

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Белорусский государственный университет
информатики и радиоэлектроники»

Кафедра инженерной графики

Н. В. Вышинский, В. М. Сурин, С. М. Дзержинский

***ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ.
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ***

Под общей редакцией Н. В. Вышинского

*Рекомендовано УМО по образованию в области
приборостроения в качестве учебно-методического
пособия для студентов всех форм обучения
специальности 1-38 02 03 «Техническое
обеспечение безопасности»*

Минск БГУИР 2014

УДК 621.81(076.5)
ББК 34.9я73
В95

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра стандартизации, метрологии и информационных систем
Белорусского национального технического университета,
(протокол №15 от 26 марта 2013 г.);

доцент кафедры деталей машин, подъемно-транспортных
машин и механизмов Белорусского национального
технического университета,
кандидат технических наук, доцент В. Л. Николаенко

Вышинский, Н. В.

В95

Детали приборов. Лабораторный практикум : учеб.-метод. пособие / Н. В. Вышинский, В. М. Сурин, С. М. Держинский ; под общ. ред. Н. В. Вышинского. – Минск : БГУИР, 2014. – 71 с. : ил.
ISBN 978-985-488-992-4.

Излагается теоретический материал и дается описание лабораторных работ по таким основным разделам дисциплины «Детали приборов», как «Упругие элементы приборов», «Конструкционные материалы», «Опоры с трением качения», «Точность изготовления деталей».

Практикум может быть использован студентами радиотехнических специальностей высших учебных заведений при выполнении лабораторных работ по дисциплине «Детали приборов» и другим, близким по содержанию, курсам.

**УДК 621.81(076.5)
ББК 34.9я73**

ISBN 978-985-488-992-4

© Вышинский Н. В., Сурин В. М., Держинский С. М., 2014
© УО «Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники», 2014

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
Лабораторная работа №1 ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОВОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ.....	6
1.1 Цель работы.....	6
1.2 Основные теоретические положения.....	6
1.2.1 Классификация, характеристики и применение упругих элементов.....	6
1.2.2 Расчет винтовых цилиндрических пружин растяжения (сжатия).....	9
1.3 Описание лабораторной установки.....	12
1.4 Порядок выполнения работы.....	12
1.5 Содержание отчета	13
1.6 Контрольные вопросы.....	14
1.7 Литература.....	14
Лабораторная работа №2 ИССЛЕДОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	15
2.1 Цель работы.....	15
2.2 Основные теоретические положения.....	15
2.2.1 Классификация подшипников качения.....	15
2.2.2 Выбор подшипников качения.....	17
2.3 Методика определения приведенного коэффициента трения и коэффициента полезного действия подшипников качения...	18
2.4 Описание лабораторной установки.....	22
2.5 Порядок выполнения работы.....	22
2.6 Содержание отчета.....	23
2.7 Контрольные вопросы.....	23
2.8 Литература.....	24
Лабораторная работа №3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТВЕРДОСТИ МАТЕРИАЛОВ.....	25
3.1. Цель работы.....	25
3.2. Основные теоретические положения.....	25
3.2.1 Измерение твердости по методу Бринелля.....	27
3.2.2 Устройство и работа твердомера ТШП-4.....	29
3.2.3 Измерение твердости по методу Роквелла.....	34
3.2.4 Устройство и работа твердомера ТКП-1.....	35
3.2.5 Измерение твердости по методу Виккерса.....	40
Микротвердость.....	40
3.3 Порядок выполнения работы.....	40
3.4 Содержание отчета.....	41
3.5 Контрольные вопросы.....	41
3.6 Литература.....	43

Лабораторная работа №4 ДОПУСКИ И ПОСАДКИ.	44
ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ.....	
4.1 Цель работы.....	44
4.2 Допуски и посадки. Выбор и обозначение на чертежах	44
4.3 Измерительные инструменты.....	52
4.3.1 Штангенинструменты.....	52
4.3.2 Микрометрические инструменты.....	54
4.4 Порядок выполнения работы.....	56
4.5 Содержание отчета	58
4.6 Контрольные вопросы.....	58
4.7 Литература.....	59
Лабораторная работа №5 ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ	
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	60
5.1 Цель работы.....	60
5.2 Основные теоретические положения	60
5.2.1 Точность изготовления и виды сопряжений зубчатых	
колес.....	60
5.2.2 Определение погрешностей зубчатых передач.....	62
5.3 Описание лабораторной установки и методики	
определения точности изготовления зубчатых колес.....	65
5.4 Порядок выполнения работы.....	67
5.5 Содержание отчета	69
5.6 Контрольные вопросы.....	69
5.7 Литература.....	70

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Детали приборов» является одной из общетехнических дисциплин при подготовке инженеров по немеханическим специальностям. Она базируется на знаниях, полученных студентами при изучении дисциплин «Высшая математика», «Физика», «Инженерная графика», «Механика материалов и конструкций».

В результате изучения дисциплины студент должен получить знания и навыки по выполнению расчетов и конструированию деталей механизмов приборов, необходимые при последующем изучении специальных дисциплин, а также в его практической инженерной деятельности.

Одним из важных звеньев в процессе получения студентами знаний и навыков является выполнение ими лабораторных работ. В практикуме представлены лабораторные работы, соответствующие тематике таких разделов программы дисциплины «Детали приборов», как:

- упругие элементы приборов (лабораторная работа №1);
- опоры и направляющие (лабораторная работа №2);
- конструкционные материалы (лабораторная работа №3);
- точность механизмов (лабораторные работы №4 и №5).

Лабораторный практикум предусматривает использование в учебном процессе ПЭВМ для обработки результатов исследований и тестирования теоретических знаний студентов по теме соответствующей лабораторной работы.

Лабораторная работа №1

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОВОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ

1.1 Цель работы

- 1 Аналитическое определение уравнения упругой характеристики и жесткости винтовой цилиндрической пружины сжатия.
- 2 Экспериментальное снятие упругой характеристики, определение жесткости и гистерезиса винтовой цилиндрической пружины сжатия.

1.2 Основные теоретические положения

1.2.1 Классификация, характеристики и применение упругих элементов

В механизмах приборов в качестве упругих элементов широко используются пружины и упругие чувствительные элементы различной конструкции. На рисунке 1.1, а–д приведены примеры наиболее распространенных упругих элементов: цилиндрические винтовые пружины растяжения (рисунок 1.1, а) и сжатия (рисунок 1.1, б); прямые плоские пружины, работающие на изгиб (рисунок 1.1, в); спиральные пружины (рисунок 1.1, г); винтовые пружины, работающие на закручивание (рисунок 1.1, д).

