

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ В ОПОРАХ ВРАЩАЮЩИХСЯ ДЕТАЛЕЙ

Учебно-методическое пособие
для выполнения лабораторных работ по дисциплинам
«Теория механизмов и машин»,
«Детали машин и основы конструирования»,
«Детали машин», «Прикладная механика», «Механика»
для студентов технических специальностей всех форм обучения

Севастополь
СевГУ
2022

УДК 621.8.031.6(076.5)

ББК 34.41я73

О-62

Р е ц е н з е н т :

Д.В. Бурков – канд. техн. наук,

доцент кафедры «Энергоустановки морских судов и сооружений»

Составитель: А.В. Неменко

О-62 Определение потерь в опорах вращающихся деталей : учебно-методическое пособие для выполнения лабораторных работ по дисциплинам «Теория механизмов и машин», «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин», «Прикладная механика, «Механика» для студентов технических специальностей всех форм обучения / Севастопольский государственный университет, Политехнический институт ; сост. А. В. Неменко. – Севастополь: СевГУ, 2022. – 36 с. – Текст : электронный.

Целью учебно-методического пособия является оказание помощи студентам при изучении дисциплин «Теория механизмов и машин», «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин», «Прикладная механика, «Механика».

УДК 621.8.031.6(076.5)

ББК 34.41я73

Учебно-методическое пособие рассмотрено и утверждено на заседании кафедры «Техническая механика и машиноведение», протокол № 6 от 25 марта 2021 г.

© Неменко А. В., 2022
© ФГАОУВО «Севастопольский
государственный университет», 2022

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Лабораторная работа № 1.	
Определение коэффициента трения скольжения на машине системы А.К. Зайцева.....	10
1.1 Цель работы.....	10
1.2 Оборудование и инструменты.....	10
1.3 Описание эксперимента.....	10
1.3.1 Теоретические предпосылки.....	10
1.3.2 Экспериментальная установка.....	11
1.4. Порядок выполнения работы.....	13
1.5 Состав отчета.....	14
1.6 Контрольные вопросы.....	14
Приложение 1А (обязательное). Протокол испытаний.....	15
2 Лабораторная работа № 2.	
Определение момента трения в подшипниках скольжения.....	17
2.1 Цель работы.....	17
2.2 Оборудование и инструменты.....	17
2.3 Описание экспериментальной установки.....	17
2.3 Подготовка установки к работе.....	18
2.4 Порядок выполнения работы.....	19
2.6 Состав отчета.....	20
2.7 Контрольные вопросы.....	20
Приложение 2А (справочное) Тарировка установки.....	21
Приложение 2Б (обязательное) Протокол испытаний.....	22
3 Лабораторная работа № 3.	
Определение момента трения и коэффициента трения в подшипниках качения.....	25
3.1 Цель работы.....	25
3.2 Оборудование и инструменты.....	25
3.2 Описание экспериментальной установки.....	25
3.3 Порядок выполнения работы	26
3.4 Состав отчета.....	27
3.5 Контрольные вопросы.....	27
Приложение 3А (обязательное) Протокол испытаний.....	28
Приложение 3Б (справочное) Справочные данные.....	31
Библиография.....	35

ВВЕДЕНИЕ

Производственные системы должны удовлетворять условиям надежности, работоспособности, долговечности и другим производственным регламентам. Одним из важных критериев по обеспечению вышеуказанных показателей является критерий износостойкости.

Износостойкость материала конструкции – это свойство оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения.

Трение – явление сопротивления относительно перемещению, возникающее между двумя телами в зонах соприкосновения поверхностей по касательным к ним, что вызывает *изнашивание*, т.е. процесс отделения материала с поверхности твердого тела и (или) увеличения его остаточной деформации при трении, проявляющийся в постепенном изменении размеров и (или) формы тела.

Трение двух тел при микросмещениях без макросмещения принято называть *трением покоя*.

Трение двух тел, находящихся в движении относительно друга принято называть *трением движения*.

Трение движения, при котором скорости тел в точке касания различны по значению и (или) направлению называют *трением скольжения*.

Разность скоростей тел в точках касания при скольжении называют *скоростью скольжения*.

Трение движения, при котором скорости сопротивляющихся тел одинаковы по значению и направлению, по крайней мере, в одной точке зоны контакта называют *трением качения*.

Сила сопротивления при относительном перемещении одного тела по поверхности другого под действием внешней силы, тангенциально направленной к общей границе между этими телами называют *силой трения*.

Отношение силы трения двух тел к нормальной силе, прижимающей эти тела друг к другу, называют *коэффициентом трения*.

На рисунке 1 представлена схема сил в *поступательной паре*.

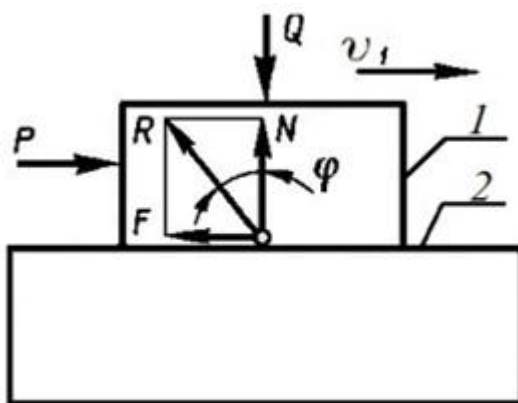


Рисунок 1 – Схема сил в поступательной паре

Сила трения F и нормальная составляющая внешних сил N взаимосвязаны зависимостью (формула Кулона)

$$F \leq f \cdot N, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения.

Коэффициент трения для материалов пары звеньев, как правило, величина постоянная, определяемая опытным путем в зависимости от различных условий контакта звеньев.

Сила трения – прямо пропорциональна нормальному давлению в установленном диапазоне скоростей и нагрузок.

Для приведения в движение одного звена по другому требуется сила большей силы, обеспечивающей совместное равномерное движение звеньев.

Предельная сила, соответствующая началу относительного движения, называется силой трения покоя $F_{\text{п}}$, а сила сопротивления, возникающая во время движения называют силой трения движения F .

Различают коэффициенты трения покоя $f_{\text{п}}$ и движения f

$$f_{\text{п}} = F_{\text{п}}/N; \quad (2)$$

$$f = F/N. \quad (3)$$

Как правило, $f_{\text{п}} > f$.

Коэффициент трения f равен

$$f = \operatorname{tg} \varphi, \quad (4)$$

где φ - угол трения.

Угол трения φ - это угол, образующийся при отклонении сил реакции R двух тел от общей нормали их поверхности контакта из-за наличия сил трения.

Влияние на величину коэффициента трения оказывает: материалы трущихся тел, характер смазки, конструкция кинематической пары и режим работы (температура, скорость нагрузки и т.п.). Ориентировочные значения коэффициентов трения скольжения представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Ориентировочные значения коэффициентов трения скольжения

Материалы трущихся тел	$f_{\text{п}}$		f движения	
	Насухо	Со смазкой	Насухо	Со смазкой
Сталь—сталь	0,15	0,1—0,12	0,15	0,05—0,1
Сталь—чугун	0,2—0,3	—	0,18	0,05—0,15
Сталь—бронза	0,15—0,2	0,1—0,15	0,15—0,18	0,07—0,15
Чугун—бронза	—	—	0,15—0,2	0,07—0,15
Кожа—чугун	0,3—0,5	0,15	0,5	0,15
Сталь—пластмасса	0,25	0,1—0,15	—	—

Уменьшение износа и повреждения поверхности трения происходит при введении ингредиента, который является смазочным материалом, и рассматривают далее процесс трения с учетом его технических характеристик.

Для кинематических пар, у которых элементами являются поверхности со сложным очертанием, вместо коэффициента f применяют приведенный коэффициент f' , учитывающий конструктивные особенности кинематической пары:

$$f' = \operatorname{tg} \varphi' \text{ и } F = f' \cdot N \quad (5)$$

Во *вращательной паре* в зависимости от опорной реакции относительно оси вращения различают пары с радиальной нагрузкой и осевой нагрузкой. Для обеспечения равномерного движения звена, которое находится под действием силы Q кроме соблюдения силового равновесия необходимо соблюдать условие равновесия вращающего момента T_d .

