

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гусеничные машины»

Отделение «Машиноведение и детали машин»

ВЫБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Методические указания

к выполнению лабораторной работы по курсу «Детали машин»

для студентов направлений (специальностей)

151000 (151001), 151000 (151002), 150200 (150202),

190200 (190201), 190200 (190202), 190600 (190601),

190600 (190603), 200500 (200503), 260600 (260601)

Курган 2010

Кафедра: «Гусеничные машины»

Дисциплина: «Детали машин»

Направления (специальности):

- 151000 (151001)- Технология машиностроения
- 151000 (151002) - Металлообрабатывающие станки и комплексы
- 150200 (150202) - Оборудование и технология сварочного производства
- 190200 (190201) - Автомобиле- и тракторостроение
- 190200 (190202) - Многоцелевые гусеничные и колесные машины
- 190600 (190601) - Автомобили и автомобильное хозяйство
- 190600 (190603) - Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт), специализация - «Автосервис и фирменное обслуживание»)
- 200500 (200503) - Стандартизация и сертификация (в машиностроении)
- 260600 (260601) - Машины и аппараты пищевых производств

Составил: доцент, канд.техн.наук В.К. Набоков

Утверждены на заседании кафедры « 9 » декабря 2009 г.

Рекомендованы методическим советом университета « 16 » февраля 2010 г.

ВВЕДЕНИЕ

Целью лабораторной работы является закрепление навыков студентов в выборе подшипников качения для узлов и механизмов, изучаемых в курсе «Детали машин». Методика выбора подшипников качения учитывает конструктивные особенности подшипников, условия их нагружения в опорах качения конкретной передачи, скоростной режим работы механизма и его срок службы в эксплуатации. Наиболее характерные случаи применения подшипников в опорах качения зубчатых передач показаны на рис. 1.

Широкое распространение подшипников качения в машиностроении обусловлено малыми потерями на трение, относительно низкой стоимостью в условиях массового производства. Высокая степень стандартизации производства подшипников качения обеспечивает ремонтпригодность машин и механизмов с подшипниками качения, снижая стоимость затрат на обслуживание в эксплуатации.

1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УСТРОЙСТВЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Большинство подшипников качения состоят из двух колец, между которыми, в канавках колец, размещены тела качения: шарики, ролики, иголки. Как правило, тела качения разделены посредством сепараторов, которые предотвращают взаимное трение тел качения, повышая долговечность и КПД опоры качения. Наиболее часто применяемые образцы подшипников качения показаны на рис. 2 и 3. Кольца и тела качения подшипников изготавливают, в основном, из стали марок ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 18ХГТ и 20Х2Н4А (по специальным техническим условиям). Для особых условий эксплуатации детали подшипников изготавливают из стали других марок (нержавеющая, жаропрочная и др.). Твердость колец и тел качения у подшипников лежит в пределах 58...65 НКС. Для изготовления штампованных стальных сепараторов применяют холоднокатаную ленту, качественную тонколистовую углеродистую конструкционную сталь. Массивные сепараторы изготавливают из латуни, бронзовых и алюминиевых сплавов, магниевого чугуна, текстолита, а также графитизированной стали различных марок.

2. ТРЕБОВАНИЯ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

2.1. Шарикоподшипники радиальные однорядные (рис. 2а)

Эти подшипники могут воспринимать не только радиальные, но и осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях вдоль оси вала и не превышающие 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Для

восприятия чисто осевой нагрузки рекомендуется применять шарикоподшипники с увеличенными радиальными зазорами между шариками и дорожками качения.

По сравнению с другими типами подшипников качения радиальные однорядные шарикоподшипники являются самыми распространенными в машиностроении. Эти подшипники работают с минимальными потерями на трение и, следовательно, допускают наибольшую частоту вращения. Соосность посадочных мест под радиальные шарикоподшипники должна быть выдержана в таких пределах, чтобы перекос наружных колец относительно внутренних не превышал $10' \dots 15'$ даже при увеличенном зазоре в подшипнике. Подшипники устанавливают на жестких двухопорных валах, прогиб которых под действием внешних сил не вызывает чрезмерного углового смещения оси вала относительно оси посадочного отверстия, т.е. на валах с расстоянием между опорами $L \leq 10 d$ (d - диаметр вала).