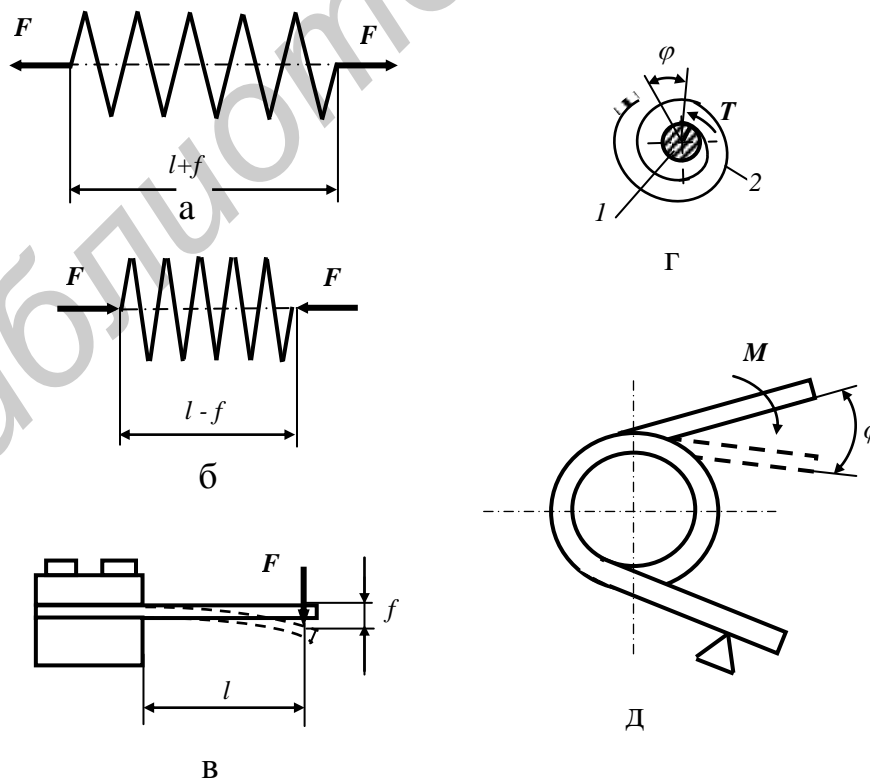


Рисунок 1.1 – Виды пружин

Упругие элементы обладают следующими особенностями:

- усилия и моменты, создаваемые ими, пропорциональны деформациям;
- позволяют запасать (аккумулировать) механическую энергию, полученную в результате деформации элемента;
- занимают мало места.

Зависимость между величиной деформации упругого элемента и усилием, вызывающим эту деформацию, называется *характеристикой упругого элемента (упругой характеристикой)*. Величина деформации упругого элемента определяется прогибом f , возникающим в результате действия силы F (см. рисунок 1.1, а, б, в), либо углом закручивания φ при действии момента пары сил M (рисунок 1.1, г, д). Характеристика упругого элемента выражается функцией $f = f(F)$ или $\varphi = \varphi(M)$. Характеристики упругих элементов представлены на рисунке 1.2. Они могут быть линейными 1 и нелинейными 2, 3.

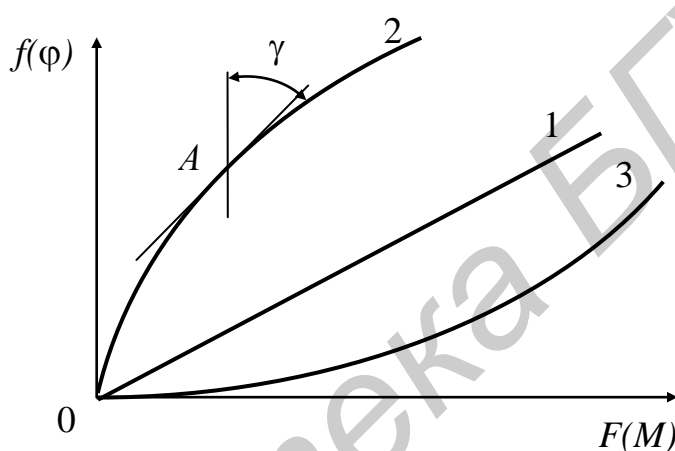


Рисунок 1.2 – Характеристики упругих элементов

Предел отношения приращения нагрузки ΔF к приращению прогиба Δf , при стремлении последнего к нулю, называется *жесткостью K упругого элемента*:

$$K = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \Delta F / (\Delta f) = dF / (df). \quad (1.1)$$

В случае угловых деформаций упругого элемента жесткость будет определяться выражением

$$K_1 = \lim_{\Delta \varphi \rightarrow 0} \Delta M / (\Delta \varphi) = dM / (d\varphi). \quad (1.2)$$

Жесткость упругого элемента можно определить графически как тангенс угла наклона касательной, проведенной в некоторой точке характеристики упругого элемента, к оси ординат. На рисунке 1.2 угол наклона касательной, проведенной в точке A нелинейной характеристики 2 упругого элемента, к оси ординат равен γ .

Величина, обратная жесткости, называется *чувствительностью упругого элемента* и определяется выражениями (S при линейной и S_1 при угловой деформациях)

$$S = df/(dF); \quad S_1 = d\varphi/(dM). \quad (1.3)$$

В случае линейной характеристики жесткость и чувствительность упругого элемента будут равны тангенсам углов, составляемых характеристикой с осями соответственно деформаций f и усилий F .

При снятии характеристики упругого элемента на практике всегда имеют место *упругое последствие* и *упругий гистерезис*.

Упругое последствие проявляется в том, что после прекращения изменения нагрузки упругий элемент некоторое время продолжает деформироваться (рисунок 1.3, а; участок AB при $F_1 = \text{const}$).

Упругий гистерезис – это явление несовпадения прямой (полученной при увеличении нагрузки) и обратной (полученной при уменьшении нагрузки) характеристик упругого элемента (рисунок 1.3, б; OA – прямая характеристика, AC – обратная).

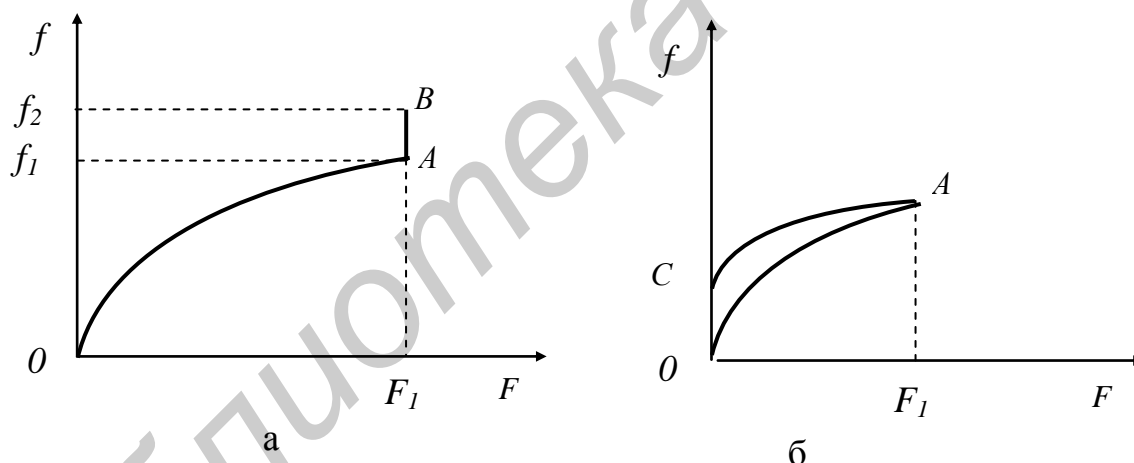


Рисунок 1.3 – Явления упругого последствия (а) и упругого гистерезиса (б) в упругих элементах

Отношение максимальной погрешности $\Delta\Gamma$, вызванной упругим последствием и упругим гистерезисом, к величине максимальной деформации f_{max} упругого элемента называется гистерезисом. Величина гистерезиса $\dot{\epsilon}_\Gamma$ обычно выражается в процентах:

$$\dot{\epsilon}_\Gamma = (\Delta\Gamma/f_{max})100 \%. \quad (1.4)$$

В упругих элементах гистерезис составляет 0,5–1,5 %.