Опорные устройства для вращающихся деталей, конструкция которых определяет наличие трения скольжения в контактирующей паре называют подшипниками скольжения. Материалы подшипника и вращающейся детали составляют антифрикционную пару.

Уменьшение трения в подшипниках, повышения коэффициента полезного действия и снижения износа в опорах скольжения обеспечивается применением смазочных материалов. Рабочие режимы смазки устанавливаются на основе конструктивных и эксплуатационных параметров.

При этом могут создаваться условия для различных характеристик смазочного слоя и обеспечивается работа либо в режиме жидкостного, либо смешанного, или сухого трения.

Воздействие внешних сил на вал определяет его эксцентричное положение в подшипнике. Вал при вращении увлекает масло в зазор между ним и подшипником. В образовавшемся масляном клине создается гидродинамическое давление, обеспечивающее жидкостное трение.

Наиболее благоприятный режим для подшипников скольжения существует при жидкостном трении, который обеспечивается гидродинамическим или гидростатическим избыточным давлением.

Гидродинамическое давление создается вращением вала, гидростатическое – специальными насосами.

Смазочный материал, который находится в зазоре подшипника, оказывает сопротивление вращению. Момент трения $T_{тр}$, возникающий в подшипнике приводит к потере мощности P

$$P_{TP} = T_{TP} \cdot \omega \cdot 10^{-3} \text{ кВт}, \quad (5)$$

где ω – угловая скорость вращающегося вала, рад/с.

Момент трения при этом равен

$$T_{тр} = 0,5 \cdot F \cdot f \cdot d \text{ Н·м}, \quad (6)$$

где F – нагрузка на подшипник, Н; f – коэффициент трения; d – диаметр цапфы, м.

Трение движения, при котором скорости соприкасающихся тел одинаковы по значению и направлению, по крайней мере, в одной точке зоны контакта называют *трением качения*.

Перекачивание одного звена по другому встречает сопротивление движению вследствие молекулярного сцепления на площадке катящегося контакта, недостатками упругости реальных материалов элементов качения и трением при относительном проскальзывании поверхностей из-за разницы в кривизне обкатываемых тел.

В высшей кинематической паре со звеньями 1 и 2 (рис. 2, а) в статическом состоянии под нагрузкой Q возникает деформационная площадка CD, на которой действует давление, распределенное по определенному закону (рис. 2, б).

При этом их равнодействующая $N = Q$ и проходит через точку A.

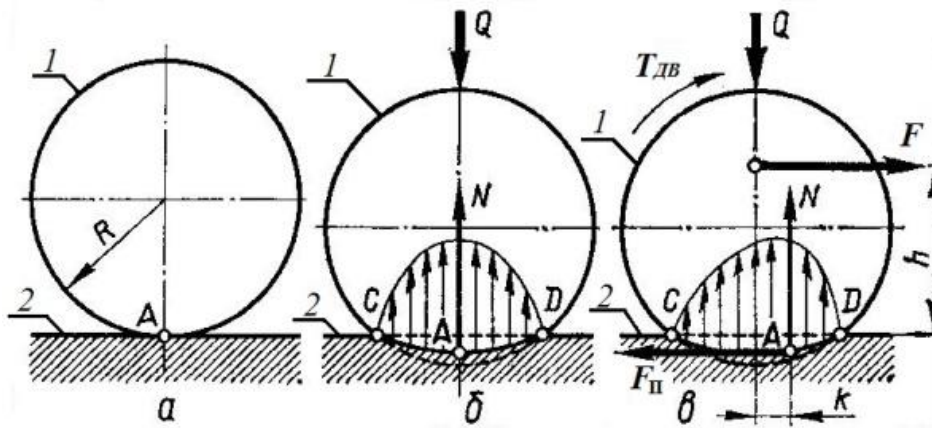


Рисунок 2 – Схема распределения сил, действующих на цилиндр:

а – без нагрузки; б – под нагрузкой в покое; в – под нагрузкой в движении

Для процесса качения звена 1 необходимо приложить момент $T_{дв}$ (рис. 2, в). При перекачивании звена 1 давление перераспределяется так, что общая реакция N смещается в направлении перекачивания на некоторое расстояние k . Вследствие этого возникает момент сопротивления перекачиванию $T_{тр} = kN$.

При равномерном качении сумма моментов всех сил, действующих на звено 1, будет равно нулю.

$$T_{дв} - T_{тр} = T_{дв} - k \cdot N = T_{дв} - k \cdot Q = 0 \quad (7)$$

В случае, когда звено 1 перекачивается под действием силы F , то в зоне его контакта с опорной плоскостью возникает сила трения скольжения $F_{т}$, направленная противоположно силе F , предельное значение которой (сила трения покоя) устанавливает формула

$$F_{т} = f_{т} \cdot N = f_{т} \cdot Q \quad (8)$$

Равномерное качение происходит при соблюдении условий:

$$T_{\text{дв}} = F \cdot h = Q \cdot k \quad (9)$$

и

$$F < F_{\text{п}} = f_{\text{п}} \cdot Q. \quad (10)$$

Из вышеприведенного следует

$$Q \frac{k}{h} < f_{\text{п}} \cdot Q. \quad (11)$$

Откуда

$$f_{\text{п}} > \frac{k}{h}. \quad (12)$$

Чистое скольжение имеют место при следующих условиях

$$F = F_{\text{п}} = f_{\text{п}} \cdot Q; \quad (13)$$

и

$$T_{\text{дв}} = F \cdot h < Q \cdot k. \quad (14)$$

Тогда

$$f_{\text{п}} \cdot Q \cdot h < Q \cdot k \quad (15)$$

Откуда

$$f_{\text{п}} < \frac{k}{h}. \quad (16)$$

Одновременное качение и скольжение имеет место в случае, когда $f_{\text{п}} = \frac{k}{h}$.

Коэффициент трения качения $f_k = k$ характеризует собой величину сопротивления качению и имеет размерность длины. Значения f_k определяют опытным путем.

Потери на трение качения значительно меньше, чем на трение скольжения, поэтому при введении между контактирующими звеньями шариков или роликов, обеспечивающих замену трения скольжения трением качения, повышает эксплуатационную эффективность механической системы.

Опорные устройства для вращающихся деталей, конструкция которых определяет наличие трения качения в контактирующей паре называют подшипниками качения.

Суммарное трение в подшипниках зависит от следующих факторов: нагрузки, скорости вращения, уровня смазки, её вязкости и температуры.

С ростом нагрузки и мощности, расходуемой на трение, а также температуры подшипникового узла уменьшается толщина слоя смазки в зоне контакта и вязкость смазки, что, в свою очередь, приводит к снижению величины коэффициента трения и, соответственно, к некоторому снижению потерь на трение.

Рассматривая потери на трение в подшипниках как сумму потерь на трение качения тел качения по желобам, потерь на трение тел качения о сепаратор и потерь, связанных с наличием смазки определенной вязкости, видно, что с увеличением нагрузки первые потери заметно растут, вторые же изменяются

мало и третьи снижаются. При высоких нагрузках возможен разрыв масляной пленки в месте контакта тела качения с желобом кольца, что ведет к повышению потерь на трение.

Теоретически учесть влияние этих факторов очень трудно. Поэтому потери на трение в подшипниках качения и при конкретных режимах работы определяют экспериментально.

Основная составляющая потерь в подшипнике от чистого качения, устанавливаемая по моменту трения T_{Tk} может быть ориентировочно установлена по уравнению

$$T_{Tk} = f_k \cdot F_r \cdot D_0 / d_{ш}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (17)$$

где f_k – коэффициент трения качения, м; F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н; D_0 – диаметр расположения центров тел качения, м; $d_{ш}$ – диаметр тел качения, м.

Суммарный момент сил трения T_T в подшипнике, учитывающий совокупность всех потерь определяют по формуле

$$T_T = 0,5 \cdot f_{пр} \cdot d \cdot F_r, \quad (18)$$

где d – посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника, м; $f_{пр}$ – условный приведенный коэффициент трения, м.

$$f_{пр} = 2,4 \cdot F_r \cdot f_k \cdot D_0 / d \cdot d_{ш}. \quad (19)$$

Ориентировочные значения приведенных коэффициентов трения подшипников качения приведены в таблице 2.