2.2. Шарикоподшипники радиально-упорные (рис. 2б).

Подшипники предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. Их способность воспринимать осевую нагрузку определяется величиной угла контакта α , представляющего собой угол между плоскостью центров шариков и прямой, проходящей через центр шарика и точку касания шарика с дорожкой качения. С увеличением угла контакта осевая грузоподъемность возрастает вследствие уменьшения радиальной.

По скоростным характеристикам радиально-упорные подшипники в основном уступают радиальным однорядным. Увеличение угла контакта несколько снижает допустимые пределы частоты вращения. Допустимая осевая нагрузка в зависимости от угла α :

Угол контакта α , град:	12	26	36.
Допустимая осевая нагрузка F_a :	$0,7 F_r$	$1,5 F_r$	$2,0 F_r$,

где F_r - допустимая радиальная нагрузка, Н.

2.3. Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные (рис. 2в)

Подшипники предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать одновременно и двухстороннюю осевую нагрузку (до 20% величины неиспользованной радиальной). Дорожка качения на наружном кольце обработана по сфере, такая ее форма обеспечивает нормальную работу подшипника даже при значительном (порядка $2^\circ \dots 3^\circ$) перекосе внутреннего кольца относительно наружного. Допустимый угол перекоса, образовавшийся в результате прогиба вала под действием нагрузки или вследствие технологических неточностей обработки и монтажа, ограничивается условием сохранения контакта всех шариков обоих рядов с рабочей поверхностью дорожки качения наружного кольца. Подшипники устанавливают на многоопорных валах трансмиссионного типа; двухопорных

валах, подверженных значительным прогибам под действием внешних нагрузок; в узлах с технологически не обеспечиваемой строгой соосностью посадочных мест (при растачивании отверстий в корпусах не за один проход, при установке подшипников в отдельно стоящих корпусах и т.д.).

2.4. Шарикоподшипники упорные однорядные (рис. 2г)

Шарикоподшипники упорные однорядные предназначены для восприятия осевых нагрузок. Они применяются в основном в качестве опор вертикальных валов и допускают значительно меньшую частоту вращения по сравнению с другими типами подшипников, т.к. дорожки качения их могут воспринимать лишь ограниченные центробежные нагрузки, возникающие при движении шариков.

2.5. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (рис. 3а)

Подшипники предназначены для восприятия радиальных нагрузок. Они обладают значительно большей радиальной грузоподъемностью по сравнению с равногабаритными радиальными шарикоподшипниками, но по скоростным характеристикам несколько им уступают. Подшипники с цилиндрическими роликами очень чувствительны к перекосам внутренних колец относительно наружных, т.к. возникает концентрация напряжений у краев роликов. Для снижения этих напряжений подшипники некоторых типоразмеров имеют специальные модификации с выпуклыми (бомбированными) роликами. Такие подшипники устанавливаются на жестких коротких двухопорных валах.

2.6. Роликоподшипники радиально-упорные конические (рис. 3б)

Подшипники предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых нагрузок. Их допустимая частота вращения значительно ниже, чем у подшипников с короткими цилиндрическими роликами, а способность к восприятию осевой нагрузки определяется углом конусности α наружного кольца. С увеличением угла конусности осевая грузоподъемность возрастает за счет уменьшения радиальной. Перекос вала относительно оси корпуса недопустим.

2.7. Роликоподшипники радиальные двухрядные сферические (рис. 3в)

Подшипники предназначены для работы под радиальными нагрузками, но могут одновременно воспринимать и осевую нагрузку, действующую в обоих направлениях (реверсивные передачи) и не превышающую 25% величины неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Они могут работать и при чисто осевой нагрузке, однако в этом случае воспринимать ее

будет лишь один ряд роликов. Такие подшипники обладают значительно более высокой грузоподъемностью, чем равногабаритные сферические шарикоподшипники. Допустимая частота вращения у них значительно ниже, чем у подшипников с короткими цилиндрическими роликами. Подшипники могут работать при значительном (порядка $2^\circ \dots 3^\circ$) перекосе оси внутреннего кольца относительно оси наружного. Подшипники устанавливаются на тяжело нагруженных многоопорных валах, двухопорных валах, подверженных значительным прогибам под действием внешних нагрузок (в частности на валах с нагрузкой на консолях), в узлах с технологически не обеспеченной строгой соосностью посадочных мест (например, при установке подшипников в отдельных корпусах).