Упругие элементы в зависимости от назначения делятся на группы:

- *силовые пружины (аккумуляторы энергии)*. Энергия, запасенная во время предварительной деформации этих пружин, используется для приведения в движение или возврата в исходное положение подвижных систем механизмов и для силового замыкания кинематических пар;

- *измерительные пружины (упругие чувствительные элементы)*. Эти пружины используются в различных измерительных приборах для создания противодействующих сил и моментов. По величине деформации (прогибу f или углу закручивания φ) судят о величине действующих на пружину сил и моментов;

- *элементы для упругих связей*. Они применяются для виброизоляции механизмов и смягчения толчков путем замены жесткой связи между некоторыми деталями приборов эластичными;

- *упругие элементы, используемые в качестве электрических контактов*. Такими элементами чаще всего являются плоские прямые пружины, обеспечивающие небольшие значения требуемых перемещений и усилий.

По роду деформации материала упругих элементов различают пружины, рассчитываемые на кручение, изгиб и сложные деформации.

1.2.2 Расчет винтовых цилиндрических пружин растяжения (сжатия)

На рисунке 1.4 показана винтовая цилиндрическая пружина (в разрезе). На рисунке приняты следующие обозначения: D – средний диаметр пружины; D_n – наружный диаметр пружины; t – шаг витков пружины; H_0 – длина пружины в свободном (ненагруженном) состоянии.

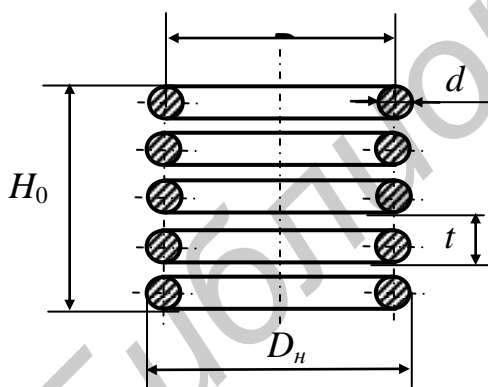


Рисунок 1.4 – Винтовая цилиндрическая пружина

При расчете пружин, работающих на растяжение или сжатие, учитывают индекс пружины c , определяемый как отношение значения среднего диаметра пружины D к значению диаметра проволоки d , из которой она изготовлена, т. е. $c = \frac{D}{d}$. Чем меньше индекс c , тем труднее навить пружину. Кроме этого, с уменьшением индекса пружины увеличивается концентрация напряжений на внутренней стороне витка.

Рекомендуемые значения индекса пружины в зависимости от диаметра проволоки приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Рекомендуемые значения индекса пружины

Диаметр d проволоки, мм	0,2–0,4	0,42–1,0	1,2–2,5	2,6–6,0
Индекс пружины c	8–16	6–12	5–10	4–10

При расчете пружин, работающих на сжатие, для повышения их устойчивости (исключения выпучивания) рекомендуется назначать высоту пружины меньше утроенного значения ее диаметра. При наличии специальных направляющих высота пружины может быть увеличена до пяти ее диаметров.

При расчете винтовых цилиндрических пружин, работающих на растяжение (сжатие), заданными обычно являются внешняя нагрузка F и величина деформации пружины f . Кроме этого, выбирают материал проволоки, из которой будет навита пружина. Расчет пружины состоит в определении необходимого диаметра d проволоки, среднего диаметра D и количества рабочих витков n пружины.

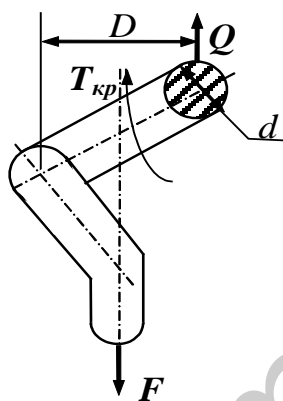


Рисунок 1.5 – Сечение витка пружины

Выполним поперечное сечение витка пружины некоторой плоскостью и, отбросив часть пружины, рассмотрим силы, действующие на оставшуюся ее часть (рисунок 1.5). Под действием осевой силы F материал пружины испытывает сложную деформацию, состоящую из деформации кручения под действием крутящего момента $T_{кр} = FD/2$ и деформации среза под действием перерезывающей силы Q , уравновешенной силой F , т. е. $Q=F$.

Пренебрегая кривизной проволоки и предполагая равномерное распределение напряжений среза по поперечному сечению, а также учитывая, что $Q=F$, выражение для максимальных касательных напряжений, действующих в сечениях проволоки, запишется в виде

$$\tau = \tau_{кр}^{\max} + \tau_{ср} = \frac{T_{кр}}{W_{\rho}} + \frac{F}{A} = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2}, \quad (1.5)$$

где W_{ρ} – полярный момент сопротивления сечения проволоки диаметром d , имеющий значение $\frac{\pi d^3}{16}$;

A – площадь поперечного сечения проволоки, $A = \pi d^2/4$.

Сравнивая первое и второе слагаемые выражения (1.5), видим, что напряжения кручения в $2c$ раз больше напряжений среза и поэтому при расчете вин-

товых пружин растяжения (сжатия) учитываются напряжения, возникающие вследствие деформации кручения.

Для определения диаметра проволоки, из которой будет навита пружина, используется следующая зависимость:

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} k \leq [\tau], \quad (1.6)$$

где k – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений на внутренней стороне витка пружины, выраженный как $\frac{4c+2}{4c-3}$;

$[\tau]$ – предельно допустимое значение напряжения для материала проволоки.

Подставив в (1.6) значение $c=D/d$, получим выражение для определения необходимого диаметра проволоки

$$d \geq 1,6 \sqrt{\frac{Fck}{[\tau]}}. \quad (1.7)$$

Полученное значение диаметра проволоки округляют до ближайшего значения из стандартного ряда диаметров. По принятому индексу пружины c и найденному диаметру проволоки d определяют диаметр пружины $D=dc$.