Таблица 2. – Средние значения приведенных коэффициентов трения подшипников качения

Тип подшипника	Коэффициент трения f_k	
	Радиальная нагрузка	Осевая нагрузка
Шариковые радиальные однорядные	0,001...0,002	0,002...0,003
Шариковые радиальные сферические двухрядные	0,002...0,004	-
Шариковые радиально – упорные	0,002...0,003	0,0025...0,004
Конические роликовые радиально – упорные	0,004...0,008	0,001...0,002
Упорные шариковые	-	0,004...0,006

Значение коэффициента трения f_k , указанные в таблице 2 соответствуют рабочей температуре подшипника 50...80 °С и смазки промышленными маслами при умеренных нагрузках и частотах вращения $n \leq 4000...5000$ об/мин.

Избыточное количество смазки, её высокая вязкость, износ поверхностей качения и перекос колец подшипников вызывает увеличение коэффициента трения и могут привести к превышению значений приведенных в таблице.

Лабораторная работа № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ НА МАШИНЕ СИСТЕМЫ А.К. ЗАЙЦЕВА

1.1 Цель работы

Целью лабораторной работы является определение коэффициентов трения скольжения для пар заданных материалов, работающих при различной нагрузке и скоростях скольжения.

1.2 Оборудование и инструменты

1.2.1 Установка ТММ – 34;

1.2.2. Образцы материалов;

1.2.3. Измерительные инструменты.

1.3 Описание эксперимента

1.3.1 Теоретические предпосылки

Рассмотрим исследование коэффициентов трения скольжения для различных пар контактирующих материалов реализованное методом гармонических колебаний на установке А.К. Зайцева.

Прямоугольный брус весом G установлен горизонтально на двухцилиндрических опорах А и В, которые вращаются с угловой скоростью ω в противоположных направлениях (рис. 1.1).

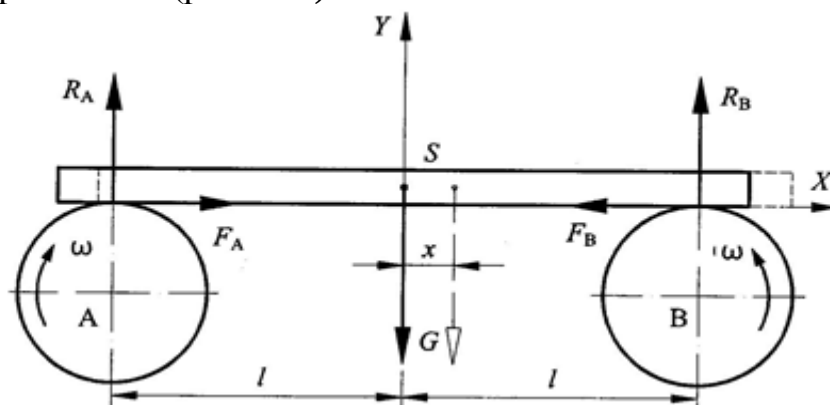


Рисунок 1.1 – Схема расположения сил при установлении коэффициента трения на машине А.К. Зайцева

В случае, когда брус расположен так, что центр его масс S находится на оси симметрии Y , то реакции R_A и R_B на брус со стороны опор равны между собой $R_A = R_B = G/2$, а силы трения, прикладываемые в точках касания бруса с опорами направлены навстречу друг другу по оси X и равны:

$$F_A = f_A R_A; \quad (1.1)$$

$$F_B = f_B R_B. \quad (1.2)$$

При таком раскладе сил коэффициенты трения и силы трения равны между собой, что обеспечивает брусу состояние покоя.

В случае, когда центр масс бруса S смещен относительно оси Y на величину x , то реакция со стороны опор на брус имеет вид

$$R_A = G \frac{l+x}{2l}; \quad (1.3)$$

$$R_B = G \frac{l-x}{2l}. \quad (1.4)$$

Равнодействующая сила трения F приводит брус в движение

$$F = F_B - F_A = fG \frac{x}{l}. \quad (1.5)$$

Динамическое уравнение, определяющее движение бруса, равно

$$F + \frac{G}{g} \frac{d^2x}{dt^2} = 0, \quad (1.6)$$

где g – ускорение свободного падения.

Заменим F его значением (1.5), получим

$$\frac{G}{g} \frac{d^2x}{dt^2} + fG \frac{x}{l} = 0, \quad (1.7)$$

откуда

$$\frac{d^2x}{dt^2} + fG \frac{x}{l} = 0. \quad (1.8)$$

Запишем выражение (1.8) в виде

$$\frac{d^2x}{dt^2} = - \frac{fg}{l} x = -k^2 x, \quad (1.9)$$

где k – круговая частота колебаний бруса; $k = \sqrt{f \frac{g}{l}}$.

Тогда период колебаний бруса равен

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{l}{fg}}. \quad (1.10)$$

Получив из наблюдений время одного периода колебаний T , зная расстояние между осями опор ($2l$) можно определить коэффициент трения

$$f = \frac{4\pi^2 l}{gT^2}. \quad (1.11)$$

1.3.2 Экспериментальная установка

Исследования проводятся на установке ТММ – 34, представленной на рис. 1.2.

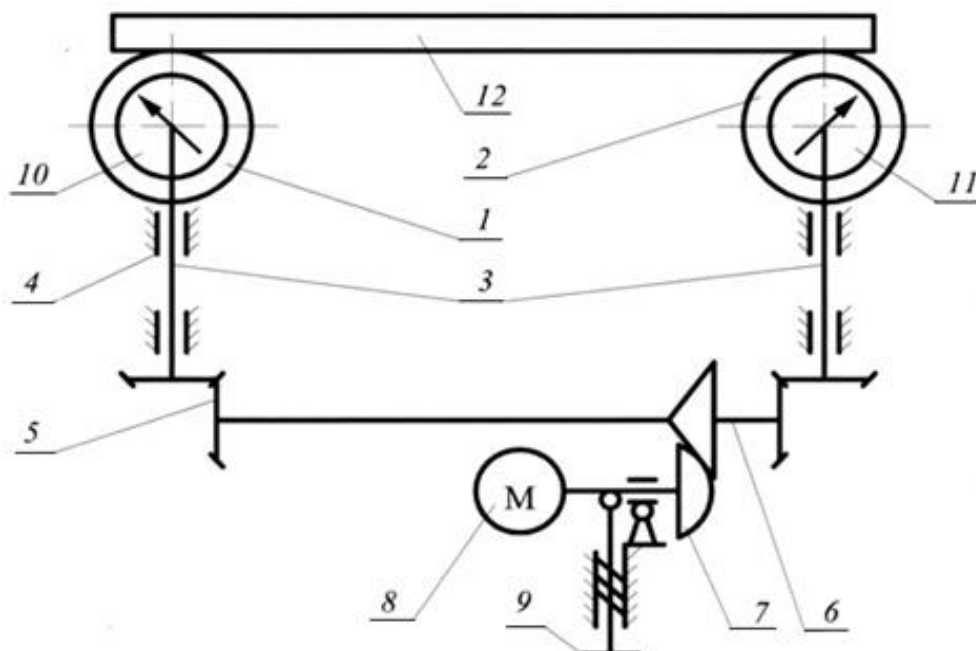


Рисунок 1.2 – Схема экспериментальной установки

Диски 1 и 2, установленные на валах 3, опорами, которых являются шарикоподшипники 4, приводятся в движение электродвигателем 8 через вариатор 7, распределительный вал 6 и коническую передачу 5. Диски вращаются в разных направлениях. Диски имеют по три дорожки из различных материалов (сталь, чугун, бронза).

На диски устанавливают четырехгранный брус 12, грани которого выполнены из стали, чугуна, бронзы и текстолита. Таким образом, испытательная установка дает возможность исследовать 12 комбинаций пар материалов.

Грибковый вариатор 9 позволяет изменять бесступенчатое передаточное отношение от электродвигателя к дискам, что дает возможность определять коэффициент трения при различных окружных скоростях дисков.

Скорость вращения дисков устанавливается с помощью тахометров 10 типа ТМ-2 и стробоскопического тахометра 11.

