

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева

ИССЛЕДОВАНИЕ МОМЕНТА СИЛ ТРЕНИЯ
В ШАРИКОПОДШИПНИКАХ
ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ НАГРУЖЕНИИ

Методические указания к лабораторной работе

Самара 2005

Составители: Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков

УДК 621.822.7.001.2:621.891(075)

Исследование момента сил трения в шарикоподшипниках при комбинированном нагружении: Метод. указания к лаб. работе / Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. Самара, 2005. 16 с.

Приводятся краткие сведения о зависимостях для практических расчетов сил трения в шариковых подшипниках, описание экспериментальной установки.

Рекомендуется студентам инженерно-технических специальностей вуза при изучении курсов "Детали машин", "Прикладная механика" и "Основы конструирования машин".

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета.

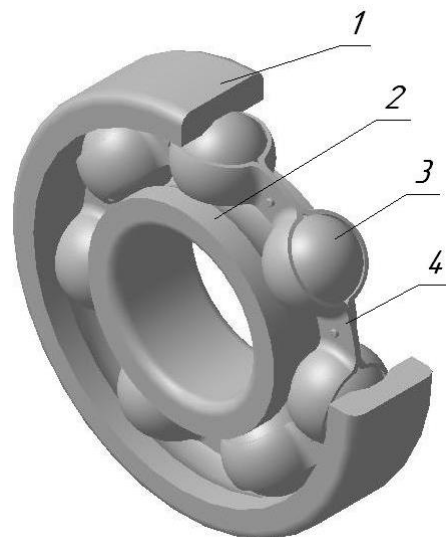
Рецензент: Д.К. Новиков

Цель работы – экспериментальная проверка зависимостей для расчета момента сил трения в подшипнике при различных комбинациях осевой и радиальной нагрузок.

ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ПОДШИПНИКАХ

Шариковые подшипники качения – это опоры, предназначенные для поддержания валов, осей и различных деталей, совершающих вращательное движение.

Подшипник (рис. 1) состоит из наружного 1 и внутреннего 2 колец, тел качения (шариков) 3 и сепаратора 4, разделяющего и направляющего тела качения.



Подшипниковые кольца и тела качения изготавливают из хромистых сталей ШХ6, ШХ9, ШХ15, ШХ15ГС и хромоникелевых сталей 12ХНЗА, 12Х2Н4А и др. Изготовленные детали термически обрабатывают до твердости HRC 62–65, затем шлифуют, тщательно полируют.

Сепараторы (рис. 2) изготавливают из листовой стали (штампованные сепараторы, рис. 2а), бронзы Бр. АЖМц 10-3-1,5, алюминиевых сплавов (литые сепараторы, рис. 2б), текстолита.

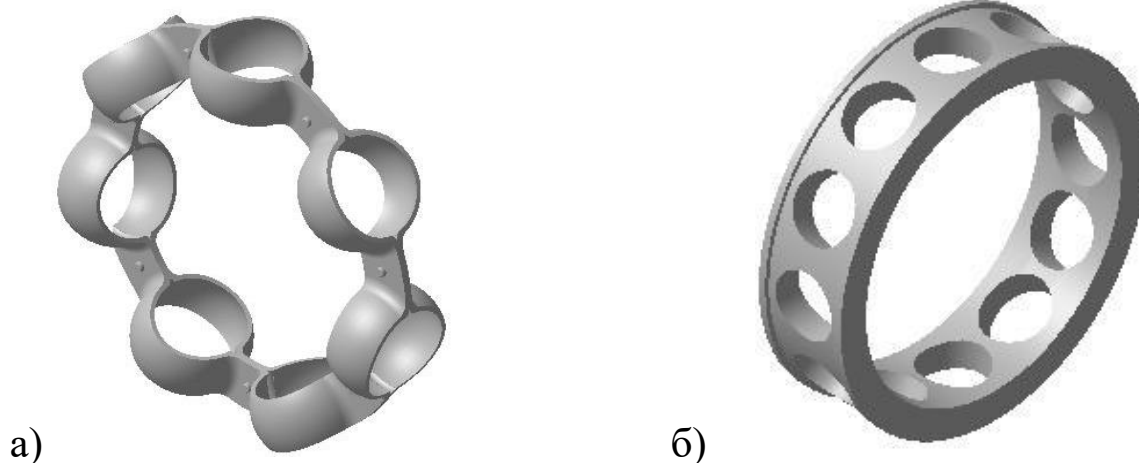


Рис. 2. Сепараторы

Достоинства подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения: малые потери на трение в пусковые периоды; большая надежность против заедания и пожарная безопасность; возможность безаварийной работы при кратковременных перебоях с подачей смазки; высокая степень взаимозаменяемости; пониженный расход смазочных материалов; простота обслуживания.