Определение числа витков пружины выполним исходя из заданной величины деформации f , считая, что работа, совершаемая силой F на перемещение f , должна быть равна работе крутящего момента $T_{кр}$ на угловом перемещении φ :

$$Ff = T_{кр} \varphi = \frac{FD}{2} \varphi. \quad (1.8)$$

Из выражения (1.8) найдем соотношение между линейной f и угловой φ деформациями:

$$f = \frac{D}{2} \varphi. \quad (1.9)$$

Величина угла закручивания при деформации кручения определяется выражением

$$\varphi = \frac{T_{кр} l}{GJ_{\rho}} = \frac{FDl}{2GJ_{\rho}}, \quad (1.10)$$

где l – выпрямленная длина n витков пружины, равная πdn ;

J_p – полярный момент инерции сечения проволоки, равный $\pi d^4/32$;
 G – модуль упругости второго рода для материала проволоки.
Тогда выражение (1.9) с учетом (1.10) примет вид

$$f = \frac{D}{2} \varphi = \frac{8FD^3n}{Gd^4}. \quad (1.11)$$

С учетом выражения для индекса пружины c из (1.11) получим выражение для определения числа витков, необходимого для обеспечения заданного перемещения:

$$n = \frac{Gdf}{8Fc^3}. \quad (1.12)$$

Выражение (1.11) является аналитическим выражением упругой характеристики винтовой цилиндрической пружины, работающей на растяжение (сжатие). Из него следует, что деформация f пружины прямо пропорциональна действующему усилию F , т. е. характеристика пружины линейна. Коэффициентом пропорциональности является чувствительность S упругого элемента, определяемая выражением

$$S = \frac{8D^3n}{Gd^4}. \quad (1.13)$$

Для производства винтовых пружин методом холодной навивки применяют стальную или бронзовую проволоку соответствующих профилей и марок. В большинстве случаев применяют проволоку круглого сечения. Пружины повышенной жесткости изготавливают с прямоугольным поперечным сечением.

1.3 Описание лабораторной установки

Чертеж лабораторной установки представлен на рисунке 1.6. Установка состоит из червячного редуктора 1, ременной передачи 2, корпуса 3, силоизмерительной пружины 4 и двух шкал А и Б. Исследуемую пружину 5 устанавливают согласно рисунку 1.6. Ручкой 6 через ременную передачу 2 задают перемещения (деформации) исследуемой пружине 5, контролируя эти деформации по шкале А. По шкале Б снимают показания силоизмерительной пружины.

1.4 Порядок выполнения работы

- 1 Ознакомиться с устройством и принципом действия лабораторной установки.
- 2 Установить исследуемую пружину согласно рисунку 1.6.

3 Задавая перемещения через 5 делений по шкале А, снимать показания силоизмерительной пружины по шкале Б.

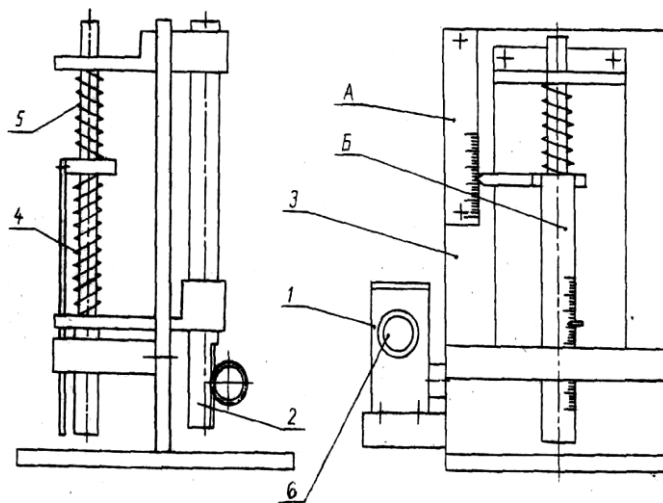


Рисунок 1.6 – Лабораторная установка

4 Достигнув предельного усилия (при максимальной нагрузке выдержать исследуемую пружину в течение 5 мин), снять показания в обратном порядке (при тех же значениях по шкале А).

5 Построить экспериментальную упругую характеристику $f = f(F)$, вычислить гистерезис по формуле (1.4) и чувствительность S исследуемой пружины.

6 Аналитически по формуле (1.11) определить уравнение упругой характеристики, а по формуле (1.13) – чувствительность S пружины. При этом следует иметь в виду, что материал проволоки, из которой изготовлена пружина, имеет модуль сдвига $G = 80000$ МПа.

7 На одном графике построить экспериментальную и теоретическую упругие характеристики исследуемой пружины. Сравнить определенные экспериментально и рассчитанные значения чувствительности исследованной пружины.

1.5 Содержание отчета

1 Титульный лист.

2 Цель работы.

3 Краткие теоретические сведения.

4 Схема лабораторной установки.

5 Таблица с данными экспериментальных исследований; экспериментальный график прямой и обратной ветвей упругой характеристики пружины; вычисленные значения гистерезиса и чувствительности исследуемой пружины.

6 График экспериментальной и расчетной (теоретической) характеристик исследуемой пружины.

7 Выводы.

8 Литература.

1.6 Контрольные вопросы

- 1 Как классифицируются упругие элементы?
- 2 Назовите области применения упругих элементов.
- 3 Какими особенностями обладают упругие элементы?
- 4 Что такое характеристика упругого элемента?
- 5 Что такое жесткость пружины?
- 6 Какой геометрический смысл имеет жесткость упругого элемента?
- 7 Что такое чувствительность упругого элемента и как она связана с жесткостью этого элемента?
- 8 Какие явления возникают при деформировании упругого элемента?
- 9 Сформулируйте определения упругого последействия и упругого гистерезиса.
- 10 Что такое индекс пружины?
- 11 На что влияет величина индекса пружины?
- 12 Какие напряжения возникают в поперечных сечениях витков винтовой цилиндрической пружины при ее растяжении (сжатии)?
- 13 Исходя из каких деформаций производится расчет винтовых цилиндрических пружин, работающих на растяжение?
- 14 Из каких материалов изготавливают пружины?

1.7 Литература

- 1 Вышинский, Н. В. Детали приборов: электрон. учеб.-метод. комплекс по дисциплине «Детали приборов» / Н. В. Вышинский. – Минск : БГУИР, 2011. – 185 с.
- 2 Вышинский, Н. В. Техническая механика / Н. В. Вышинский. – Минск : ИВЦ Минфина, 2006. – 251 с.
- 3 Сурин, В. М. Прикладная механика / В. М. Сурин. – Минск : ООО «Новое знание», 2008. – 388 с.
- 4 Техническая механика. Лабораторный практикум / В. М. Сурин [и др.] ; под общ. ред. В. М. Сурина. – Минск : БГУИР, 2004. – 118 с.
- 5 Красковский, Е. Я. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем / Е. Я. Красковский, Ю. А. Дружинин, Е. М. Филатова ; под ред. Ю. А. Дружинина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1991. – 480 с.

Лабораторная работа №2

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

2.1 Цель работы

1 Изучение основных положений по классификации и выбору опор качения (подшипников качения).

2 Экспериментальное определение приведенного коэффициента трения и коэффициента полезного действия подшипников качения.

2.2 Основные теоретические положения

Наиболее распространенным видом опор в механизмах являются подшипники качения, конструктивная схема которых показана на рисунке 2.1: 1 – внутреннее кольцо; 2 – наружное кольцо; 3 – тело качения; 4 – сепаратор, обеспечивающий равномерное распределение тел качения по дорожкам качения внутреннего и внешнего колец.