2.8. Роликоподшипники радиальные с витыми роликами (рис. 3г)

Подшипники предназначены для восприятия радиальных нагрузок ударного характера. Перекос внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса) за счет упругой деформации витых роликов ведет к некоторому снижению долговечности подшипника. Применяется в опорах со средними по величине радиальными нагрузками ударного характера с пониженной точностью вращения. В ответственных узлах не применяются.

2.9. Роликоподшипники радиальные игольчатые (рис. 3д)

Роликоподшипники радиальные игольчатые предназначены для восприятия только радиальных нагрузок. Обладают относительно меньшими габаритными размерами в радиальном направлении по сравнению с подшипниками других типов, при одинаковой с ними грузоподъемности. Осевое перемещение вала игольчатыми подшипниками не ограничивается. Перекос внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца недопустим. Подшипники применяются в опорах, размеры которых ограничены в диаметральном направлении. Особенно широко эти подшипники применяются для работы в режиме качательного движения.

3. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Условные обозначения подшипников маркируют на торцевых нерабочих поверхностях колец подшипников. Цифры и буквы маркировки условно обозначают внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности, класс точности и др.

3.1. Две первые цифры справа обозначают внутренний диаметр подшипника. Для подшипников с диаметрами 20...495 мм размер диаметра внутреннего кольца определяется умножением указанных двух цифр на 5. Так подшипник 7309 имеет внутренний диаметр $d = 45$ мм. Подшипники, имеющие последние цифры 00, 01, 02, 03 имеют соответственно диаметры: 10, 12, 15, 17 мм.

3.2. Третья цифра справа обозначает серию. Под серией понимается совокупность подшипников определенного типа (шариковые радиальные однорядные, шариковые радиально-упорные однорядные, роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами и т.д.), имеющих различные диаметры и ширину. Серии шарикоподшипников имеют следующие обозначения:

- 1 – особо легкая серия;
- 2 – легкая серия;
- 3 – легкая широкая серия;
- 4 – средняя серия;
- 5 – средняя широкая серия;
- 6 – тяжелая серия.

Широкая гамма серий для определенного типа подшипника качения позволяет оптимизировать выбор подшипника с заданным внутренним диаметром по параметрам статической или динамической грузоподъемности.

3.3. Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

- шариковый радиальный – 0 (если после нуля слева нет цифр, то ноль в условном обозначении не проставляется);
- шариковый радиальный сферический – 1;
- роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами – 2;
- роликовый радиальный со сферическими роликами – 3;
- роликовый радиальный с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый – 4;
- радиальный роликовый с витыми роликами – 5;
- радиально-упорный шариковый – 6;
- роликовый конический – 7;
- упорный шариковый – 8;
- упорный роликовый – 9.

3.4. Пятая или пятая и шестая цифры характеризуют конструктивные отличия подшипника. Например, на подшипнике имеется кольцевая канавка или дополнительный буртик и т.д.

3.5. Седьмая цифра справа обозначает серию ширины. Перед седьмой цифрой справа или четвертой (третьей) должна стоять цифра, характеризующая класс точности изготовления подшипника. Предусмотрено пять классов точности: нормальный класс обозначается цифрой - 0, повышенный – 6, высокий – 5, прецизионный – 4, сверхпрецизионный – 2. На подшипниках нормальной точности обозначение класса не дается. Цифра, характеризующая класс точности отделяется от других цифр знаком « - ». Например, маркировка 5 – 2210 обозначает: подшипник роликовый радиальный однорядный с короткими цилиндрическими роликами класса точности 5.

4. РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Расчет долговечности подшипника производится исходя из его динамической грузоподъемности «С». Под динамической грузоподъемностью радиальных и радиально-упорных подшипников понимается постоянная, радиальная нагрузка, которую подшипник с неподвижным наружным кольцом сможет выдержать в течение расчетного срока службы. При частоте вращения вала больше 1 об/мин расчет ведут по динамической грузоподъемности «С», при частоте меньше 1 об/мин – по статической грузоподъемности «С₀».

