

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА СИЛ ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Методические указания к лабораторной работе

Самара 2007

Составители: Е.П. Жильников, Ю.А. Захаров, В.П. Тукмаков

УДК 621.822.7.001.2:621.891(075)

Определение момента сил трения в подшипниках качения:

Метод. указания к лаб. работе / Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. *Е.П. Жильников, Ю.А. Захаров, В.П. Тукмаков*. Самара, 2007. 16 с.

Приводятся краткие теоретические сведения о моментах сил трения в подшипниках качения, описание экспериментальной установки и указания к измерениям моментов трения. Даются указания к обработке результатов измерений на ЭВМ.

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

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

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

Рецензент: С.В. Фалалеев

Цель работы – теоретическое и экспериментальное изучение влияния нагрузки и скорости вращения на моменты сил трения в радиальных подшипниках качения.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

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.

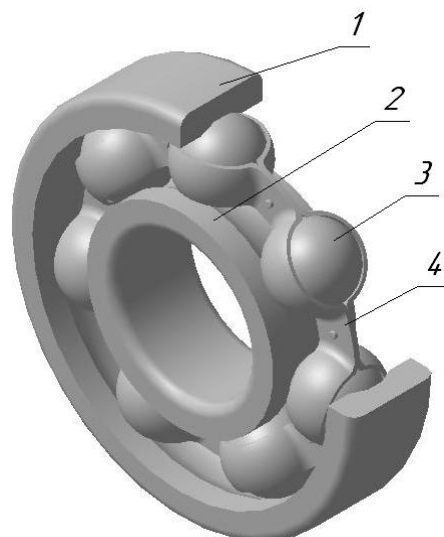


Рис. 1. Шарикоподшипник

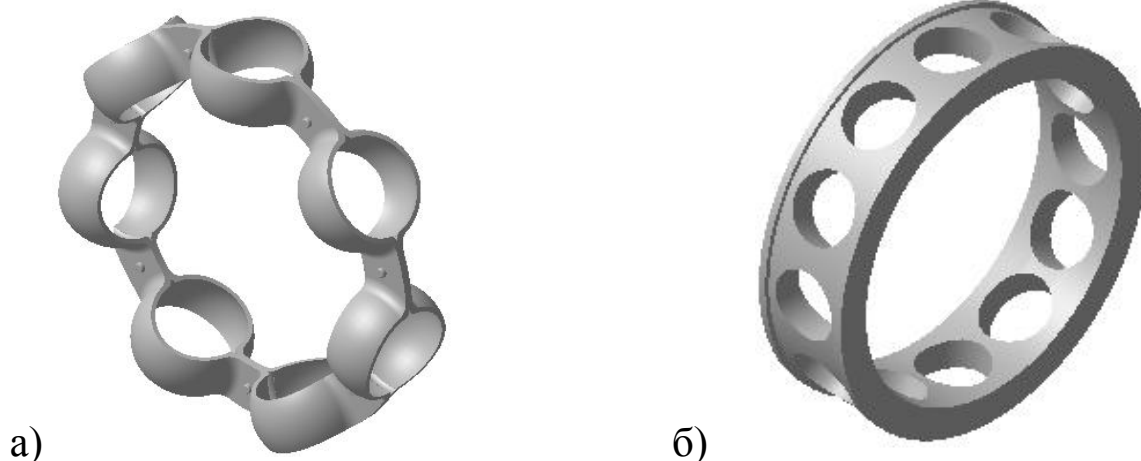


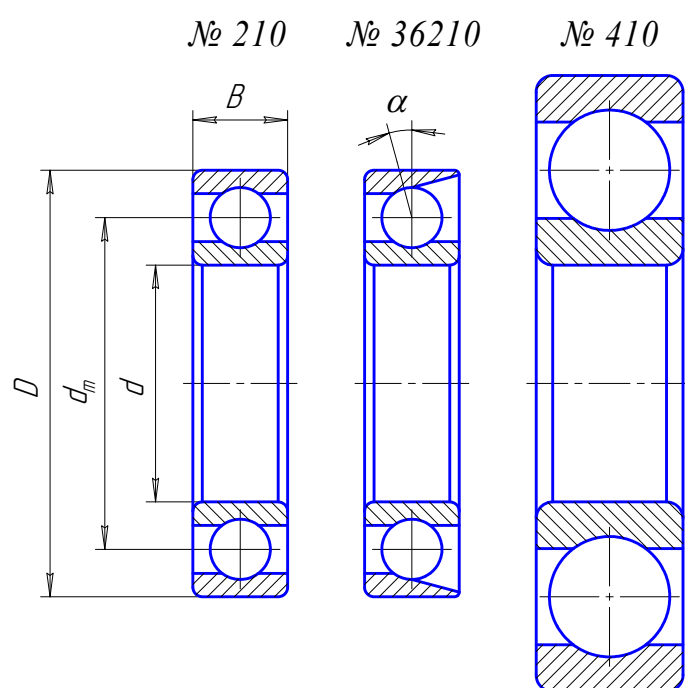
Рис. 2. Сепараторы

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.



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.

Рис. 3. Серии подшипников

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:

- для всех подшипников с диаметром отверстия 20 мм и более эти две цифры представляют частное от деления диаметра (в мм) на 5;
- 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

- 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, характеризуя 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.

