 20 раз меньше твердости металлической дорожки

качения, но площадь контакта рабочих поверхностей составляет более 1400 кв. мм, что, как минимум, в 35 раз больше площади контакта тел и дорожек качения в шариковом подшипнике. Поэтому подшипник скольжения предлагаемой конструкции выдерживает большие внешние, в том числе, ударные нагрузки. Кроме того, фторопластовая прокладка имеет модуль упругости на несколько порядков меньше модуля упругости стали, поэтому она смягчает удар, удар получается менее значительный, чем в металлическом подшипнике.

Вторая часть тестирования заключалась в определении разрушения колец подшипника при падении на него груза массой 20 кг с высоты 1000мм. Критерием положительного результата этого испытания являлось отсутствие на поверхности кожухов трещин и сколов. Как показало испытание, все испытанные подшипники это испытание выдержали. Однако на дорожках качения подшипников фирмы SKF появились глубокие впадины местах контакта с шариками, так что эти подшипники потеряли способность вращаться. Объясняется это тем, что подшипники этой фирмы имеет очень тонкий упрочненный поверхностный слой на дорожках качения, который продавливается под действием значительной ударной нагрузки. Подшипники РМП и Инновация после такого сильного удара продолжали вращаться, но с повышенным сопротивлением.

7. Анализ результатов исследования статической грузоподъемности подшипников

Статическая грузоподъемность подшипников определялась на гидравлическом прессе. Контроль усилия прессы осуществлялся по показаниям манометра. С помощью тарировки было установлено соответствие показания манометра величине статической нагрузки.

Для выявления преимущества опорного подшипника скольжения по сравнению с шариковыми подшипниками в данном эксперименте

участвовали и подшипники фирм SKF и РМП. Испытанию подвергались подшипники в количестве 6 штук от каждой из указанных фирм. Из партии изготовленных подшипников для испытания выбирались случайным образом подшипники в количестве 6 штук. Подшипники устанавливались под пресс на специальной шарнирной оправке, позволяющей подшипнику самоустанавливаться для обеспечения равномерного распределения нагрузки на рабочие поверхности. Результаты испытаний представлены на рис. 23.



Рисунок 23 Средняя величина допустимой статической нагрузки

Как видно из рис. 23, наибольшую статическую грузоподъемность имеют подшипники скольжения фирмы Инновация. Предельно допустимая нагрузка на подшипник ограничилась по причине уменьшения высоты подшипника до предельно допустимой величины.

Статическая грузоподъемность шариковых подшипников фирмы SKF FRANCE и РМП ограничивается появлением на дорожках качения следов от воздействия шариков. Средняя статическая грузоподъемность подшипников SKF даже не достигает требуемой по техническим условиям на изготовление подшипника – 20000Н. Причиной этого является та же низкая глубина упрочненного слоя на дорожках качения, которая приводит к потере способности сопротивляться ударной нагрузке.

8. Анализ сопротивления подшипника загрязнению

Для испытаний были произвольно взяты подшипники из разных партий в количестве 10 шт. У всех подшипников предварительно замерялся момент сопротивления вращению.

Результаты испытаний показали, что после испытания загрязнение и влага в рабочей зоне подшипника отсутствуют, а момент сопротивления вращению подшипника находился, как и перед испытанием, в пределах 2.6-2.8 Н*м. Следовательно, подшипники фирмы Инновация успешно выдержали испытания на сопротивление загрязнению и влаги.

9. Анализ стойкости подшипника к вибрациям и эффекту ложного бринеллирования

Ложное бринеллирование, или в переводе - «стиральная доска», представляет собой образование выбоин на дорожках качения подшипников, имеющих сходство с вмятинами Бринелля. Причинами эффекта ложного бринеллирования являются колебания и вибрации неподвижного подшипника или подшипника, совершающего медленные качательные движения.

Чаще всего повреждение подобного рода встречается в подшипниках рулевого управления, например в подшипниках передней подвески автомобилей, перемещающихся по неровной дороге. Поэтому в тихоходных подшипниках типа опорных подшипников передней подвески автомобилей вместо подшипников качения более рационально использовать подшипники скольжения, которые не подвергаются воздействию вибраций.

Ниже приведены сравнительные испытания шариковых подшипников передней подвески автомобилей фирм SKF и "Рефмашпром" и подшипников скольжения фирмы Инновация. В каждой группе находилось по 5 испытываемых подшипников.

Результаты испытаний показали, что ни один из шариковых подшипников испытание на стойкость к вибрациям не выдержал, так как на

дорожках качения в местах контакта с шариками образовались следы усталостного разрушения. На рабочих поверхностях подшипника скольжения фирмы Инновация следы разрушения отсутствовали.

Таким образом, главным преимуществом подшипника фирмы инновация является высокое сопротивление явлению ложного бринеллирования, что обеспечивает этому подшипнику повышенную надежность по сравнению с шариковыми подшипниками.

В целом, испытания подшипников скольжения 1118-2902840Ф конструкции Инновация показали, что данный подшипник обеспечивает высокую работоспособность. Значения основных показателей работоспособности подшипника – статической грузоподъемности, момента сопротивления вращению, ресурса работы и других намного превосходят значения, заданные ТУ.