Основными недостатками являются: большая жесткость вследствие малой площади контакта рабочих элементов; ограниченный срок службы, особенно при больших нагрузках и скоростях; большое рассеивание сроков службы подшипников одной партии, работающих при одинаковых режимных параметрах; непригодность для монтажа, например, на шатунных и промежуточных коренных шейках коленчатых валов, так как кольца подшипников качения неразъемные.

По характеру воспринимаемой нагрузки подшипники подразделяют на *радиальные* – несущие в основном радиальную нагрузку, направленную перпендикулярно геометрической оси вала; *упорные* – несущие нагрузку вдоль оси вращения подшипника, и *радиально-упорные* – воспринимающие одновременно усилия, направленные как в радиальном, так и в осевом направлениях.

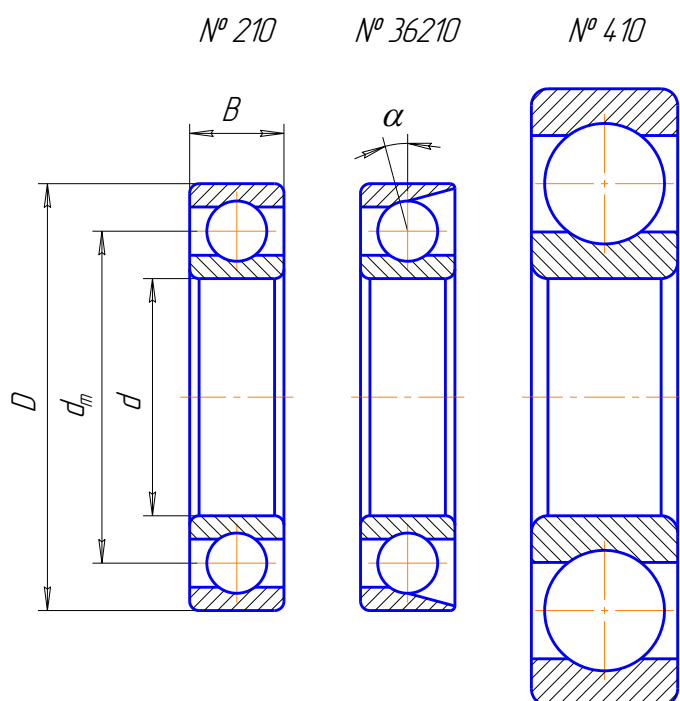


Рис. 3. Серии подшипников

В зависимости от соотношений габаритных размеров – наружного диаметра D , внутреннего диаметра d и ширины B подшипника (рис. 3) различают серии: *сверхлегкую, легкую, легкую широкую, среднюю, среднюю широкую и тяжелую*. Подшипники различных серий отличаются друг от друга в основном предельным числом оборотов в минуту, а также динамической и статической грузоподъемностью. Изменения габаритов подшипников различных серий при постоянном d показано на рис. 3.

Шарикоподшипники *маркируют* и условно обозначают на чертежах с помощью цифр, которые характеризуют определенный признак подшипника по следующей схеме.

Первая и вторая цифры справа обозначают номинальный внутренний диаметр подшипника (номинальный диаметр вала в месте посадки подшипника) в мм, причем:

- а) для всех подшипников с диаметром отверстия 20 мм и более эти две цифры представляют частное от деления диаметра (в мм) на 5;
- б) для всех подшипников внутренние диаметры от 10 до 17 мм обозначают следующим образом:

Внутренний диаметр подшипника в мм	10	12	15	17
Обозначение	00	01	02	03

в) для подшипников с внутренним диаметром до 9 мм первые две цифры с права указывают фактический размер внутреннего диаметра в мм.