Нормальная работа современных машин часто определяется работоспособностью подшипниковых узлов, качество работы которых в значительной степени зависит от потерь на трение в подшипниках. *Потери энергии в подшипниках качения* относительно невелики (обычно менее 2%) и складываются из потерь на трение при перекатывании тел качения по беговым дорожкам, проскальзывании на площадках контакта, скольжении между телами качения и сепаратором, а также между сепаратором и кольцами, потерь на перемешивание смазки и воздушно-масляной среды в подшипнике и в некоторых случаях потерь в уплотнениях.

Полный момент трения в подшипнике качения удобно представить в виде суммы

$$T = T_0 + T_F,$$

где T_0 – момент трения, не зависящий от нагрузки; T_F – момент трения, зависящий от нагрузки на подшипник.

Момент трения, не зависящий от нагрузки T_0 , определяется преимущественно сопротивлениями на перемешивание смазки и воздушно-масляной среды. В связи с этим он зависит от количества и свойств смазки, способа ее подвода конструкции и габаритов подшипника, скорости его вращения. Теоретический учет влияния указанных факторов в настоящее время не представляется возможным, поэтому момент трения определяется опытным путем.

Момент сил трения T_F , зависящий от нагрузки, определяется преимущественно сопротивлениями перекатыванию и проскальзыванию тел качения в контактах с кольцами. При радиальной нагрузке на подшипник усилия между телами качения распределяются, как показано на [рис. 4](#). По условию равновесия ([рис. 4](#)).

$$F_r = F_0 + 2 F_1 \cos \gamma + 2 F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2 F_n \cos n\gamma, \quad (1)$$

где $\gamma = 360^\circ/z$; z – число шариков.

В уравнении (1) входят только те члены, для которых угол $n\gamma < 90^\circ$, так как верхняя половина подшипника не нагружена.

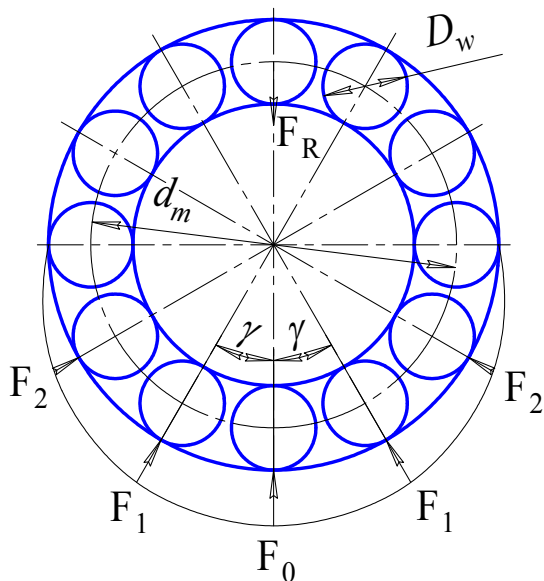


Рис. 4. Распределение нагрузки по телам качения

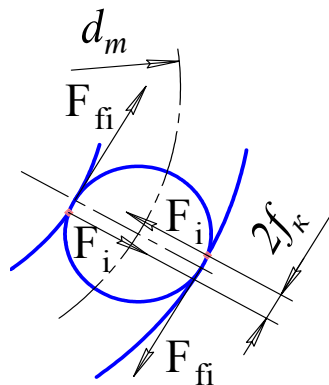


Рис. 5. Схема сил, действующих на шарик

Исследование зависимости между силами $F_0, F_1, F_2, \dots, F_n$ с учетом контактных деформаций при условии абсолютной точности размеров шариков и колец и отсутствии радиального зазора позволило установить