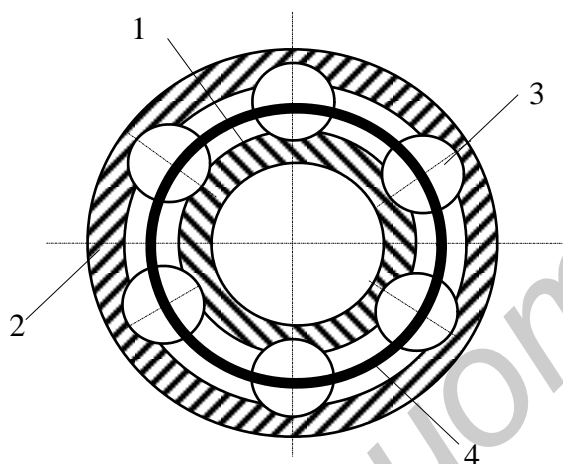


Рисунок 2.1 – Подшипник качения

Широкое распространение в технике подшипников качения обусловлено тем, что подшипники качения по сравнению с подшипниками скольжения обладают рядом достоинств: малые моменты трения при обычных скоростях, малые пусковые моменты трения, высокая взаимозаменяемость, малые габариты по длине вала. Недостатками подшипников качения являются: ограниченная нагрузочная способность, снижение долговечности при высоких скоростях, большие габариты по диаметру.

2.2.1 Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

- по направлению воспринимаемой нагрузки (радиальные, радиально-упорные, упорные);
- по форме тел качения (шарикоподшипники и роликоподшипники);
- по числу рядов тел качения (однорядные и многорядные);
- по габаритным размерам;
- по точности изготовления.

Радиальные подшипники способны воспринимать только радиальную нагрузку (рисунок 2.2, б) (роликоподшипники) либо одновременно с радиальной и небольшой осевой (рисунок 2.2, а).

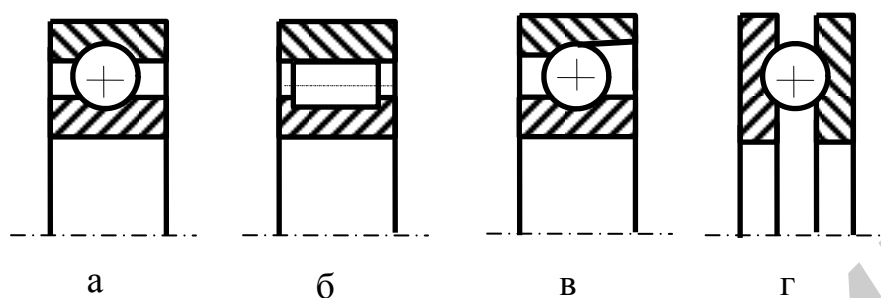


Рисунок 2.2 – Типы подшипников качения

Радиально-упорные подшипники применяются при действии одновременно радиальной и осевой нагрузок (рисунок 2.2, в).

Упорные подшипники (рисунок 2.2, г) предназначены для восприятия только осевых нагрузок при сравнительно небольших частотах вращения, т. к. при высоких скоростях возникают значительные центробежные силы инерции (пропорциональны квадрату скорости), действующие на шарики.

В роликоподшипниках ролики могут быть цилиндрической, конической и бочкообразной форм. По сравнению с шарикоподшипниками роликоподшипники при одинаковых размерах обладают большей нагрузочной способностью за счет уменьшения удельного давления в зоне контакта ролика с кольцом (примерно в 1,6 раза), но их предельные частоты вращения ниже.

Основным размером подшипника является диаметр d внутреннего кольца (рисунок 2.3). Другие размеры (диаметр D наружного кольца и его ширина b) для одного и того же значения d могут изменяться в зависимости от выбранной серии. В зависимости от габаритных размеров устанавливаются следующие серии подшипников (см. рисунок 2.3): сверхлегкая – 1; особолегкая – 2; легкая – 3; легкая широкая – 4; средняя – 5; средняя широкая – 6; тяжелая – 7. С увеличением габаритов нагрузочная способность подшипников растет, а быстроходность снижается.

Точность подшипников качения определяется точностью выполнения его размеров d , D и b , а также кинематической точностью (величиной радиальных и боковых биений). Существует пять классов точности подшипников качения: 0, 6, 5, 4, и 2-й (в порядке повышения точности). С ростом точности подшипника растет и его стоимость: стоимость подшипника одного и того же типоразмера 2-го класса точности в 100 раз больше, чем подшипника 0-го класса.

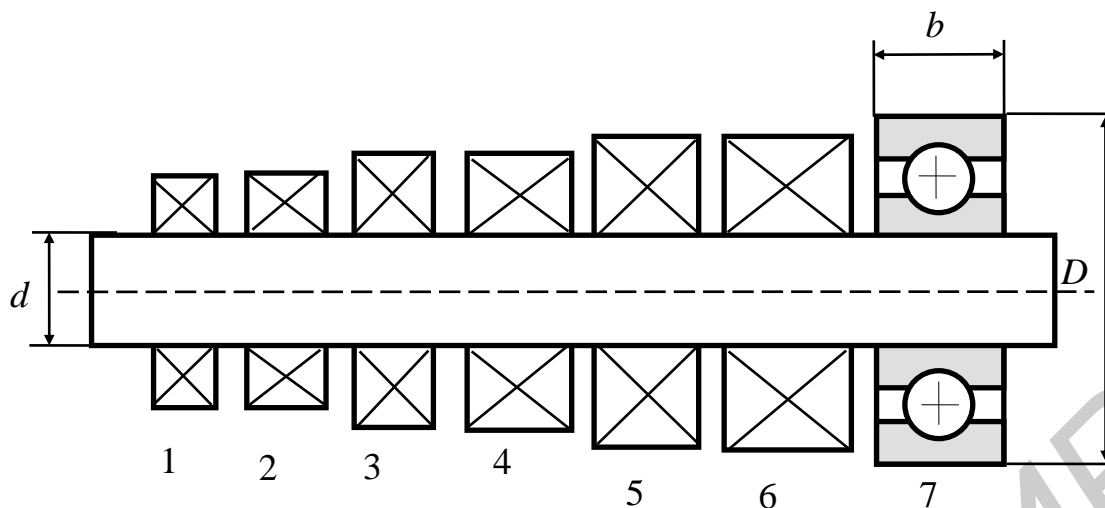


Рисунок 2.3 – Серии подшипников качения

Элементы стандартных подшипников качения (кольца, тела качения) изготавливаются из специальных высококачественных сталей, называемых шарикоподшипниковыми. В случае работы подшипникового узла в особых условиях (агрессивные среды, низкотемпературные условия и т. п.) для изготовления элементов подшипника могут применяться специальные пластмассы, обеспечивающие работу подшипника без смазки.

2.2.2 Выбор подшипников качения

При выборе подшипников качения учитывается величина, направление и характер нагрузки (постоянная, переменная, ударная); частота вращения подвижного кольца подшипника; требуемый срок службы в часах; конструктивные особенности подшипникового узла; условия работы.

Критерием выбора подшипников качения является превышение табличного значения динамической грузоподъемности $[C]$ для выбранного подшипника над расчетным значением динамической грузоподъемности $C_{расч}$ для проектируемого подшипникового узла, т. е. необходимо выполнение условия

$$C_{расч} \leq [C]. \quad (2.1)$$

Расчетная динамическая грузоподъемность определяется по формуле

$$C_{расч} = Q(nh)^{0,3}, \quad (2.2)$$

где Q – приведенная нагрузка подшипника;

n – частота вращения подвижного кольца подшипника, об/мин;

h – долговечность подшипника в часах.