Если первые две цифры обозначают действительный, а не условный диаметр, то на третьем месте ставят 0.

Третья и седьмая цифры обозначают серию подшипника, характеризую подшипник по диаметру (третья цифра) и по ширине (седьмая цифра). Обозначения серий следующие: особолегкая – цифрой 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжелая – 4, легкая широкая – 5, средняя широкая – 6.

Четвертая цифра обозначает тип подшипника, например, радиальный шариковый однорядный – 0, радиально-упорный шариковый – 6.

Пятая и шестая цифры характеризуют конструктивные особенности подшипника.

Подшипники качения выходят из строя вследствие *повреждения* рабочих поверхностей элементов подшипника. Чаще других элементов выходит из строя сепаратор. Тонкостенные штампованные сепараторы разрушаются по сечению, ослабленному отверстиями под заклепки, а массивные – по перемычкам между элементами качения.

Основной причиной разрушения сепараторов является больше давление со стороны тел качения, а также центробежные силы, которые тем больше, чем выше окружная скорость. По этой причине сепараторы быстроходных подшипников изготавливают из материалов, обладающих большой прочностью и малым удельным весом (текстолит, алюминиевые сплавы и др.).

В подавляющем большинстве случаев выход из строя подшипников качения происходит вследствие повреждения рабочих поверхностей их деталей. Основные виды поверхностных повреждений деталей подшипника следующие: выкрашивание рабочих поверхностей деталей подшипника, образование вмятин пластического деформирования и изнашивание.

Для *смазывания* подшипников качения применяют жидкие и консистентные смазки. При $dn < 3 \cdot 10^5$ мм – об/мин (соответствует скорости < 15 м/сек по валу) достаточно заложить в подшипник небольшое количество консистентной смазки или смазывать его разбрызгиванием. Если $dn > 3 \cdot 10^5$ мм – об/мин, следует применять циркуляционную смазку.

Смазка должна быть умеренной. Уровень масла должен быть достаточно низким во избежание дополнительных потерь на трение от движения деталей в масле, особенно при высоких скоростях. При смазке в масляной ванне уровень масла не должен быть выше центра нижнего шарика.

Наряду с уменьшением трения и отводом тепла смазка, заполняя зазоры между деталями подшипника, обеспечивает эластичность восприятия колебаний нагрузки и предупреждает коррозию поверхностей качения.

Смазки, применяемые для подшипников качения, должны быть нейтральны и устойчивы по физическим и химическим свойствам.

Для предупреждения вытекания смазки из смазываемых полостей и для защиты подшипников от попадания пыли и грязи применяют различные *уплотняющие устройства*.

Все уплотняющие устройства можно разделить на две группы:

- 1) контактные уплотнения, создающие непроницаемость соединения за счет плотного контакта между деталями, совершающими относительное движение, и элементами уплотнения;
- 2) щелевые и лабиринтные уплотнения, в которых плотность соединения относительно движущихся деталей обеспечивается способностью узких щелей или зазоров оказывать значительное гидравлическое сопротивление смазке.

Потери энергии в подшипниках качения относительно невелики (обычно менее 2%), но в ряде случаев являются важной характеристикой работоспособности опоры. Они складываются из потерь на трение при перекатывании тел качения по желобам колец и проскальзывании их относительно колец, потерь при трении тел качения о сепаратор и сепаратора о направляющие буртики колец, потерь на перемешивание смазки и воздушно-масляной среды в подшипнике и в некоторых случаях – потерь в уплотнениях.

В практических расчетах *момент трения* в подшипниках обычно определяют по формуле

$$T = \mu \cdot P_0 \frac{d}{2},$$

где P_0 – эквивалентная статическая нагрузка на подшипник; d – диаметр отверстия подшипника; μ – приведенный коэффициент трения. Для однорядных шарикоподшипников радиальных $\mu = 0,0015$; радиально-упорных $\mu = 0,0020$. Эквивалентная статическая нагрузка определяется как наибольшая величина, получаемая по формулам:

$$P_0 = x_0 \cdot F_r + y_0 \cdot F_a$$

$$P_0 = F_r ,$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки на подшипник; x_0 и y_0 – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, определяемые по табл.1.