Если частота вращения вала постоянная, номинальную долговечность в рабочих часах определяют по формуле:

$$L_H = a_{2,3} \left(\frac{C}{P_9} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n}, \quad (1)$$

где n - частота вращения вала, об/мин;

C - динамическая грузоподъемность, Н;

P_9 - эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

p - показатель степени (для шариковых подшипников – 3, для роликовых – 3,33);

$a_{2,3}$ - коэффициент, учитывающий качество металла и условия смазки подшипника:

- для шарикоподшипников (кроме сферических) – 0,7...0,8;
- для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных – 0,6...0,8;
- для роликоподшипников конических – 0,6...0,7;
- для роликоподшипников сферических 2 - рядных – 0,3...0,4.

Рекомендуемое значение расчетной долговечности L_H для стационарных электродвигателей и редукторов общего назначения – 12000 часов.

Из формулы (1) следует, что при увеличении эквивалентной нагрузки P_9 вдвое – расчетная долговечность уменьшится в 8 раз для шарикоподшипников и в 10 раз для роликоподшипников. Необходимо как можно точнее определять действующие на подшипник нагрузки.

Эквивалентная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P_9 = [XVF_r + Y(F_a + S_{1,2})] K_\sigma \cdot K_\tau, \quad (2)$$

где F_r - постоянная по величине и направлению радиальная нагрузка, действующая на подшипник, Н;

F_a - осевая нагрузка от зубчатого зацепления, действующая на подшипник, Н;

X - коэффициент радиальной нагрузки (см. [1, 2, 3, 4]);

Y - коэффициент осевой нагрузки (см. [1, 2, 3, 4]);
 V - коэффициент (вращение внутреннего кольца – 1, вращение наружного кольца – 1,2);
 K_{σ} - коэффициент безопасности (см. [1, 2, 3, 4]);
 K_{τ} - температурный коэффициент (см. [1, 2, 3, 4]);
 $S_{1,2}$ - осевые составляющие от радиально-упорных подшипников.

Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$$S = e \cdot F_r,$$

для конических роликоподшипников

$$S = 0,83 \cdot e \cdot F_r,$$

где e - коэффициент осевого нагружения и определяется по таблицам в зависимости от величины отношения F_a / C_o .

Коэффициенты X и Y выбираются по таблицам справочной литературы в зависимости от отношения $F_a / F_r > e$. Если $F_a / F_r < e$, коэффициенты равны: $X = 1$, $Y = 0$ и формула для определения эквивалентной нагрузки имеет вид:

$$P_{\text{э}} = V \cdot F_r \cdot K_{\sigma} \cdot K_{\tau}.$$

Примечание: 1) при условии нагружения опоры качения $S_1 \geq S_2$, $F_a \geq 0$, а также при $S_1 < S_2$ и $F_a > S_2 - S_1$, осевые составляющие, действующие на опоры качения, равны: $F_{a1} = S_1$; $F_{a2} = S_1 + F_a$; 2) при условии $S_1 < S_2$, $F_a \leq S_2 - S_1$, осевые нагрузки равны: $F_{a1} = S_2 - F_a$, ($F_{a2} = S_2 \cdot F_a$, S_1, S_2 - обозначения на рис. 1).

Если в задании на разработку механизма задан срок службы в часах L_H , целесообразно оптимизировать расчетное обоснование выбора подшипников, используя формулу:

$$C = P_{\text{э}} \left(\frac{L_H \cdot n}{a_{23} \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{p}}. \quad (3)$$

При выборе шарикоподшипники предпочтительнее роликоподшипников, т.к. имеют более низкую стоимость и относительно большую долговечность. Для повышения компактности подшипниковых узлов и снижения их массы (следовательно, габаритов и массы машин и механизмов в целом) не следует чрезмерно завышать расчетную долговечность подшипников. Кроме того, моменты трения, энергетические потери и предельная быстроходность у подшипников более тяжелых серий менее благоприятны. Шарикоподшипники на рис. 1 с обозначениями «А» имеют предпочтение при выборе перед подшипниками с обозначением «Б». Необходимо также учитывать условия применения подшипников качения в узлах и механизмах с учетом нагруженности и компоновочных условий установки подшипников на валах (осях), диаметры посадочных мест которых под подшипники определены исходя из условий прочности (суммарные напряжения от изгиба и кручения).

5. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

5.1. В соответствии с заданием на выполнение лабораторной работы (приложение 1), а также рис. 1 методических указаний определить тип подшипника качения и характер нагружения опор качения, согласно приведенной на рис. 1 схеме сил. Получить от преподавателя подшипник данного типа и ознакомиться с его конструкцией.

5.2. Определить эквивалентную нагрузку по формуле (2) для наиболее нагруженной опоры качения, используя табличные значения коэффициентов: $V, X, Y, K_{\sigma}, K_{\tau}, e$ (приложение 1).

Примечание: радиальные нагрузки F_{r_1} и F_{r_2} определены для упрощения с условием $l_1 = l_2$ для вариантов 1...8 и 13...15, для вариантов 9...12 - $l_1 = 2l_2$.

5.3. По формуле (3) определить динамическую грузоподъемность подшипника «С», подставляя в формулу табличные значения долговечности L_n и частоты вращения n_2 (приложение 1). Значения коэффициента a_{23} - из пояснений к формуле (1).

5.4. Используя справочную литературу (каталог) по рассчитанному значению «С» определить серию и номер подшипника.

5.5. Записать полное наименование и марку подшипника, расшифровать ее и записать значение каждой цифры марки.

5.6. Выполнить в масштабе 1:1 чертеж (сечение диаметральной плоскостью) выбранного подшипника с указанием основных конструктивных размеров: d, D, B по каталогу. В спецификации обозначить основные элементы конструкции подшипника.

5.7. Найти для сравнения в каталоге аналогичные подшипники еще 2-х серий (если выбранный подшипник средней серии, выбрать подшипники легкой и тяжелой серий). Выполнить таблицу по форме:

Таблица 1

Номер подшипника	Серия	d	D	B	C, кН	C ₀ , кН	Масса кг
	Легкая						
	Средняя						
	Тяжелая						

5.8. По результатам выполненной лабораторной работы оформить отчет. Используя данные таблицы (приложение 2), определить возможные области применения выбранного подшипника в составе конкретных механизмов.

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

6.1. Назначение подшипников в узлах машин.

6.2. Чем принципиально отличаются подшипники качения от подшипников скольжения?

6.3. Каковы основные достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?

6.4. Как устроен подшипник качения и из каких материалов изготавливают его детали?

6.5. Какие тела качения применяются в подшипниках различных типов?

6.6. Как классифицируются подшипники качения по воспринимаемым нагрузкам?

6.7. Как понять самоустанавливаемость подшипников и в каких случаях она происходит?

6.8. Какие серии подшипников известны и чем они отличаются одна от другой?

6.9. Как расшифровывается марка подшипника:

- как обозначаются серии подшипника?
- что обозначают четвертая, пятая и шестая цифры?
- как обозначается точность изготовления подшипника?

6.10. Какие основные типы подшипников известны?

6.11. Где используются шариковый радиальный, радиально-упорный и упорный подшипники?

6.12. Где используются роликовые подшипники с цилиндрическими и коническими роликами?

6.13. Какие типы и серии подшипников качения имеют наибольшее распространение и по какой причине?

6.14. Каковы достоинства и недостатки шарикоподшипников по сравнению с роликоподшипниками?

6.15. Что является причиной выхода из строя подшипников качения?

6.16. Какие основные эксплуатационные факторы определяют долговечность подшипников качения?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т.3 /Под ред. И.Н.Жестоковой. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение – 1, 2006. – 927 с.
2. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. – Москва.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
3. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник – М.: Машиностроение, 1992. – 606 с.
4. Подшипники качения: Справочник – каталог /Под ред. В.Н.Нарышкина, Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 278 с.
5. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высш.шк., 1986. – 359 с.
6. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 2005. – 415 с.
7. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 463 с.
8. Расчет и проектирование деталей машин /Под ред. Г.Б. Столбина, К.П. Жукова. – М.: Высш.шк., 1978. – 247 с.
9. Выгодский С.Я. Справочник по высшей математике. – М.: Астрель, 2006. – 991 с.