Приведенная нагрузка определяется в соответствии с выражением

$$Q = (XK_k F_r + YF_a)K_d K_b \quad (2.3)$$

где X, Y – коэффициенты радиальной F_r и осевой F_a нагрузок;

K_k – кинематический коэффициент, значение которого принимается в зависимости от того, какое из двух колец вращается;

K_d – коэффициент динамичности (динамический коэффициент), учитывающий характер нагрузки;

K_t – температурный коэффициент, выбираемый в зависимости от температуры среды, в которой работает подшипник.

Значения коэффициентов X, Y, K_k, K_d, K_t приводятся в справочниках.

2.3 Методика определения приведенного коэффициента трения и коэффициента полезного действия подшипников качения

При вращении подшипника качения между его элементами возникает как трение качения (кольцо – тела качения), так и трение скольжения (сепаратор – тела качения). Для оценки сил трения, возникающих при вращении подшипника качения, служит момент сил трения M_{mp} , среднее значение которого можно вычислить по формуле

$$M_{mp} = F_{mp} D_{cp}/2 = \mu' R D_{cp}/2, \quad (2.4)$$

где F_{mp} – сила трения;

R – радиальная нагрузка на подшипник;

μ' – приведенный коэффициент трения для подшипника качения;

D_{cp} – средний диаметр подшипника, равный $(D + d)/2$.

Для экспериментального определения приведенного коэффициента трения рассмотрим физический маятник, в котором в качестве шарнира используется исследуемый подшипник (рисунок 2.4).

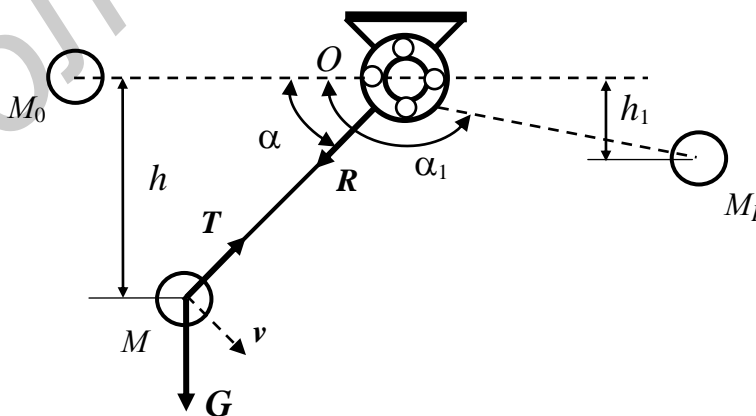


Рисунок 2.4 – К определению приведенного коэффициента трения шарикоподшипника

Если груз G , расположенный на жестком подвесе длиной l , отвести в левое верхнее положение ($\alpha = 0$) и отпустить, то вследствие наличия трения в подшипнике (сопротивлением воздуха пренебрегаем) маятник, пройдя нижнюю точку ($\alpha = 90^\circ$), не поднимется в положение, соответствующее наибольшему значению угла $\alpha = 180^\circ$, а достигнет положения, определяемого углом $\alpha_1 < 180^\circ$. Чем больше будут потери на трение, тем на меньший угол отклонится маятник.

При движении маятника на груз будут действовать сила тяжести G и реакция T подвеса, которая направлена противоположно направлению радиальной нагрузки R на подшипник и равна ей по модулю (рисунок 2.4). Выражение для реакции T найдем исходя из принципа Даламбера, в соответствии с которым уравнение равновесия для груза запишется в виде

$$G + T + F_u = 0, \quad (2.5)$$

где F_u – даламберова сила инерции, равная $F_u = -ma$;
 m – масса груза;
 a – ускорение движения груза.

Для положения груза в точке M , определяемого углом α (см. рисунок 2.4), спроецируем уравнение (2.5) на направление, совпадающее с положением подвеса груза (на нормаль к траектории движения груза). В результате получим выражение для модуля реакции T , равного модулю радиальной нагрузки R на подшипник, в следующем виде:

$$T = R = F_u^n + G \sin \alpha, \quad (2.6)$$

где F_u^n – нормальная составляющая даламберовой силы инерции, $F_u^n = ma^n$;
 a^n – нормальная составляющая ускорения движения груза, $a^n = v^2/l$;
 v – скорость груза в положении, определяемом углом α ;
 l – длина подвеса груза.

Для нахождения скорости v груза используем теорему об изменении кинетической энергии материальной точки. В соответствии с этой теоремой изменение кинетической энергии точки при некотором ее перемещении равно алгебраической сумме работ всех действующих на точку сил на том же перемещении. В нашем случае при перемещении груза из положения M_0 в положение M работу будет совершать только сила тяжести груза G на перемещении h (см. рисунок 2.4). Тогда математическое выражение теоремы об изменении кинетической энергии точки будет иметь вид

$$mv^2/2 - mv_0^2/2 = G h, \quad (2.7)$$

где m – масса груза, $m = G/g$;
 g – ускорение свободного падения;

v_0 и v – скорости движения груза в точке M_0 ($\alpha = 0$) и в точке M соответственно.

Учитывая, что $v_0 = 0$, а $h = l \sin \alpha$, получим следующее выражение для нахождения скорости груза

$$v^2 = 2gl \sin \alpha. \quad (2.8)$$

С учетом (2.8) выражение (2.6), определяющее радиальную нагрузку на подшипник, примет вид

$$R = m v^2/l + G \sin \alpha = 3G \sin \alpha. \quad (2.9)$$

С учетом (2.9) выражение (2.4) для момента сил трения M_{mp} подшипника запишется

$$M_{mp} = \frac{3}{2} D_{cp} \mu' G \sin \alpha. \quad (2.10)$$

Значение приведенного коэффициента трения подшипника μ' определим из условия равенства работы сил трения за один цикл движения маятника величине потери грузом потенциальной энергии.

Вследствие потерь в подшипнике на трение маятник, отпущенный без начальной скорости из положения M_0 ($\alpha = 0$), отклонится на угол $\alpha_1 < 180^\circ$ и груз займет положение M_1 , отстоящего от положения M_0 на расстоянии h_1 (см. рисунок 2.4). При повороте маятника на элементарный угол $d\alpha$, элементарная работа сил трения будет равна

$$dA_{mp} = M_{mp} d\alpha = \frac{3}{2} D_{cp} f_n G \sin \alpha d\alpha. \quad (2.11)$$

Тогда полная работа сил трения за один цикл движения маятника из положения M_0 в положение M_1 будет равна

$$A_{mp} = \int_{\alpha=0}^{\alpha=\alpha_1} dA_{mp} = \frac{3}{2} \mu' G D_{cp} (1 - \cos \alpha_1). \quad (2.12)$$

Эта работа будет равна потере, вследствие наличия трения в подшипнике, потенциальной энергии груза $\Delta\Pi$, т. е.

$$A_{mp} = \Delta\Pi. \quad (2.13)$$

Если потенциальная энергия груза в положении M_0 равна Π_0 , а в положении $M_1 - \Pi_1$, то потеря грузом потенциальной энергии $\Delta\Pi$ определится выражением

$$\Delta\Pi = \Pi_0 - \Pi_1 = Gh_1 = Gl\sin\alpha_1. \quad (2.14)$$

С учетом (2.12) и (2.14) из уравнения (2.13) получим выражение для приведенного коэффициента трения подшипника в виде

$$\mu' = \frac{2l\sin\alpha_1}{3D_{cp}(1-\cos\alpha_1)} = \frac{2l}{3D_{cp}} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_1}{2}. \quad (2.15)$$

Имея выражение для работы сил трения, определим выражение, определяющее значение коэффициента полезного действия (КПД) исследуемого подшипника. В общем случае коэффициент полезного действия η определяется как отношение работы полезных сил к работе движущих сил, т. е.

$$\eta = A_{nc}/A_{dc} = (A_{dc} - A_{ec})/A_{dc} = 1 - \varphi, \quad (2.16)$$

где A_{nc} , A_{dc} , A_{ec} – работы соответственно полезных, движущих и вредных сил;
 φ – коэффициент потерь, определяемый отношением $\varphi = A_{ec}/A_{dc}$.