Таблица 1

Тип однорядного шарикоподшипника	Коэффициенты	
	x_0	y_0
Радиальный	0,6	0,50
Радиально-упорный при $\alpha = 18^\circ$	0,5	0,43
$\alpha = 20^\circ$	0,5	0,42
$\alpha = 26^\circ$	0,5	0,37
$\alpha = 30^\circ$	0,5	0,33
$\alpha = 36^\circ$	0,5	0,28

При проведении более точных расчетов используют двучленную формулу

$$T = T_0 + T_F,$$

где T_0 – момент трения, зависящий от конструкции подшипника, частоты вращения и вязкости смазки; T_F – момент трения, зависящий от нагрузки на опору.

Для шарикоподшипников момент трения, зависящий от нагрузки, определяют по формуле

$$T_F = f \cdot P_0 \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^c d_m,$$

где f – коэффициент трения; C_0 – статическая грузоподъемность подшипника; d_m – средний диаметр подшипника $\left(d_m = \frac{d + D}{2} \right)$; c – константа.

Величины f и c для шарикоподшипников приведены в табл.2.

Таблица 2

Тип однорядного шарикоподшипника	Константы	
	f	c
Радиальный	0,0009	0,55
Радиально – упорный $\alpha < 30^\circ$	0,0010	0,33
$\alpha > 30^\circ$	0,0013	0,33

Момент трения, зависящий от конструкции и частоты вращения, определяются по формуле

$$T_0 = f_0 \cdot d_m^3 \cdot n^{2/3},$$

где f_0 – константа, зависящая от типа подшипника, способа и вязкости смазки.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ ДП11А

Экспериментальное определение момента сил трения в подшипнике производится на установке типа ДП11А, показанной на рис. 4.

Техническая характеристика установки:

1. Внутренний диаметр испытываемых подшипников, мм – 5; 8; 12
2. Масса сменных грузов, кг – 0,5; 1,0; 2,0
3. Шаг изменения направления нагрузки от осевой до радиальной, град. – 15
4. Номинальная частота вращения электродвигателя установки, мин⁻¹ – 3600...4600
5. Передаточное число ременной передачи – 1,5