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma, \dots, F_n = F_0 \cos^{3/2} n\gamma.$$

Подставляя эти значения в формулу (1) и решая относительно F_0 , получаем

$$F_0 = \frac{F_R}{1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma}.$$

Подсчитано, что отношение

$$\frac{z}{1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma} \approx 4,37$$

для любого числа шариков, встречающегося в подшипнике. При этом

$$F_0 = \frac{4,37 F_R}{z}.$$

Вводя поправку на влияние радиального зазора и неточности размеров деталей, практически принимают

$$F_0 = \frac{5 F_R}{z}, \quad F_n = \frac{5 F_R \cos^{3/2} n\gamma}{z}.$$

Распределение нагрузки в значительной степени зависит от размера зазора в подшипнике и точности геометрической формы его деталей. Поэтому к точности изготовления подшипников качения предъявляют высокие требования. Зазоры увеличиваются от износа подшипников в эксплу-

атации. При этом прогрессивно ухудшаются условия работы вплоть до разрушения подшипника.

За счет упругих деформаций наружного и внутреннего колец точка начала контакта шарика с кольцами не совпадает с осью шарика (рис. 5). Плечо реакции F_i исторически названо коэффициентом трения качения f_k и, в отличие от коэффициента трения скольжения, имеет размерность [м].

При вращении внутреннего кольца к каждому шарикю должна быть приложена сила F_{f_i} , момент которой, как показано на рис. 5, равен моменту реакции при качении шарика $F_{f_i} D_w = 2F_i f_k$. Откуда

$$F_{f_i} = F_i \frac{2f_k}{D_w}.$$

Для преодоления момента силы F_{f_i} и момента реакции F_i к внутреннему кольцу должен быть приложен момент

$$T_i = F_{f_i} \frac{d_m - D_w}{2} + F_i f_k = f_k F_i \frac{d_m}{D_w},$$

где d_m – диаметр окружности, проходящий по центрам тел качения; D_w – диаметр тела качения; f_k – коэффициент трения качения.

Суммируя все моменты T_i , получим полный момент T_F сил трения, зависящий от нагрузки

$$T_F = \sum_{i=0}^{z-1} T_i.$$

После подстановки значений T_i и F_i и преобразований получаем

$$T_F = f_k F_0 \frac{d_m}{D_w} \sum_{n=0}^{z-1} \cos n\gamma.$$

При $z \geq 10$ имеем $\sum_{n=0}^{z-1} \cos n\gamma = \frac{z}{\pi}$.

Учитывая наличие зазоров в реальных подшипниках, момент T_F для радиальных шариковых, роликовых и двухрядных шариковых сферических подшипников при радиальной нагрузке определяется зависимостью

$$T_F = 1,25 f_k F_R \frac{d_m}{D_w}.$$

В подшипниках, работающих при невысоких частотах вращения, коэффициент трения качения $f_k = 0,0003 \div 0,0010$ см. Большие значения принимают при густой смазке и малых нагрузках.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Экспериментальное определение полного момента трения в подшипниках качения производится на установке ДМ – 28 маятникового типа, схема которой представлена на рис. 6.

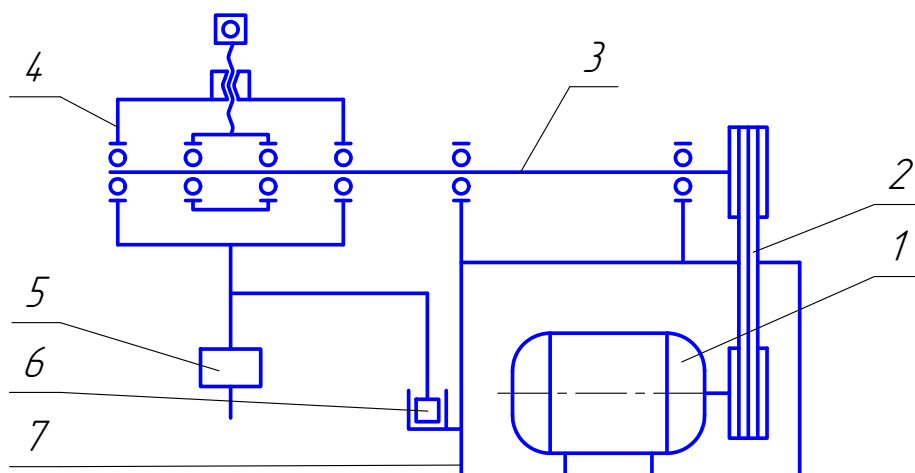


Рис. 6. Схема установки ДМ – 28

Техническая характеристика установки:

1. Максимальная величина нагрузки, создаваемой нагрузочным устройством – 12,8 кН.
2. Частота вращения внутреннего кольца: $n = 1000$ об/мин;
 $n = 2000$ об/мин; $n = 3000$ об/мин.
3. Мощность электродвигателя $P = 0,6$ кВт.

Установка состоит из асинхронного электродвигателя 1, клиноременной передачи 2, несущего вала 3, головки с четырьмя испытуемыми подшипниками 4, маятника 5, демпфирующего устройства 6 и корпуса 7.

Электродвигатель 1, смонтированный внутри корпуса 7, с помощью клиноременной передачи 2 приводит во вращение вал 3, несущий головку 4 с испытуемыми подшипниками. Шкивы клиноременной передачи ступенчатые и позволяют получать три скорости вращения.

Установка укомплектована сменными головками с испытуемыми подшипниками различных видов:

в головке № 1 – шарикоподшипники радиальные однородные № 308 ($d_m = 6,5$ см; $D_w = 1,508$ см; $z = 8$ шт);

в головке № 2 – роликоподшипники конические однородные № 7208 ($d_m = 6,0$ см; $D_w = 0,99$ см; $z = 15$ шт);

в головке № 3 – шарикоподшипники радиальные однородные № 208 ($d_m = 6,0$ см; $D_w = 1,27$ см; $z = 9$ шт);

в головке № 4 – шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные № 1208 ($d_m = 6,0$ см; $D_w = 0,873$ см; $z = 17 \times 2$).

На рис. 7 приведена схема головки с испытываемыми подшипниками. Несущий вал установки приводит во вращение вал 1 головки с четырьмя испытываемыми радиальными сферическими двухрядными шарикоподшипниками 3. Шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники предназначены воспринимать радиальные и небольшие осевые нагрузки. Для восприятия значительных осевых нагрузок они не рекомендуются, так как в этом случае нагружен только один ряд шариков и грузоподъемность подшипника понижается. При качательных движениях сферические подшипники работают лучше, чем радиальные однорядные. Подшипники этого типа фиксируют положение вала относительно корпуса в двух осевых направлениях. Благодаря способности самоустанавливаться они допускают несоосность посадочных мест (перекосы 2-3°).