Стробоскопический тахометр состоит из стробоскопического диска, укрепленного на торцевой части, миниатюрных лампочек, расположенных по окружности диска и цилиндрического кожуха, закрывающего лампочки и диск от дневного освещения.

Стробоскопический диск с помощью концентрических окружностей разделен на 8 кольцевых полос, которые в свою очередь разделены черными клетками на разное число частей. Внешняя кольцевая полоса разделена на 40 частей, внутренняя – на 8. Промежуточные кольца разделены, соответственно на 30, 24, 20, 15, 10 частей. Питание лампочек производится от сети переменного тока с частотой 50 Гц, вследствие чего они дают 100 вспышек в секунду (через каждую 0,01 секунду вспышка).

Если останавливается самое большое кольцо, разделенное на 40 частей, то диски делают 2,5 оборота (150 об/мин).

При 200 об/мин будет казаться, что остановилась кольцевая полоса с 30 делениями и т.д. В корпус прибора вмонтирован секундомер, с помощью которого определяется период колебаний бруса.

Приведение установки в горизонтальное положение производится винтами, пуск двигателя осуществляется тумблером с последующим нажатием пусковой кнопки.

Основные параметры установки:

- 1 Диаметр шкивов 190 мм
- 2 Расстояние между центрами дисков 550 мм
- 3 Приводной электродвигатель мощностью 0,180 кВт;
- 4 Передаточное отношение от двигателя к диску бесступенчатое от 9,5 до 1,9.
- 5 Окружная скорость дисков от 1,5 до 12,5 м/с.

1.4 Порядок выполнения работы

1.4.1 Ознакомиться с устройством и принципом работы установки.

1.4.2 Получить задание у преподавателя для выполнения работы: испытываемую пару материалов и число оборотов цилиндров.

1.4.3 Установить брус симметрично на заданные дорожки цилиндров. Для этого необходимо совместить риску на брус с указателем на корпусе установки.

1.4.4 Включить электродвигатель.

1.4.5 Маховиком вариатора установить целое число оборотов цилиндров по тахометру 10.

1.4.6 Скорректировать частоту вращения цилиндров, добиваясь неподвижного положения меток на диске стробоскопического тахометра 11.

1.4.7 Сместить брус из положения равновесия в любую сторону вдоль дорожек цилиндров. Величина смещения не должна превышать 100 мм и измеряется от риски на брус до указателя на корпусе установки. Брус начинает совершать гармонические колебания.

1.4.8 Определить фактическое число оборотов n_2 дисков 1 и 2 с помощью тахометра

1.4.9 Найти окружную скорость по формуле

$$v = \frac{\pi n_2}{30} r_1, \quad (1.12)$$

где r_1 – радиус первого диска (м); n_2 – частота вращения первого диска (об/мин); n_1 – частота вращения выходного вала электродвигателя (об/мин).

1.4.10 В момент, когда штрих, нанесенный на брус, будет переходить середину прибора (над стрелкой) запустить секундомер.

1.4.11 Замерить по секундомеру время десяти полных колебаний бруса. Выключить электродвигатель. Определить время одного полного колебания

$$T_1^I = T_{10}^I / 10. \quad (1.13)$$

1.4.12 Выполнить пункты с 3 по 9 ещё два раза и получить три значения времени одного полного колебания бруса.

1.4.13 Выключить электродвигатель.

1.4.14 Определить среднее значение времени одного полного колебания бруса по формуле

$$T_1 = \frac{T_1^I + T_1^{II} + T_1^{III}}{3}. \quad (1.14)$$

1.4.15 Рассчитать коэффициент трения скольжения для заданной пары материалов

$$f = \frac{2\pi^2 l}{g T_1^2}, \quad (1.15)$$

где $l = 0,275$ м – половина межцентрового расстояния цилиндров;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

1.4.16 Изменить режим нагружения (нагрузку на брус и/или скорость шкивов) .

1.4.17 Для новых режимов повторить все необходимые измерения и вычисления.

1.4.18 Найти для каждого режима испытания значения коэффициента трения.

1.4.19 Все найденные значения коэффициентов трения при различных режимах нагружения исследуемой пары трения занести в протокол испытаний.

1.4.20 По найденным коэффициентам трения f для различных скоростей шкивов и нагрузок на них построить графики $f_v = f(v)$ и $f_G = f(G)$.

1.4.21 Исследование трения каждой другой пары контактирующей пары элементов производится индивидуально с выполнением всех вышеизложенных пунктов.

1.5 Состав отчета

1.5.1 Цель работы.

1.5.2 Исходные данные. (Приложение 1А).

1.5.3 Схема экспериментальной установки.

1.5.4 Результаты исследований. (Приложение 1А).

1.5.5 Выводы.

1.6 Контрольные вопросы

1. Какие силы действуют на тело, находящееся на шероховатой поверхности, при попытке переместить тело вдоль этой поверхности?

2. Что называется статической силой трения?

3. Чему равна наибольшая сила трения в покое?

4. Что такое статический коэффициент трения и от чего он зависит?

5. Каково соотношение между статической силой трения и наибольшей силой трения в покое?

6. Что называется углом трения? Чему равен тангенс этого угла?

7. Что называется конусом трения, и какому условию должна соответствовать сила, чтобы она могла сдвинуть тело?

8. Как определяется сила трения скольжения при движении тела по шероховатой поверхности?

Приложение 1А
(обязательное)
Протокол испытаний

1А.1 Цель работы _____

1А.2 Исходные данные

Таблица 1А.2.1 – Параметры оборудования и режимов нагружения

№ п/п	Наименование	Обозначение величины	Величина	Единица измерения
1	Расстояние между центрами дисков	p		мм
2	Диаметр шкивов	d		мм
3	Вес бруса с нагрузочными устройствами	G		Н
4	Частота вращения шкива	n_2		об/мин
5	Материал трущихся пар			

1А.3 Схема экспериментальной установки

Описать принцип работы экспериментальной установки ТММ – 34 и описать принцип исследования коэффициента трения методом гармонических колебаний

Рисунок – Принципиальная схема установки ТММ – 34

1А.4 Результаты исследований

Таблица 1А.4.1 – Коэффициенты трения скольжения для заданной пары материалов

Исследуемая пара материалов			
Брус		Дорожки цилиндров	
Время десяти полных колебаний		Время одного полного колебания	
T_{10}^I		T_1^I	
T_{10}^{II}		T_1^{II}	
T_{10}^{III}		T_1^{III}	
Среднее значение одного полного колебания		$T_1 =$	
Коэффициент трения скольжения		$f =$	

Таблица 1А.4.2 – Определение коэффициента трения скольжения при различных режимах нагружения для исследуемой пары материалов.

№ п/п	Нагрузка ,Н	Окружная скорость шкива, м/с			
		v_1	v_2	v_3	v_4
1	G_1	$f =$			
2	G_2	$f =$			
3	G_3	$f =$			
4	G_4	$f =$			

1А.4.3 Графики зависимости коэффициента трения от вида нагружения

1. График зависимости $f_v = f(v)$; 2. График зависимости $f_G = f(G)$.

Выводы

Установка состоит из основания 1, литой стойки 2, соединенной с основанием и служащей опорой для вертикальной плиты 3, на которой смонтированы основные узлы прибора: электродвигатель 4 в специальном корпусе и рабочий валик прибора, установленный на шарикоподшипниках в шпинделе 5. Верхняя часть валика имеет резьбовое отверстие, в которое ввинчивается узел испытуемого подшипника 6. В комплект установки входят два сменных узла с разными подшипниками, внутренний диаметр которых равен соответственно 5 и 10 мм. При испытаниях эти узлы устанавливаются и закрепляются винтами грузы, создающие нагрузку. На грузах имеются поводки, которые входят в седловину плоской измерительной пружины 7. Тахогенератор 8 связан с рабочим валиком и служит для определения его скорости вращения.

Измерение момента производится устройством, смонтированным на основании, которое крепится к плите винтом. Регулировку жесткости пружины производят с помощью хомута 9 и зажимной рукоятки.

На конце деформируемой пружины 7 закреплена шторка, от положения которой зависит величина светового потока, которую измеряют фотодиодом 10. Создается этот поток осветителем 11.