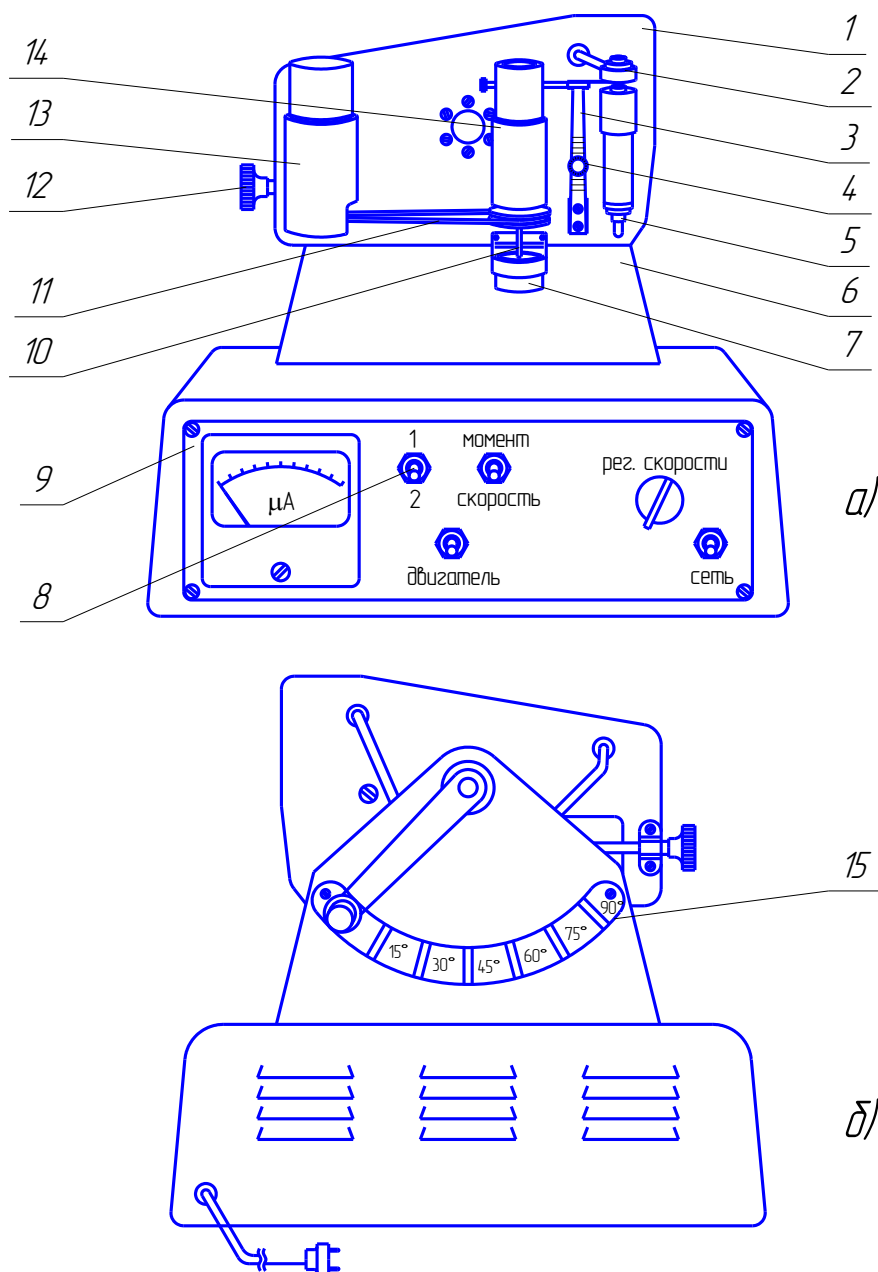


Рис. 4. Общий вид установки ДП11А: а – вид спереди; б – вид сзади

На установке можно определять зависимости момента трения в подшипниках от скорости вращения, величины и направления действующей на подшипник нагрузки, которая создается сменными грузами и зависит от наклона оси вращения, а также от размеров испытываемых подшипников.

Основные узлы установки собраны на вертикальной плате 1, которая смонтирована на литой стойке 6, закрепленной на основании 9. Органы управления и микроамперметр расположены на передней панели.

Электродвигатель постоянного тока типа СП–261 смонтирован в корпусе 13, снабженном амортизаторами для уменьшения вибрации. Вращение на рабочий валик передается при помощи ременной передачи 11. Регулировка натяжения ремня осуществляется перемещением корпуса в горизонтальной плоскости с помощью винта 12.

Рабочий валик 10 установки смонтирован на двух шарикоподшипниках, установленных в шпинделе 14. Верхняя часть валика имеет резьбовое отверстие, в которое ввинчивается узел испытываемого подшипника. На узел испытываемого подшипника устанавливаются и закрепляются винтом грузы 0,5; 1,0; 2,0 кг. На грузах имеются поводки, которые входят в седловину плоской измерительной пружины 3.

С рабочим валиком связан тахогенератор 7, служащий для определения частоты вращения. Ток в цепи тахогенератора измеряется микроамперметром. График тарировки микроамперметра по частоте вращения приведен на рис. 5.

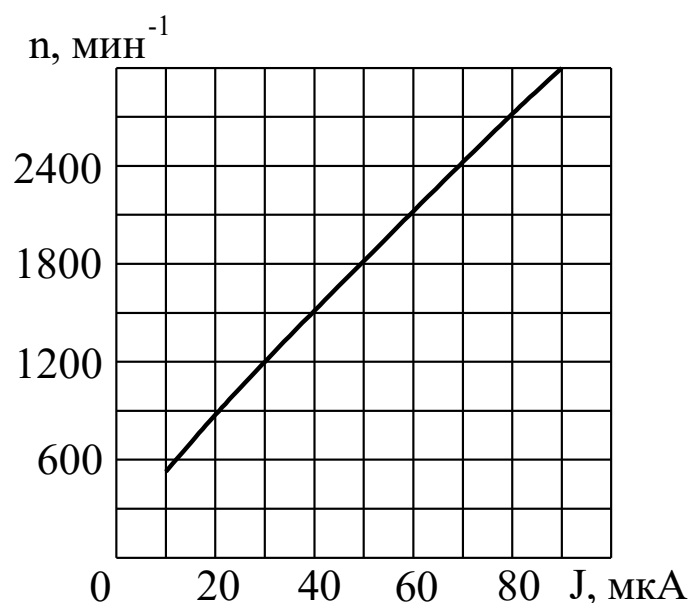


Рис. 5. График тарировки по частоте вращения

Измерение момента производят измерительным устройством, смонтированным на основании, которое крепится к плате винтом. Величина