Выражение для коэффициента полезного действия исследуемого подшипника качения найдем из отношения значений потенциальной энергии маятника в крайних положениях, т. е.

$$\eta = \Pi_1/\Pi_0 = (\Pi_0 - \Delta\Pi)/\Pi_0, \quad (2.17)$$

где $\Pi_0 = Gl$ – потенциальная энергия маятника в положении M_0 ;

Π_1 – потенциальная энергия маятника в положении M_1 ;

$\Delta\Pi = Gh_1$ – потеря потенциальной энергии на преодоление сил трения.

С учетом (2.14) и выражения для Π_0 уравнение (2.16) примет вид

$$\eta = (\Pi_0 - \Delta\Pi)/\Pi_0 = (Gl - Gh_1)/Gl = 1 - \sin\alpha_1. \quad (2.18)$$

Сравнивая уравнения (2.16) и (2.18) видим, что коэффициент потерь подшипника качения φ при выбранном способе исследования определяется выражением

$$\varphi = \sin\alpha_1. \quad (2.19)$$

2.4 Описание лабораторной установки

Экспериментальная часть лабораторной работы выполняется на установке, представленной на рисунке 2.5.

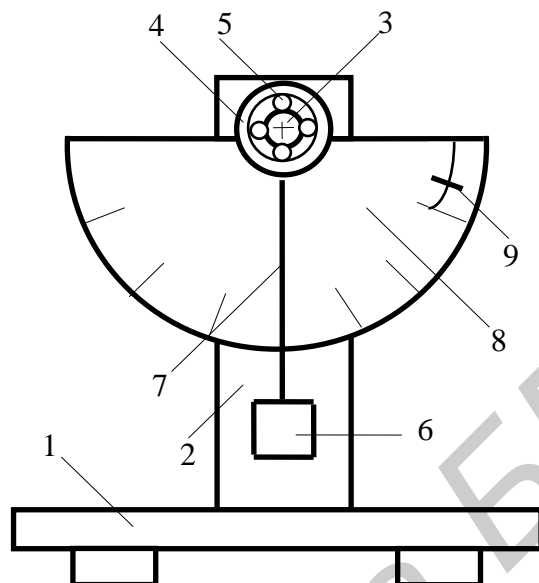


Рисунок 2.5 – Схема лабораторной установки

На основании 1 установлена стойка 2, к которой крепится валик 3. На валик вместе с обоймой 4 устанавливается исследуемый подшипник 5. К свободно вращающейся обойме жестко прикреплен маятник, состоящий из груза 6 и стержня 7. Угол отклонения маятника фиксируется по шкале 8 с помощью подвижного указателя 9, смещаемого стержнем 7.

2.5 Порядок выполнения работы

- 1 Изучить описание лабораторной работы.
- 2 Ознакомиться с образцами подшипников качения, представленными на стенде.
- 3 Используя пакет прикладных программ *LAB2PODS*, сдать коллоквиум по лабораторной работе.
- 4 На установке установить исследуемый подшипник.
- 5 Отклонить маятник на угол $\alpha = 0$ от нейтрального положения и, отпустив, зафиксировать максимальный угол α_1 , на который он отклонится.
- 6 По результатам эксперимента вычислить значения приведенного коэффициента трения (2.15) и коэффициента полезного действия (2.18), предварительно измерив длину маятника и размеры исследуемого подшипника.
- 7 Пункты 5 и 6 повторить 3 раза.

8 Пункты 4–7 выполнить для каждого из трех подшипников, отличающихся диаметром наружного кольца.

9 Результаты исследований свести в таблицу 2.1, определив средние значения приведенного коэффициента трения и коэффициента полезного действия каждого подшипника.

Таблица 2.1 – Результаты исследований подшипников качения

№ подшипника	№ эксперимента	Размеры подшипника, мм			Угол отклонения маятника, α	Приведенный коэффициент трения, μ'		Коэффициент полезного действия, η	
		d	D	b		текущий	средний	текущий	средний
1	1								
	2								
	3								
2	1								
	2								
	3								
3	1								
	2								
	3								

2.6 Содержание отчета

- 1 Цель лабораторной работы.
- 2 Краткие теоретические сведения.
- 3 Схема лабораторной установки.
- 4 Таблица с результатами экспериментов и расчетов.
- 5 Графики зависимостей приведенного коэффициента трения μ' и коэффициента полезного действия η подшипников от значения наружного диаметра D .
- 6 Выводы по результатам исследований.

2.7 Контрольные вопросы

- 1 Как классифицируются опоры механизмов?
- 2 Достоинства подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения.
- 3 Недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения.
- 4 Как классифицируются подшипники качения в зависимости от формы тел качения?
- 5 Как классифицируются подшипники качения в зависимости от направления воспринимаемой нагрузки?
- 6 Как классифицируются подшипники качения в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника?

7 Как классифицируются подшипники качения в зависимости от ширины кольца?

8 Какие материалы применяются для изготовления деталей подшипников качения?

9 Что определяет точность подшипников качения?

10 Как классифицируются подшипники качения в зависимости от точности изготовления?

11 Что учитывается при выборе подшипников качения?

12 От чего зависит величина коэффициента динамической грузоподъемности подшипника качения?

13 От чего зависит величина приведенной нагрузки подшипника?

14 Что является критерием для выбора подшипника качения?

15 Что такое приведенный коэффициент трения подшипника качения?

16 В чем состоит методика определения приведенного коэффициента трения подшипника качения, используемая в лабораторной работе?

17 Как определяется коэффициент полезного действия механизма и коэффициент потерь, и как они связаны между собой?

2.8 Литература

1 Вышинский, Н. В. Детали приборов: электрон. учеб.-метод. комплекс по дисциплине «Детали приборов» / Н. В. Вышинский. – Минск : БГУИР, 2011. – 185 с.

2 Вышинский, Н. В. Техническая механика / Н. В. Вышинский. – Минск : ИВЦ Минфина, 2006. – 251 с.

3 Вышинский, Н. В. Техническая механика. Лабораторный практикум / Н. В. Вышинский. – Минск : Бестпринт, 2001. – 116 с.

4 Сурин, В. М. Прикладная механика / В. М. Сурин. – Минск : ООО «Новое знание», 2008. – 388 с.