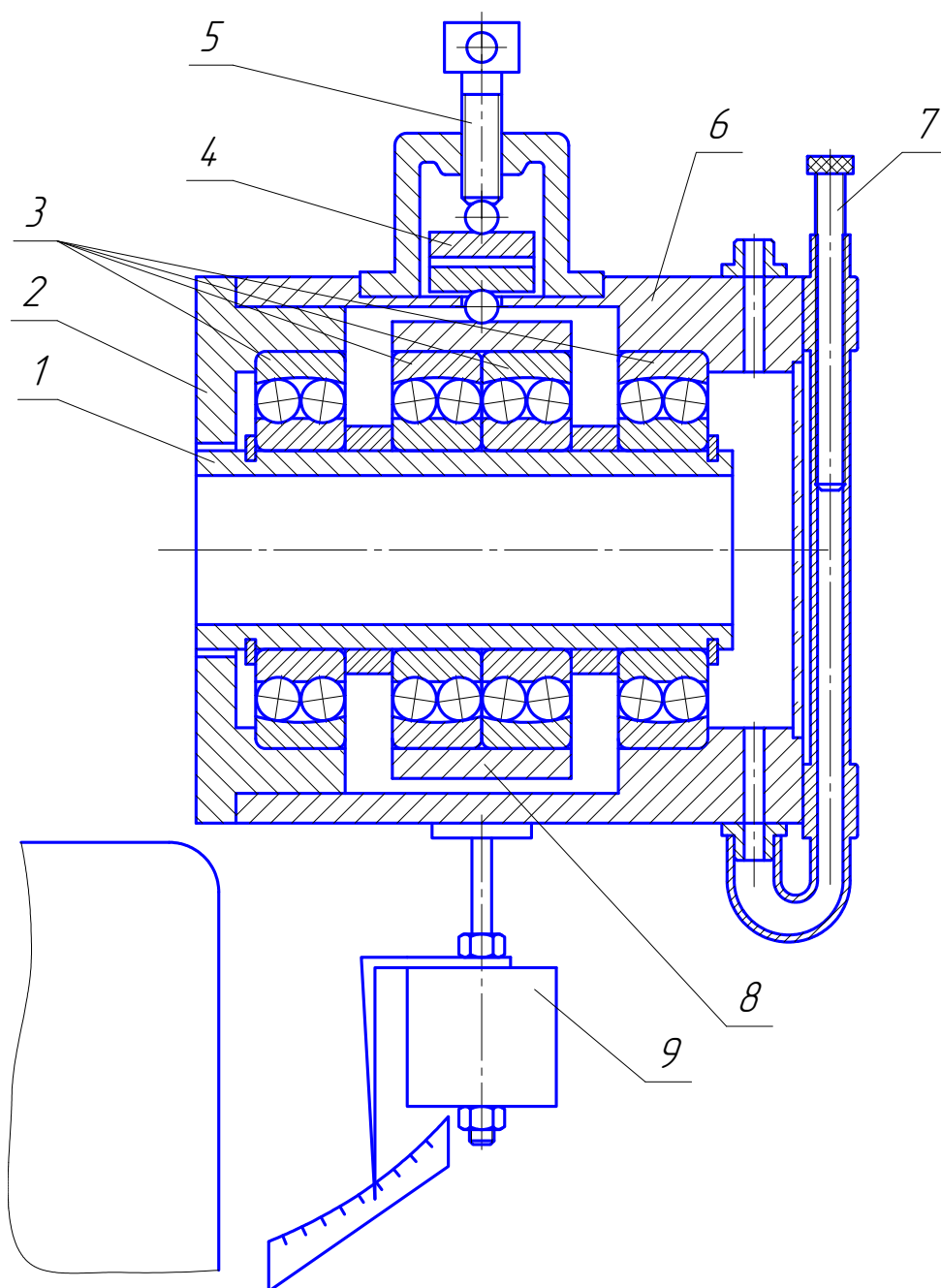


Рис. 7. Схема головки с испытываемыми подшипниками

Наружные кольца двух средних испытуемых подшипников расположены в общей обойме 8, а наружные кольца двух крайних подшипников в крышке 2 и корпусе головки 6. Средние подшипники через динамометр 4 прижимаются к валу при помощи нагружающего винта 5. При этом реактивные усилия нагружают два крайних подшипника. Возникающий при вращении подшипников момент трения уравнивается моментом от маятника 9 и поворачивает корпус головки с маятником 9 и обоймой двух средних подшипников на некоторый угол. По величине угла поворота определяется момент трения в подшипниках. Уровень смазки в корпусе головки регулируется масломерным устройством 7.

Общий вид установки приведен на [рис. 8](#).