светового потока, создаваемого осветителем 5, измеряется фотодиодом 2 и зависит от положения шторки, укрепленной на конце деформируемой пружины. Для регулировки жесткости измерительной пружины предусмотрен хомут 4 с зажимной рукояткой. Графики тарировки микроамперметра по величине момента приведены на рис. 6.

Конструкция установки обеспечивает поворот плиты с установленными на ней механизмами на 90° в вертикальной плоскости. С противоположной стороны стойки смонтирован сектор 15 (см. рис. 4) с пазами, позволяющими фиксировать положение плиты через каждые 15° .

На лицевой панели размещены микроамперметр и потенциометр "регулятор скорости" для бесступенчатого регулирования частоты вращения, предохранитель и четыре тумблера.

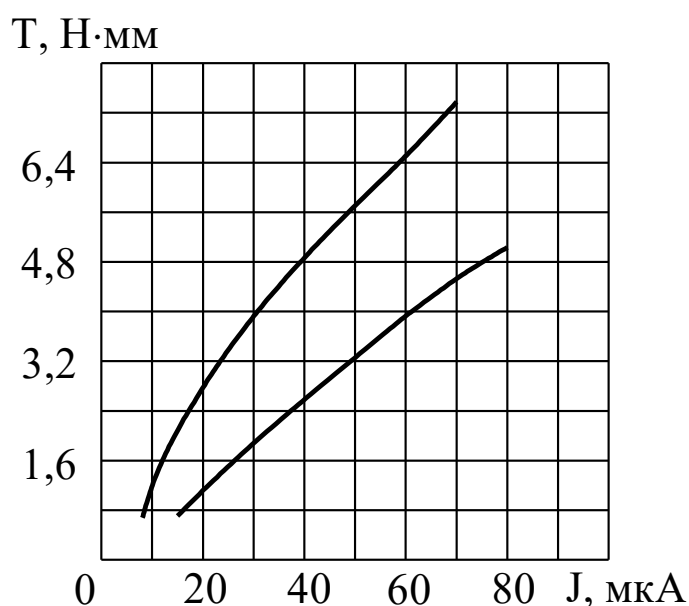


Рис. 6. Графики тарировки по величине момента трения:
1 – при переключении тумблера «1–2» в положение «1»;
2 – при переключении тумблера «1–2» в положение «2»

Тумблер «Сеть» предназначен для включения установки в сеть постоянного тока 110 В. Тумблер «1–2» предназначен для изменения чувствительности измерительного прибора – микроамперметра. Тумблер «Двигатель» предназначен для включения электродвигателя. Тумблер «Скорость – Момент» предназначен для переключения микроамперметра с измерения скорости вращения рабочего валика на измерение момента трения.

Принципиальная схема установки приведена на рис. 7.