Задания для выполнения лабораторной работы

№ пп	Тип зубчатой передачи	P_2 , кВт	n_2 , об/мин	F_{r_1} , н	F_{r_2} , н	$F_{a2} =$ $(F_a + S_1)$, н	X		Y		$\frac{F_a}{F_r} \geq e$		L_H , час.
							1	2	1	2	1	2	
1.	Прямозубые цилиндрические колеса (рис. 1а)	20	750	2900	2900	0	1	0	0	0	0	0	$12 \cdot 10^3$
2.	- « -	12	320	3390	3390	0	1	0	0	0	0	0	$20 \cdot 10^3$
3.	- « -	18	400	2780	2780	0	1	0	0	0	0	0	$15 \cdot 10^3$
4.	- « -	40	500	2585	2585	0	1	0	0	0	0	0	$12 \cdot 10^3$
5.	Косозубые цилиндрические колеса (рис. 1б)	2	750	279	305	232	0,45	1,34	0,42	0,45	1,46	0,37	$20 \cdot 10^3$
6.	- « -	5	200	1609	1850	1770	0,45	1,34	0,42	0,45	1,46	0,37	$25 \cdot 10^3$
7.	- « -	10	300	2658	2979	2304	0,45	1,34	0,42	0,45	1,46	0,37	$15 \cdot 10^3$
8.	- « -	23	550	2056	2447	1734	0,42	1,34	0,42	0,37	1,46	0,37	$12 \cdot 10^3$
9.	Прямозубые конические колеса (рис. 1в)	15	480	1145	2345	826	0,45	1,4	0,39	1	1	0,19	$12 \cdot 10^3$
10.	- « -	7	250	1275	2545	913	0,45	1,4	0,39	1	1	0,19	$20 \cdot 10^3$
11.	- « -	20	400	1993	2247	1085	0,45	1,4	0,39	1	1	0,19	$15 \cdot 10^3$
12.	- « -	5	250	783	1657	572	0,45	1,4	0,39	1	1	0,19	$25 \cdot 10^3$
13.	Червячная (рис.1г)	12	36	12130	16245	9763	0,45	1,25	0,44	0,45	1,62	0,33	$12 \cdot 10^3$
14.	- « -	3	30	4286	5915	3670	0,45	1,16	0,47	0,45	1,62	0,34	$20 \cdot 10^3$
15.	- « -	6	42	18645	19355	3570	1	0	0,19	1	0	0,18	$15 \cdot 10^3$

Примечание: 1 и 2 - номера опор качения на рис. 1; коэффициенты для всех вариантов: $V = 1$, $K_\sigma = 1,5$, $K_\tau = 1,1$.

Рекомендуемые значения расчетной долговечности L_H для различных типов машин и оборудования [3]

№ п/п	Машины и оборудование	L_H , час.
1	2	3
1.	Приборы и аппараты, используемые периодически (демонстрационная аппаратура, механизмы для закрывания дверей, бытовые приборы)	500
2.	Механизмы, используемые в течение коротких периодов времени (механизмы с ручным приводом, сельскохозяйственные машины, подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры)	≥ 1000
3.	Ответственные механизмы, работающие с перерывами (вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки)	≥ 8000
4.	Машины для односменной работы с неполной нагрузкой (стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения)	≥ 12000
5.	Машины, работающие с полной загрузкой в одну смену (машины общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы, распределительные валы)	≈ 20000
6.	Машины для круглосуточного использования (компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашины, судовые приводы)	≥ 40000
7.	Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой (оборудование бумагоделательных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, оборудование торговых морских судов)	≥ 100000

Владимир Кузьмич Набоков

ВЫБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Методические указания

к выполнению лабораторной работы по курсу «Детали машин»
для студентов направлений (специальностей)
151000 (151001), 151000 (151002), 150200 (150202),
190200 (190201), 190200 (190202), 190600 (190601),
190600 (190603), 200500 (200503), 260600 (260601)

Редактор Н.А. Леготина

Подписано к печати	Формат 60 x 84 1/16	Бумага тип № 1
Печать трафаретная	Усл.п.л. 1, 25	Уч.изд.л. 1,25
Заказ	Тираж 150	Цена свободная

РИЦ Курганского государственного университета.

640669, г.Курган, ул.Гоголя, 25.

Курганский государственный университет.