На лицевой панели установки размещены: микроамперметр 12, ручка потенциометра 13 для бесступенчатого регулирования частоты вращения и четыре тумблера:

- тумблер включения прибора в сеть постоянного тока 110 вольт;
- тумблер «1-2» для измерения чувствительности измерительного прибора, на рисунке 1.1 он обозначен позицией 14;
- тумблер «двигатель», который предназначен для включения установки, на рисунке 1.1 он обозначен позицией 15;
- тумблер «частота вращения – момент», который предназначен для переключения микроамперметра замера тока тахометра на замер тока от фотодиода.

2.3 Подготовка установки к работе

2.3.1 Отрегулировать микроамперметр и оттарировать его по моменту и частоте вращения вала шпинделя, используя приложение 2А.

2.3.2 Отрегулировать измерительное устройство прибора:

- ввинтить винт, крепящий в рабочем положении кронштейн с измерительным устройством; кронштейн на петле повернуть на 90° в верхнее положение, и закрепить тем же винтом через верхнее отверстие в плите;
- на панели прибора тумблеры поставить в положение «Момент» и «2»;
- шторку переместить вниз до полного открытия окна фотодиода;
- осветительную систему установить с учетом полного освещения окна; показания микроамперметра должны быть при этом $90 \dots 100 \text{ мА}$;

- переместить шторку вверх до положения, при котором показания микроамперметра составят $1 \dots 2 \text{ }\mu\text{A}$;
- измерительную пружину нагрузить грузами до показаний микроамперметра, равных $35 \dots 40 \text{ }\mu\text{A}$;
- тумблер перевести в положение 1;
- потенциометром 13 довести показания микроамперметра до $100 \text{ }\mu\text{A}$.

2.4 Порядок выполнения работы

2.4.1 Сменную ось ввинтить в рабочий валик в заданном положении.

2.4.2 Подшипник установить на ось и закрепить его сверху винтом.

2.4.3 Груз, вызывающий момент, установить на подшипник и зафиксировать его сбоку стопорным винтом. Поводок груза необходимо ввести в седловину измерительной пружины.

2.4.4 Тумблеры на передней панели поставить в положения: «2», «Частота вращения», «Двигатель».

2.4.5 Установить заданную частоту вращения вала с помощью регулятора 13 по показаниям микроамперметра с использованием графика (Рисунок 2А.1 в приложении 2А).

2.4.6 Тумблер поставить в положение «Момент».

2.4.7 Определить момент трения в подшипнике T по показаниям микроамперметра и тарировочному графику на рисунке 2А1 (Приложение 2А).

Примечание - При недостаточной чувствительности микроамперметра тумблер перевести в положение «1».

2.4.8 Занести полученные результаты в таблицу «Протокол испытаний» (Приложение 2Б.).

2.4.9 Изменить угол наклона α° оси вращения рабочего валика и повторить все измерения ранее изложенные по установлению момента трения T .

2.4.10 Исследования влияния угла наклона рабочего валика на величину момента трения T производят необходимое количество раз, меняя угол наклона. Построить график зависимости величины момента трения T от угла наклона оси вращения рабочего валика α° (Приложение 2Б).

2.4.11 Исследование влияния частоты вращения n рабочего валика на величину момента T проводят необходимое количество раз по ранее изложенной схеме, меняя обороты, но оставляя неизменными другие параметры.

2.4.12 Исследование влияния значения приложенной нагрузки F на величину момента T производят в заданном диапазоне с необходимым интервалом при других неизменных параметрах по ранее изложенной схеме.

2.4.13 Исследование влияния размеров подшипника скольжения на величину момента T производят на необходимом ряде типоразмеров подшипников по ранее изложенной схеме.

2.5 Состав отчета

2.5.1 Цель работы.

2.5.2 Исходные данные (Приложение 2Б).

2.5.3 Схема экспериментальной установки.

2.5.4 Результаты исследований (Приложение 2Б).

2.5.5 Выводы.

2.7 Перечень контрольных вопросов

1. Что такое подшипники скольжения?
2. Что такое момент трения?
3. От чего зависит момент трения в подшипниках скольжения?
4. Какое влияние оказывает смазка на подшипник скольжения?
5. Какие виды трения в подшипниках имеют место?
6. Какой наиболее благоприятный режим работы подшипников скольжения с точки зрения смазки?
7. Какие показатели работы подшипников скольжения зависят от внешней нагрузки?
8. На что влияет момент трения в подшипниках скольжения?
9. От чего зависит стабильная и качественная работа подшипников скольжения?
10. Какие следует предпринимать меры для обеспечения требуемой работоспособности подшипника скольжения?

Приложение 2А

(справочное)

Тарировка установки

Тарировку производят регулированием микроамперметра по моменту и частоте вращения вала шпинделя в нижеприведенной последовательности:

- тумблеры ставят в положение «2» и «Момент»;
- измерительное устройство выставляют в горизонтальное положение;
- пружину нагружают последовательно грузами 5 г, 10 г, 20 г, 30 г, 35 г;

отмечают при этом показания микроамперметра и вычисляют момент, соответствующий этим показаниям, который равен произведению силы, т.е. веса груза на плечо, т.е. расстояние от центра тяжести груза до хомута;

- тумблер в положение 2;
- повторяют операции нагружения подшипника и расчета момента;
- измерительное устройство опускают вниз регулировочными винтами;
- устанавливают шторку в положение, при котором показания микроамперметра составят 1...2 мкА;
- строят тарировочные графики (рис. 2А1).

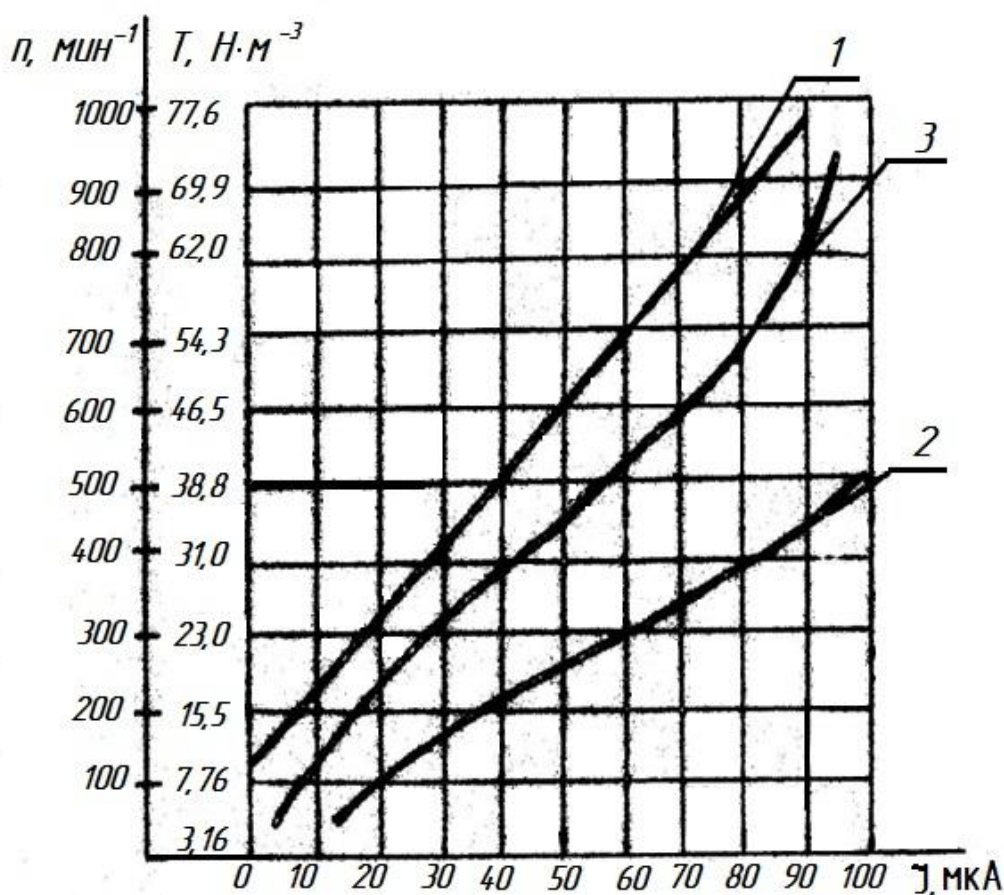


Рисунок 2А.1 – График тарировки микроамперметра по моменту и частоте вращения: 1 – по частоте вращения; 2 – по моменту вращения в положении 1; 3 – по моменту вращения в положении 2

Приложение 2Б
(обязательное)
Протокол испытаний

2Б.1 Цель работы _____

2Б.2 Исходные данные

Таблица 2Б.2.1 – Параметры оборудования и режимов нагружения .