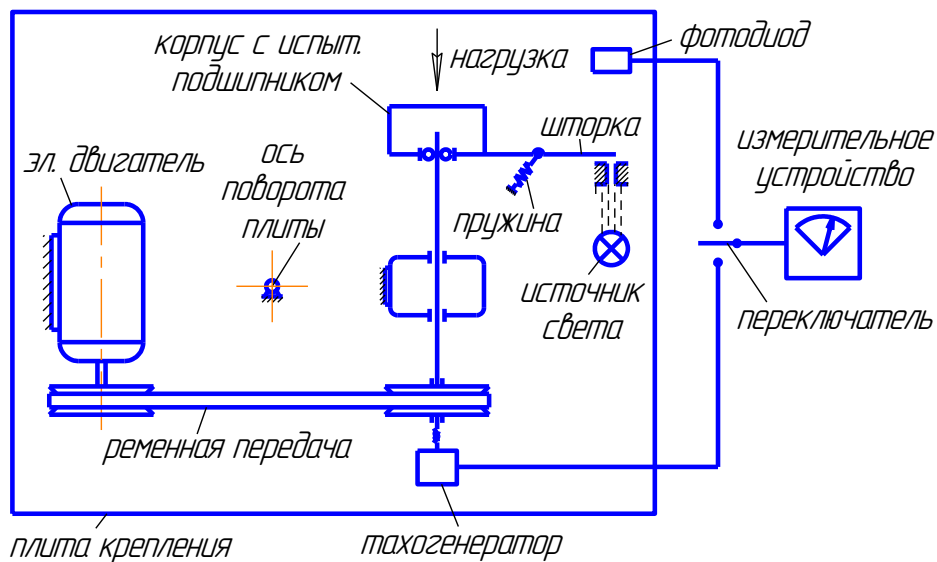


Рис. 7. Принципиальная схема установки

МЕРЫ БЕЗОПАСНОСТИ

1. Перед включением электродвигателя необходимо убедиться в надежности закрепления груза на подшипнике.
2. Во время работы запрещается прикасаться к вращающимся частям установки.
3. Запрещается открывать лицевую панель при включенной в сеть установке.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Перед выполнением работы микроамперметр должен быть отрегулирован и протарирован по моменту и частоте вращения валика шпинделя.
2. В рабочий валик ввинчивают выбранный узел испытуемого подшипника, устанавливая на него груз и фиксируют его сбоку стопорным винтом. Поводок груза должен быть введен в седловину измерительной пружины.
3. Тумблеры на передней панели ставят в положение «Сеть», «2», «Скорость» и «Двигатель». Регулятором скорости по тарировочному графику и показаниям микроамперметра устанавливают выбранную частоту вращения вала.
4. Тумблер ставят в положение «Момент» и по показаниям микроамперметра, пользуясь тарировочным графиком, определяют момент трения в подшипнике. При недостаточной чувствительности микроамперметра тумблер переводится в положение «1».
5. Меняя угол наклона оси вращения рабочего валика, скорость его вра-

щения и величину груза, определяют зависимости момента трения от перечисленных факторов.

Осевая и радиальная нагрузки на подшипник

$$F_0 = 9,81Q \cos\beta; \quad F_r = 9,81Q \sin\beta.$$

Затем определяются значения эквивалентных статических нагрузок по приведенным выше зависимостям.

6. Производится обработка результатов измерений и их анализ в зависимости от поставленной задачи.

Основные характеристики подшипников, применяемых для исследований на установке, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Тип подшипника	Обозначение	Диаметр отверстия, d, мм	Средний диаметр, d _m , мм	Статическая грузоподъемность, С ₀ , Н
Шариковый радиальный однорядный сверхлегкой серии диаметров 9	1000095	5,0	9,0	392
Шариковый радиальный однорядный особо легкой серии	18	8,0	13,5	1354
То же	101	12,0	20,0	2227

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

Задача 1. Исследование приведенного коэффициента трения

1. Устанавливается фиксированное значение угла наклона оси вращения рабочего валика.
2. Устанавливается частота вращения подшипника и груз $Q = 0,5$ кг. Измеряется момент трения.
3. Измерения повторяются с грузами 1,0 кг и 2,0 кг.
4. Увеличивается частота вращения подшипника и измеряется момент трения при грузах 0,5 кг; 1,0 кг и 2,0 кг

Результаты измерений заносятся в табл. 4.

Таблица 4

Момент трения при наклоне оси вращения рабочего валика $\beta =$				
Величина груза Q, кг	Скорость вращения			
	n =		n =	
	Показания микро-амперметра	Момент трения T, Н·мм	Показания микро-амперметра	Момент трения T, Н·мм
0,5				
1,0				
2,0				

5. Значение приведенного коэффициента трения для каждой частоты

$$\mu = \frac{2 \sum_{i=1}^3 T_i \cdot P_{0i}}{d \sum_{i=1}^3 P_{0i}^2}$$

вращения определяется по формуле

6. Строятся графики функции $T = \mu \cdot P_0 \cdot d/2$ при найденных значениях μ для двух скоростей вращения. На поле графика приводятся экспериментальные точки.

7. Делаются выводы относительно влияния на приведенный коэффициент трения скорости вращения и допустимости использования исследуемой формулы.