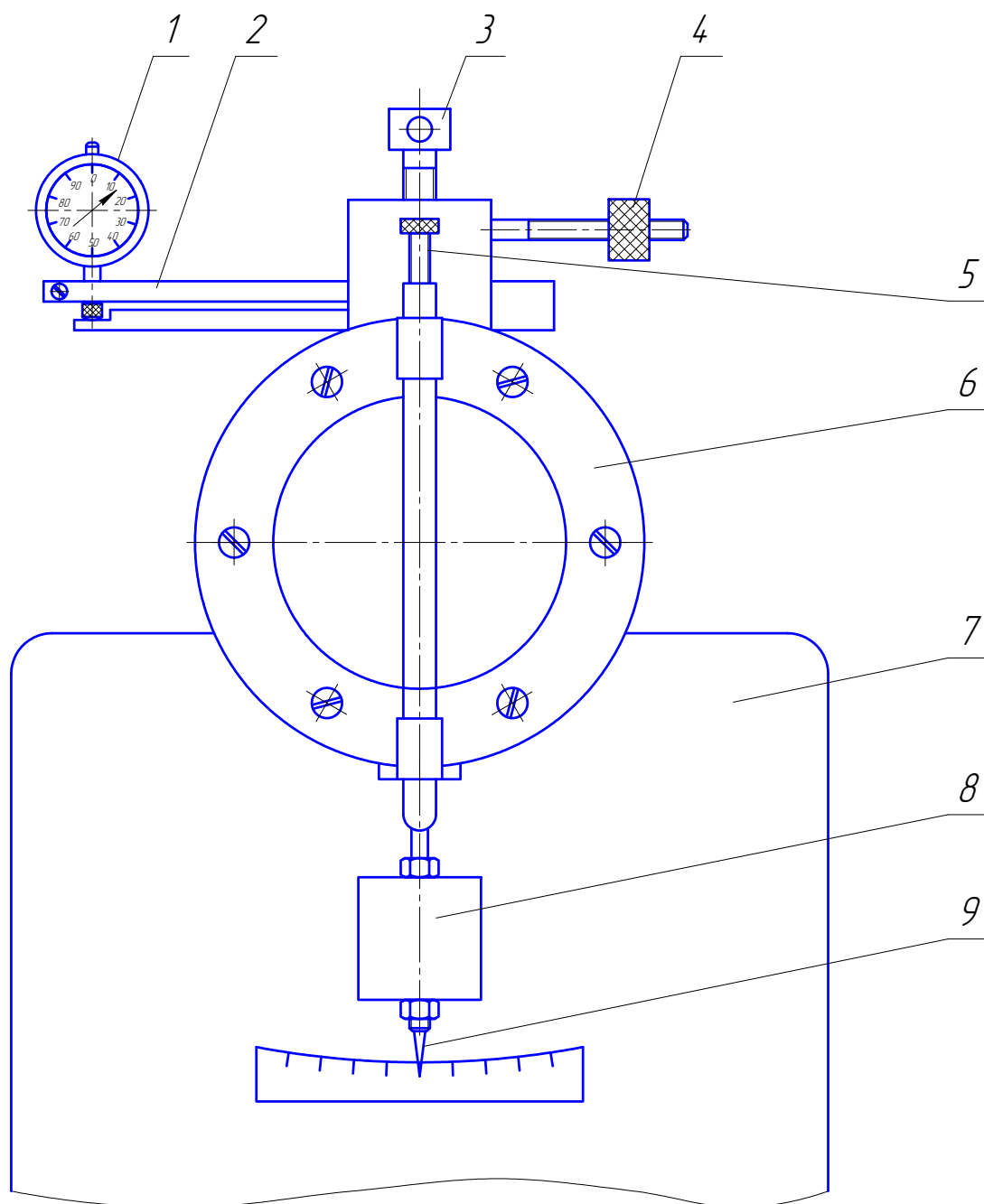


Рис. 8. Общий вид установки

Указания по технике безопасности

При выполнении работы на установке ДМ-28 необходимо соблюдать простые правила:

1. Создавать нагрузку, превышающую 12,8 кН, т.е. 1,84 мм по показаниям индикатора 1 (см. рис. 8).
2. При перестановке ремня клиноременной передачи вначале снять ремень с меньшего шкива, затем с большего. Одевать на следующую пару шкивов в обратном порядке.
3. Не проводить работы при открытой задней крышке корпуса или снятом кожухе, закрывающем шкивы клиноременной передачи.
4. Не включать установку и не проводить работы при нарушенной изоляции провода или трехштекерной вилки включения установки в сеть.
5. При появлении запаха горячей или плавящейся изоляции прекратить работы и выключить установку из сети.
6. При завершении работы выключить установку пакетным выключателем и разгрузить ее, вывернув винт 3 до свободного поворота динамометра 2 (см. рис. 8).

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Открыв заднюю крышку корпуса 7 (см. рис. 8), установить частоту вращения вала $n = 3000$ об/мин перестановкой ремня клиноременной передачи.
2. Отрегулировать натяжение ремня.
3. Легким поворотом винта 3 установить небольшую нагрузку. Поставить шкалу индикатора в нулевое положение.
4. Перемещением грузика 4 установить стрелку 9 маятника 8 в нулевое положение.
5. Вращением винта 5 установить уровень смазки до середины тела качения.
6. Установить нагрузку $F_r = 10,00$ кН, при этом показания индикатора 1 должны соответствовать следующим данным:

Нагрузка F_r , кН	2,50	5,00	7,50	10,00	12,50
Показания индикатора, мм	0,36	0,72	1,08	1,44	1,80

7. Включить двигатель пакетным выключателем и дать поработать установке 5-10 мин до получения установившейся температуры масла в установке. Температуру определить по термометру.