№ п/п	Наименование	Обозначение величины	Величина	Единица измерения
1	Внутренний диаметр подшипника	d		м
2	Угол наклона оси подшипника	α		град.
3	Нагружающее усилие	F		Н
4	Частота вращения вала подшипника	n		об/мин

2Б.3 Схема экспериментальной установки

2Б.4 Результаты исследований

Таблица 2Б.4.1 - Момент трения в подшипниках скольжения

№ п/п	α°	$J_{\text{ногр.}}, \text{мкА}$												$T, \text{Н}\cdot\text{м}$											
		0°			15°			30°			45°			60°			75°			90°					
		9,81	19,62	0,005	9,81	19,62	0,005	9,81	19,62	0,005	9,81	19,62	0,005	9,81	19,62	0,005	9,81	19,62	0,005	9,81	19,62	0,005			
	$F, \text{Н}$																								
	$d, \text{м}$																								
	$n, \text{об/мин}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								
	$T, \text{Н}\cdot\text{м}$																								

2Б.4.2 Графики зависимости момента трения T (Н·м) подшипников скольжения от угла наклона α (град.) оси вращения, частоты вращения n (об/мин) подшипника, нагрузки F (Н) на подшипник и размеров посадочного диаметра подшипника

1) $T = f(\alpha)$

2) $T = f(n);$

3) $T = f(F);$

4) $T = f(d).$

Выводы

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

3.1 Цель работы

Целью лабораторной работы является приобретение студентами навыков экспериментального исследования подшипников качения. В работе производится оценка влияния на момент трения и коэффициент трения режимов нагружения. Исследуется для каждого конкретного типоразмера подшипника:

зависимость момента трения и коэффициента трения от силы нагружения при неизменной частоте вращения и показателях смазки (вязкость и уровень масла по высоте подшипника);

зависимость момента трения и коэффициента трения от частоты вращения вала в подшипниковой опоре при неизменной силе нагружения и показателях смазки.

3.2 Оборудование и инструменты

3.2.1 Установка ДМ – 28 .

3.2.2 Набор инструментов.

3.3 Описание экспериментальной установки

Схема экспериментальной установки ДМ-28 маятникового типа представлена на рисунке 3.1.

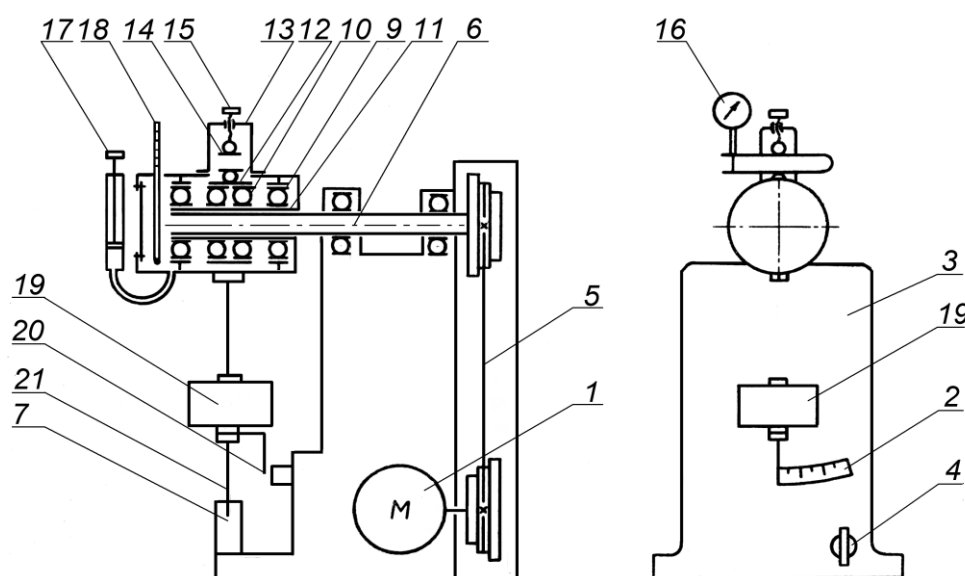


Рисунок 3.1 – Общий вид лабораторной установки ДМ -28

Приводной асинхронный электродвигатель 1 через клиноременную передачу 5 с трехступенчатыми шкивами обеспечивает вращение вала 6, который передает вращение испытуемым подшипникам при 1080; 2050 и 2900 об/мин.

Электродвигатель включают пакетным выключателем 4, смонтированным на корпусе 3 установки. Шкала 2 показывает величину суммарного момента $T_{тр}$. На установке типа ДМ-28 предусмотрено также устройство для измерения момента $T_{тр}$ методом тензометрии. Для этого служит плоская пружина

с наклеенными на нее проволочными тензорезисторами, которые подключаются на вход тензометрического усилителя. Величина момента трения пропорциональна деформации пружины 7 при действии на нее маятника с грузом.

Экспериментальное определение моментов трения T_{TP} в подшипниках качения осуществляется на установке ДМ - 28 для следующих типоразмеров подшипников: радиальный шариковый однорядный № 208, радиальный шариковый однорядный № 308, радиальный шариковый двухрядный № 1208, радиально-упорный роликовый конический № 7208.

Для каждого из указанных четырех типоразмеров используется специальная головка. Головка состоит из корпуса 8, в котором установлено два крайних испытываемых подшипника 9, два средних подшипника 10 размещены в отдельном корпусе 12. Все подшипники отверстиями внутренних колес посажены на общую втулку 11. Втулка 11 головки при помощи шпонки и шарикового фиксатора закрепляется на валу 6. Нагрузочное устройство состоит из скобы 13, закрепленной на корпусе 8, и нажимного винта 15. Для измерения усилия нагружения подшипников служит динамометр 14 с индикатором 16.

Заданный уровень жидкой смазки в процессе испытаний измеряют уровнем 17, температуру - термометром 18. Противовес 19 и указатель 20 закреплены на стержне 21. Возникающий в подшипниках момент трения стремится повернуть корпус головки. При этом маятник с грузом 19 удерживает головку, отклоняясь на определенный угол в зависимости от момента T_{TP} , имеющего место при работе подшипников данной конструкции головки в конкретных условиях испытаний (нагрузке, скорости вращения, вязкости, уровне и температуре смазки). Для возможности наблюдения за уровнем смазки в переднем торце имеется окно, закрытое органическим стеклом.

3.4 Порядок выполнения работы

3.4.1 Установить головку с исследуемым подшипником.

3.4.2 Установить заданную частоту вращения n (об/мин) вала под подшипником.

3.4.3 Определить значения допускаемой нагрузки $F_{r\,don}$ для исследуемого типоразмера подшипника

$$F_{r\,don} = \frac{C}{(60n \cdot L_h / 10^6)^{1/P}}, \quad (3.1)$$

где L_h – заданная долговечность подшипника, ч; m – показатель степени (для шарикоподшипников 3, для роликоподшипников 3,33); C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н (Приложение 3Б).

3.4.4 Заполнить испытательную головку маслом до центра диаметра нижнего тела качения подшипника.

3.4.4 Произвести нагружение подшипников усилием F до максимального значения, не превышающего значение допускаемой величины $F_{r\partial on}$. Нагружение производить при выключенной установке.

3.4.5 Включить установку и прогреть головку до температуры $40...50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3.4.6 Выключить установку и снять нагрузку.

3.4.7 Включить установку, определить величину суммарного момента T_{TP0} , внести в таблицу, произвести соответствующие вычисления и получить величину приведенного коэффициента трения $f_{пр0}$.

3.4.8 Выключить установку.