Задача 2. Исследование зависимости момента сил трения от частоты вращения

1. Устанавливается фиксированное значение груза Q.
2. Устанавливается угол наклона оси вращения подшипника β .
3. Измеряется скорость вращения подшипника и измеряется момент сил трения β .
4. Измеряется угол наклона оси вращения подшипника и измеряется момент сил трения для нескольких значений частоты вращения. Результаты измерений заносятся в табл. 5

Таблица 5

Частота вращения n, об/мин	Угол наклона оси вращения			
	$\beta =$		$\beta =$	
	Показания микро-амперметра	Момент трения T, Н·мм	Показания микро-амперметра	Момент трения T, Н·мм

5. Из уравнения $T = f_0 \cdot d_m^3 \cdot n^{2/3} + T_F$ методом наименьших квадратов для каждого значения угла β наклона оси вращения определяются значение коэффициентов f_0 и T_F по формулам

$$f_0 = \frac{1}{d_m^3} \cdot \frac{m \sum_{i=1}^m T_i \cdot N_i - \sum_{i=1}^m T_i \cdot \sum_{i=1}^m N_i}{m \sum_{i=1}^m N_i^2 - \left(\sum_{i=1}^m N_i \right)^2}, \quad T_F = \frac{\sum_{i=1}^m T_i \cdot \sum_{i=1}^m N_i^2 - \sum_{i=1}^m T_i N_i \cdot \sum_{i=1}^m N_i}{m \sum_{i=1}^m N_i^2 - \left(\sum_{i=1}^m N_i \right)^2},$$

где m – число измерений при данном значении угла наклона оси вращения; $N_i = n_i^{2/3}$.

6. Строятся графики зависимостей $T = \varphi(N)$ при найденных значениях f_0 и T_F . На поле графика приводятся экспериментальные точки.
7. Делаются выводы о зависимости f_0 и T_F от угла наклона оси вращения.

Задача 3. Исследование зависимости момента сил трения от эквивалентной статической нагрузки

1. Устанавливается фиксированное значение угла наклона оси вращения рабочего валика и выполняются измерения, соответствующие пунктам 2, 3, 4 Задачи 1.

2. Из уравнения $T = T_0 + f \cdot P_0 \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^e d_m$ методом наименьших квадратов

для каждого значения частоты вращения подшипника определяются значения коэффициента f и момента T_0 по формулам:

$$f = \frac{C_0^e}{d_m} \cdot \frac{3 \sum_{i=1}^3 T_i N_i - \sum_{i=1}^3 T_i \cdot \sum_{i=1}^3 N_i}{3 \sum_{i=1}^3 N_i^2 - \left(\sum_{i=1}^3 N_i \right)^2}, \quad T_0 = \frac{\sum_{i=1}^3 T_i \cdot \sum_{i=1}^3 N_i^2 - \sum_{i=1}^3 T_i N_i \cdot \sum_{i=1}^3 N_i}{3 \sum_{i=1}^3 N_i^2 - \left(\sum_{i=1}^3 N_i \right)^2},$$

где $N_i = P_{oi}^{1+e}$; $e = 0,55$ для радиальных подшипников.

3. Строятся графики зависимостей $T = \varphi(N)$ при найденных значениях f_0 и T_F . На поле графика приводятся экспериментальные точки.
4. Делаются выводы о зависимости f_0 и T_F от частоты вращения подшипника.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Схема установки.
2. Краткое описание установки и условий опыта.
3. Данные испытуемых подшипников.
4. Таблица результатов измерений (табл. 4 и 5).
5. Графики зависимостей, указанные для каждой задачи.
6. Выводы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как зависят полный момент сил трения T , моменты T_0 и T_F от нагрузки и частоты вращения?
2. Как зависят коэффициенты f_0 и f от нагрузки и частоты вращения?
3. Какие факторы могут быть использованы для снижения потерь на трение в подшипнике?
4. На чем основано измерение частоты вращения и моментов сил трения на установке ДП-11А?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989, 496 с.
2. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и эксплуатация опор: Справочник – М.: Машиностроение, 1983, 543с.
3. Жильников Е.П., Парахонский О.Н. Исследование момента сил трения в шарикоподшипниках при комбинированном нагружении: Метод. указания к лаб. работе. – Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1984, 12 с.