8. Измеренное значение момента T_{Σ} , равное сумме моментов трения в четырех испытуемых подшипниках, занести в **таблицу**. Включить двигатель.

Таблица. Результаты испытаний и вычислений

Частота вращения, об/мин	Показания индикатора, Δ , мм	Нагрузка		Момент трения	
		общая F_R , кН	на один подшипник F_r , кН	общий T_{Σ} , кНсм	одного подшипника, T , кНсм

9. Установить нагрузку $F_r = 7,50$ кН, включить двигатель, значение T_{Σ} занести в **таблицу**, выключить двигатель. Измерения повторить при нагрузках $F_r = 5,0$ и $2,50$ кН.
10. Все измерения повторить при частоте вращения $n = 2000$ об/мин или 1000 об/мин.
11. По результатам измерений вычислить значения f_k и T_0 .

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

1. Нагрузка на один подшипник $F_{rj} = 0,5F_{Rj}$. Здесь F_{Rj} – усилие, создаваемое нагружающим винтом.
2. Диаметр окружности, проходящий по центрам тел качения $d_m = 0,5(D + d)$. Здесь D и d наружный и внутренний диаметры подшипников.
3. Измеренное значение полного момента трения в одном подшипнике $T_j = 0,25T_{\Sigma j}$.

4. Определение значений T_0 и f_k из выражения для полного момента трения $T = T_0 + 1,25 f_k F_r \frac{d_m}{D_w}$ производится методом наименьших квадратов.

Если через T обозначить точное, а через T_j измеренное значение момента трения при нагрузке F_{rj} , то погрешность измерения будет равна

$$\varepsilon_j = T_j - \left(T_0 + 1,25 f_k F_{rj} \frac{d_m}{D_w} \right).$$

Согласно методу наименьших квадратов, наиболее вероятными значениями параметров T_0 и f_k будут такие, при которых сумма квадратов отклонения ε_j будет наименьшей. Из этого условия, дифференцируя сумму квадратов отклонений T_0 и f_k , и приравнявая к нулю производные, после сокращений получаем систему уравнений:

$$\sum_{j=1}^m \left[T_j - \left(T_0 + 1,25 f_k F_{rj} \frac{d_m}{D_w} \right) \right] = 0;$$

$$\sum_{j=1}^m \left[T_j - \left(T_0 + 1,25 f_k F_{rj} \frac{d_m}{D_w} \right) \right] F_{rj} = 0.$$

Решая полученную систему уравнений относительно T_0 и f_k , находим:

$$f_k = \frac{D_w}{1,25 d_m} \frac{m \sum_{j=1}^m T_j F_{rj} - \sum_{j=1}^m T_j \sum_{j=1}^m F_{rj}}{m \sum_{j=1}^m F_{rj}^2 - \left(\sum_{j=1}^m F_{rj} \right)^2};$$

$$T_0 = \frac{\sum_{j=1}^m T_j \sum_{j=1}^m F_{rj}^2 - \sum_{j=1}^m T_j F_{rj} \sum_{j=1}^m F_{rj}}{m \sum_{j=1}^m F_{rj}^2 - \left(\sum_{j=1}^m F_{rj} \right)^2},$$

где m – число измерений при одном значении скорости вращения; F_{rj} и T_j – значения нагрузок и соответствующих им измеренных моментов трения, приходящихся на один подшипник.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Схема установки.
2. Краткое описание установки.
3. Данные испытуемых подшипников.
4. Таблица результатов измерений и вычислений.
5. Графики зависимостей момента сил трения T от нагрузки F_r при различных частотах вращения, построенные по зависимости $T = T_0 + 1,25 f_k F_r \frac{d_m}{D_w}$ при найденных по результатам опытов значениям T_0 и f_k . На графике должны быть приведены экспериментальные точки.
6. Выводы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как изменяются полный момент трения T , момент T_0 и коэффициент трения качения f_k от скорости вращения?
2. Насколько соответствует полученное по испытаниям значение коэффициента трения качения f_k указанным выше общепринятым значениям?
3. Какие факторы могут быть использованы для снижения потерь на трение в подшипнике?
4. На чем основано измерение моментов сил трения на установке маятникового типа?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учеб. для машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 2006. 408 с.
2. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». М.: Машиностроение, 2004. 440 с.
3. Степнов М.Н., Шаврин А.В. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. М.: Машиностроение, 2005. 400 с.