3.4.9 Произвести нагружение подшипников силой F_1 , включить установку и определить величину суммарного момента T_{TP1} внести в таблицу, произвести соответствующие вычисления и получить величину приведенного коэффициента трения $f_{пр1}$.

3.4.10 Исследования по пунктам 3.4.8., 3.4.9. повторить при нагрузках на подшипники $F_2, F_3, \dots F_i$, указанных в задании.

3.4.11 Построить графики функциональной зависимости суммарного момента трения T_{TP} и приведенного коэффициента трения $f_{пр}$ от нагрузки F .

Примечания

1 Все вышеуказанные исследования произвести при удаленной смазке.

2 Исследования повторить при другой частоте вала под подшипником согласно заданию.

3 Построить графики функциональной зависимости суммарного момента трения T_{TP} от частоты вращения вала под подшипниками.

4 Вышепроведенные исследования с учетом пунктов 1, 2 и 3 настоящих **Примечаний** произвести для других типоразмеров подшипников согласно заданию.

3.5 Состав отчета

3.5.1 Цель работы.

3.5.2 Исходные данные (Приложение 3А).

3.5.3 Схема экспериментальной установки.

3.5.4 Протокол испытаний (Приложение 3А).

3.5.5 Выводы.

3.6 Контрольные вопросы

1. Что является причиной потерь мощности в подшипниках качения?

2. Какой вид трения вызывает наибольшие потери?

3. Как влияет нагрузка на величину потерь?

4. Как влияет вязкость смазки на величину потерь?

5. Как влияет количество смазки на величину потерь?

6. Каково устройство лабораторной установки ДМ-28?

7. Какие преимущества и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?

Приложение 3А
(обязательное)
Протокол испытаний

3А1 Цель работы _____

3А.2 Исходные данные

3А.2.1 Номенклатура испытываемых подшипников

3А.2.2 Режимы нагружения

Частота вращения вала под подшипником n , об/мин .

Сила нагружения подшипников F , Н.

Уровень смазки.

3А.3 Схема экспериментальной установки

3.А.4 Результаты исследований

Таблица 3.А.4.1 – Геометрические параметры подшипников

Параметры подшипника	Типоразмер подшипника			
	№ 208	№ 308	№ 1208	№ 7208
Диаметр отверстия, d , мм				
Наружный диаметр, D , мм				
Диаметр по центрам тел качения, D_0 , мм				
Диаметр тела качения, $d_{ш}$, мм				

Таблица 3А4.2 – Значения T_{TP} (Н·м) и $f_{пр}$ при неизменной частоте вращения вала $n =$ (об/мин) и заполнении смазкой подшипниковой камеры до центра диаметра нижнего тела качения подшипника в зависимости от нагрузки F (Н)

Результаты исследований	Нагрузка F , Н					
	0	$F_1 =$	$F_2 =$	$F_3 =$	$F_4 =$	$F_5 =$
Суммарный момент четырех подшипников T_{TP} , Н·м (полученный экспериментально)						
Нагрузка на один подшипник $F_r = \frac{F}{2}$, Н						
Момент трения для одного подшипника (экспериментальный) $T_{TP1} = \frac{T_{TP}}{4}$, Н·м						
Приведенный коэффициент трения $f_{пр} = \frac{2T_{TP1}}{d \cdot F_r}$						

Таблица 3А.4.3 – Значения T_{TP} (Н·м) и $f_{пр}$ при неизменной нагрузке $F =$ (Н) на подшипник и разной частоте n (об/мин) вращения вала под подшипником

Результаты исследований	Частота вращения вала n , об/мин		
	$n_1 =$	$n_2 =$	$n_3 =$
Суммарный момент четырех подшипников T_{TP} , Н·м (полученный экспериментально)			
Момент трения для одного подшипника $T_{TP1} = \frac{T_{TP}}{4}$, Н·м			
Приведенный коэффициент трения $f_{пр} = \frac{2T_{TP1}}{d \cdot F_r}$			

3А4.4 Графики зависимостей момента трения T_{TP} (Н·м) и коэффициента трения $f_{пр}$ при неизменной частоте вращения вала $n =$ (об/мин) и заполнении смазкой подшипниковой камеры до центра диаметра нижнего тела качения подшипника в зависимости от нагрузки F (Н)

$$T_{TP} = f(F) \quad \text{при } n = \text{const}$$

$$f_{пр} = f(F) \quad \text{при } n = \text{const}$$

3А.4.5 Графики зависимостей момента трения T_{TP} (Н·м) и коэффициента трения $f_{пр}$ при неизменной нагрузке $F =$ (Н) на подшипник и разной частоте n (об/мин) вращения вала под подшипником

$$T_{TP} = f(n) \quad \text{при } F = \text{const}$$

$$f_{пр} = f(n) \quad \text{при } F = \text{const}$$

Примечания

1. Результаты исследований при удаленной смазке представить по форме пунктов 3А.4.2, 3А.4.3, 3А.4.4.
2. Установить влияние уровня смазки на величину: момента трения и коэффициента трения при различных режимах нагружения.
3. Результаты исследований каждого другого типоразмера подшипника привести по форме, представленной выше.

Выводы

Приложение 3Б
(справочное)
Справочные данные

Таблица 3Б.1 — Размеры и грузоподъемность шарикоподшипников

Размеры подшипников, мм		Радиальные однорядные типа 200				Радиальные двухрядные сферические типа 1200				Радиально-упорные однорядные типа 36200 ($\alpha=12^\circ$)				Радиально-упорные однорядные типа 46200 ($\alpha=26^\circ$)			
		d	D	B	Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н	Угол контакта α	Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		
									C	C ₀		C	C ₀		C	C ₀	C
10	30	9	200		4600	2600	12°	1200	4160	1330	-	-	-	-	-	-	
12	32	10	201		4680	2650	13°	1201	4240	1480	36201	5470	3330	-	-	-	
15	35	11	202		5850	3470	12°	1202	5670	2010	36202	6250	3820	46202	5950	3510	
17	40	12	203		7370	4380	12°	1203	6010	2420	36203	9240	6120	46203	8820	5620	
20	47	14	204		9800	6170	10°	1204	7570	3180	36204	12100	8300	46204	11400	7630	
25	52	15	205		10800	6950	10°	1205	9250	4020	36205	12800	9060	46205	12200	8330	
30	62	16	206		15000	10000	9°	1206	12000	5800	36206	17800	13000	46206	16900	12000	
35	72	17	207		19700	13600	9°	1207	12100	6640	36207	23500	17700	46207	22200	16300	
40	80	18	208		25100	17700	8°	1208	14800	8550	36208	30000	23200	46208	28300	21300	
45	85	19	209		25200	17700	8°	1209	16660	9570	36209	31700	25100	46209	29800	23100	
50	90	20	210		27000	19800	8°	1210	17300	10780	36210	33200	27000	46210	31200	24900	
55	100	21	211		33300	25100	7°	1211	20600	13300	36211	41100	34200	46211	38600	31500	
60	110	22	212		40300	30900	7°	1212	23300	15500	36212	47200	39300	46212	44500	36100	
65	120	23	213		44000	34000	6°	1213	23900	17200	-	-	-	46213	53300	45900	
70	125	24	214		47800	37300	7°	1214	26500	18700	36214	61700	54800	46214	57900	50400	
75	130	25	215		55900	41200	7°	1215	29900	21400	-	-	-	46215	60300	53700	
80	140	26	216		55900	44500	6°	1216	30800	23500	36216	72000	65300	46216	67500	60000	
85	150	28	217		64100	53000	6°	1217	37900	28400	36217	77400	70800	46217	72500	65100	
90	160	30	218		73800	60500	6°	1218	43800	31800	36218	96900	82900	46218	85400	76100	
95	170	32	219		83600	69500	-	-	-	-	36219	107800	101900	-	-	-	
100	180	34	220		93900	79000	7°	1220	53300	40400	36220	121500	115600	46220	113700	106800	

Продолжение таблицы 3Б.1

Размеры подшипников, мм			Радиальные однорядные типа 300				Радиальные двухрядные сферические типа 1300				Радиально-упорные однорядные типа 36300 ($\alpha=12^\circ$)				Радиально-упорные однорядные типа 46300 ($\alpha=26^\circ$)			
d	D	B	Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		Угол контакта α	Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н				
				C	C ₀			C	C ₀		C	C ₀		C	C ₀			
10	35	11	300	8060	3750	12°	1300	7250	2000				-	-	-			
12	37	12	301	9750	4650	13°	1301	9360	2600				-	-	-			
15	42	13	302	11400	5400	13°	1302	9560	2800	36302	13600	6800	-	-	-			
17	47	14	303	13500	6650	12°	1303	12500	3660	36303	17200	8700	46303	16100	8000			
20	52	15	304	15900	7800	11°	1304	14500	4660				46304	17800	9000			
25	62	17	305	22500	11400	11°	1305	17800	6000				46305	26900	14600			
30	72	19	306	28100	14600	10°	1306	21200	7700				46306	32600	18300			
35	80	21	307	33200	18000	9°	1307	25100	9800				46307	42600	24700			
40	90	23	308	41000	22400	10°	1308	29600	12200	36308	53900	32800	46308	50800	30100			
45	100	25	309	52700	33000	9°	1309	37700	15900				46309	61400	37000			
50	110	27	310	61800	36000	9°	1310	43600	17500				46310	71800	44000			
55	120	29	311	71500	41500	9°	1311	50700	22500				46311	82800	51600			
60	130	31	312	81900	48000	9°	1312	57200	26500				46312	100000	65300			
65	140	33	313	92300	56000	9°	1313	61800	29500				46313	113000	75000			
70	150	35	314	104000	63000	8°	1314	74100	35500				46314	127000	85300			
75	160	37	315	112000	72500	8°	1315	79300	38500				-	-	-			
80	170	39	316	124000	80000	8°	1316	88400	42000				-	-	-			
85	180	41	317	133000	90000	8°	1317	97500	48500				-	-	-			
90	190	43	318	143000	99000	8°	1318	117000	56000	36318	189000	145000	46318	165000	122000			
95	200	45	319	153000	110000	-	-	-	-				-	-	-			
100	215	47	320	174000	120000	9°	1320	143000	723000				46320	213000	177000			

Таблица 3Б.2 — Размеры и грузоподъемность роликоподшипников

Размеры подшипников, мм					Радиальные однорядные типа 2200			Радиальные сферические двухрядные типа 3500			Радиально-упорные конические однорядные типа 7200		
d	D	B	B*	T _{max}	c	Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		α	Обозначение подшипника	α	Грузоподъемность, Н	
							C	C ₀				C	C ₀
15	35	11	-	12,0	9	-	-	-	-	7202	17°	10500	6100
17	40	12	-	13,5	11	-	-	-	-	7203	12°	14000	9000
20	47	14	-	15,5	12	2204	14700	7350	-	7204	14°	21000	13000
25	52	15	-	16,5	13	2205	16800	8800	-	7205	14°	24000	17500
30	62	16	-	17,5	14	2206	22400	12000	-	7206	14°	31000	22000
35	72	17	-	18,5	15	2207	31900	17600	-	7207	14°	38500	26000
40	80	18	23	20,0	16	2208	41800	24000	12°	7208	14°	46500	32500
45	85	19	23	21,0	16	2209	44000	25500	10°	7209	15°	50000	33000
50	90	20	-	22,0	17	2210	45700	27500	-	7210	14°	56000	40000
55	100	21	-	23,0	18	2211	56100	34000	-	7211	15°	65000	46000
60	110	22	-	24,0	19	2212	64400	43000	-	7212	13°	78000	58000
65	120	23	-	-	-	2213	76500	51000	-	-	-	-	-
70	125	24	31	26,5	21	2214	79200	57000	10°	7214	14°	96000	82000
75	130	25	-	27,5	22	2215	91300	63000	-	7215	15°	107000	84000
80	140	26	33	28,5	22	2216	106000	68000	10°	7216	16°	112000	95200
85	150	28	36	31,0	24	2217	119000	78000	10°	7217	16°	130000	109000
90	160	30	40	33,0	26	2218	142000	105000	10°	7218	14°	158000	125000
95	-	-	-	-	-	-	-	-	-	7219	14°	168000	131000
100	180	34	46	37,0	29	2220	183000	125000	10°	7220	15°	185000	146000

Продолжение таблицы 3Б.2

Размеры подшипников, мм					Радиальные однорядные типа 2300				Радиальные сферические двухряд- ные типа 3600				Радиально-упорные конические одно- рядные типа 7300				
d	D	B	B*	T _{max}	c	Обозна- чение	Грузоподъем-ность, Н		Обозна- чение	α	Грузоподъем-ность, Н		Обозна- чение	α	Грузоподъем-ность, Н		
							C	C ₀				C	C ₀			C	C ₀
20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	7304	11°	26000	17000
25	62	17	-	18,5	15	2305	28600	15000	-	-	-	-	-	7305	14°	33000	23200
30	72	19	-	21,0	17	2306	36900	20000	-	-	-	-	-	7306	14°	43000	29500
35	80	21	-	23,0	18	2307	44600	27000	-	-	-	-	-	7307	12°	54000	38000
40	90	23	33	25,5	20	2308	56100	32500	3608	16°	95000	64900	64900	7308	11°	66000	47500
45	100	25	36	27,5	22	2309	72100	41500	3609	15°	114000	74900	74900	7309	11°	83000	60000
50	110	27	40	29,5	23	2310	88000	52000	3610	15°	150000	101000	101000	7310	12°	100000	75500
55	120	29	43	32,0	25	2311	102000	67000	3611	15°	170000	118000	118000	7311	13°	107000	81500
60	130	31	46	34,0	27	2312	123000	76500	3612	15°	196000	128000	128000	7312	12°	128000	96500
65	140	33	48	36,5	28	2313	138000	85000	3613	14°	220000	143000	143000	7313	12°	146000	112000
70	150	35	51	38,5	30	2314	151000	102000	3614	14°	270000	181000	181000	7314	12°	170000	137000
75	160	37	55	40,5	31	2315	183000	125000	3615	14°	300000	207000	207000	7315	12°	180000	148000
80	170	39	58	-	-	2316	190000	135000	3616	14°	325000	227000	227000	-	-	-	-
85	180	41	60	45	35	2317	212000	146000	3617	14°	365000	270000	270000	7317	12°	230000	195000
90	190	43	64	47	36	2318	242000	160000	3618	14°	400000	300000	300000	7318	12°	250000	201000
95	200	45	-	-	-	2319	264000	190000	-	-	-	-	-	-	-	-	-
100	215	47	73	52	39	2320	303000	220000	3620	14°	520000	410000	410000	7320	12°	284200	264600
Упорные одинарные с цилиндрическими роликами																	
Упорные одинарные с цилиндрическими роликами (двухрядные)																	
Обозначение подшипника	Размеры подшипников, мм				Грузоподъемность, Н				Обозначение подшипника	Размеры подшипников, мм				Грузоподъемность, Н			
	d	D	H	h	C	C ₀	d	D		H	h	C	C ₀				
Особо легкая серия																	
1009917	85	100	40	10	16400	82500			90009422		110	230	73	20	744000	1150000	
Средняя серия																	
9809352	260	420	95	24,8	500000	2700000			889752		260	540	132	40	580000	2200000	

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Леонов И. В. Теория механизмов и машин. Основы проектирования по динамическим критериям и показателям экономичности : учебник для академического бакалавриата / И. В. Леонов, Д. И. Леонов. — Москва : Издательство Юрайт, 2019. — 239 с. — (Серия : Бакалавр. Академический курс). — ISBN 978-5-534-00882-1. — Текст : электронный // ЭБС Юрайт [сайт]. — URL: <https://biblio-online.ru/bcode/431112>.

2. Теория механизмов и машин (проектирование и моделирование механизмов и их элементов): Учебник. / Соболев А.Н., Некрасов А.Я., Схиртладзе А.Г. - М.:КУРС, НИЦ ИНФРА-М, 2018. - 256 с. - (Бакалавриат) - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/949269>.

3. Теория механизмов и машин : учеб. пособие / О.В. Мкртычев. — М. : Вузовский учебник : ИНФРА-М, 2018. — 553 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/773842>.

В авторской редакции