5 Красковский, Е. Я. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем / Е. Я. Красковский, Ю. А. Дружинин, Е. М. Филатова ; под ред. Ю. А. Дружинина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1991. – 480 с.

Лабораторная работа №3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТВЕРДОСТИ МАТЕРИАЛОВ

3.1 Цель работы

Изучение методов определения твердости материалов, устройства и работы твердомеров. Приобретение навыков самостоятельного проведения испытаний на твердость вдавливанием.

3.2 Основные теоретические положения

Под твердостью понимается способность материала сопротивляться проникновению в него другого более твердого тела (индентора), не получающего остаточных деформаций.

Твердость является важной механической характеристикой материала. В частности, она в значительной степени определяет сопротивляемость износу и смятию. Для оценки качества азотированных и цементированных деталей знание твердости является основным.

По твердости можно судить о некоторых других механических характеристиках материала – модуле упругости E , пределе пропорциональности $\sigma_{\text{пр}}$, пределе текучести $\sigma_{\text{в}}$, пределе прочности $\sigma_{\text{в}}$, ударной вязкости и др. Например, для конструкционных углеродистых сталей при твердости по Бринеллю (HB) 1500 ... 4500 МПа можно определить величину предела прочности $\sigma_{\text{в}}$ из соотношения

$$\sigma_{\text{в}} \approx 0,345 HB. \quad (3.1)$$

Достоинством определения твердости является то, что из всех механических испытаний оно наиболее просто, быстро и легко осуществимо на простом и портативном оборудовании и не требует изготовления сложных образцов. Поэтому определение твердости широко используется для контроля качества готовых деталей без их разрушения.

В зависимости от скорости приложения нагрузки методы определения твердости делят на статические (медленное нагружение) и динамические (быстрое нагружение), а в зависимости от способа приложения нагрузки – на методы вдавливания, царапания и упругой отдачи.

Наиболее распространенными статическими методами определения твердости материалов являются методы вдавливания в испытуемый образец стального закаленного шарика, алмазного конуса или алмазной пирамиды.

Числа твердости, полученные разными методами статического вдавливания инденторов, связаны между собой. Зная, например, значение твердости по Бринеллю, можно перевести его с некоторым приближением в число твердости по Роквеллу и Виккерсу, а именно $10 HB \approx 1 HRC \approx 10 HV$.

Из динамических методов испытания материалов на твердость получили распространение метод упругой отдачи алмазного наконечника и метод ударного вдавливания стального закаленного шарика.

Твердость, определенная царапанием, характеризует сопротивление разрушению (для большинства металлов путем среза); твердость, определенная методом упругой отдачи, характеризует упругие свойства; твердость, определенная вдавливанием, характеризует сопротивление пластической деформации.

Приборы для определения твердости методом упругой отдачи получили распространение из-за простоты своей конструкции и несложности в обращении.

Наиболее известны приборы, использующие нерегламентированное приложение силы удара (прибор Польди) и силу свободно падающего бойка определенного веса (прибор Шора).

Испытание на приборе Польди проводят ударом молотка по бойку, передающему удар через контрольный брусок на шарик диаметром 10 мм, который вдавливается одновременно в испытываемую деталь (или образец), находящуюся под шариком. После измерения полученных отпечатков на испытываемой детали и контрольном образце находят по таблицам приблизительное число статической твердости детали. Этот метод используют для контроля крупногабаритных изделий и деталей, установка которых на специальном приборе затруднена.

Работа прибора по методу Шора основана на измерении величины упругого отскока стального бойка с алмазным наконечником. При падении с одной и той же высоты боек, попадая на поверхность материалов различной твердости, теряет некоторое количество энергии на упругопластическую деформацию образца и в зависимости от этого отскакивает на различную высоту, являющуюся показателем твердости материала. Этот прибор служит лишь для сравнительных испытаний твердых металлических сплавов с упругими характеристиками, близкими к характеристикам эталонных брусков. Кратковременность соприкосновения бойка с образцом и простота метода делают его перспективным для оценки твердости при высоких температурах (>1100 °С), когда существующие материалы инденторов уже не позволяют проводить статические испытания.

Наибольшее распространение на практике получили методы измерения твердости статическим вдавливанием:

- 1) стального шарика (метод Бринелля);
- 2) стального шарика диаметром 1,588 мм или алмазного конуса (метод Роквелла);
- 3) четырехгранной алмазной пирамиды (метод Виккерса);
- 4) четырехгранной алмазной пирамиды под небольшой нагрузкой (метод микротвердости).

3.2.1 Измерение твердости по методу Бринелля

Сущность этого метода состоит в том, что при помощи специального прес-са, в испытуемый материал вдавливаются стальной закаленный шарик (рису-нок 3.1) диаметром 10; 5 или 2,5 мм под действием заданной нагрузки F в те-чение определенного времени.

Число HB , кгс/мм², твердости по Бринеллю определяется отношением при-ложенной нагрузки F , действующей на шарик диаметром D , к площади сфери-ческой поверхности полученного отпечатка, и его вычисляют по формуле

$$HB = F/A, \quad (3.2)$$

где F – нагрузка на шарик, кгс; (F – Force (англ.) – сила);

A – площадь сферической поверхности отпечатка, мм²; (A – Area (англ.) – площадь);

H – Hardness (англ.) – твердость;

B – Brinell (англ.) – Бринелль (автор метода).

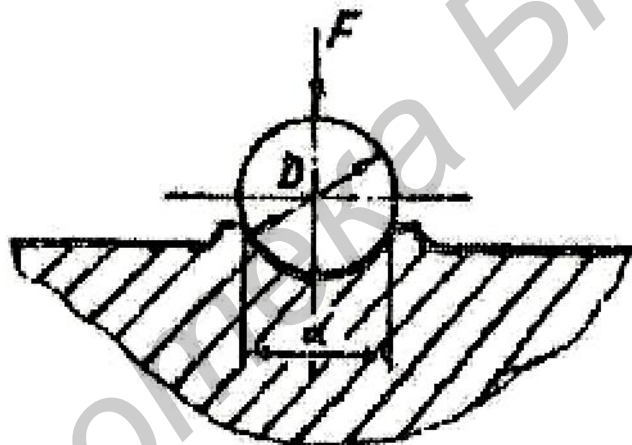


Рисунок 3.1 – К определению твердости методом Бринелля

Площадь A , мм², сферической поверхности отпечатка вычисляют по фор-муле

$$A = \pi D(D - \sqrt{D^2 - d^2})/2, \quad (3.3)$$

где D – диаметр шарика, мм;

d – диаметр отпечатка, мм.

Тогда формула (3.2) примет вид

$$HB = 2F/(\pi D(D - \sqrt{D^2 - d^2})), \text{ кгс/мм}^2. \quad (3.4)$$

По этой формуле определяют твердость по Бринеллю, измерив диаметр отпечатка, полученный при определенной нагрузке, и зная диаметр шарика.

Твердость по Бринеллю определяется как для мягких пластичных материалов, так и для хрупких материалов.

Для получения сравнимых результатов при измерении твердости шариками разных диаметров должен быть соблюден закон подобия, согласно которому одинаковые относительные деформации получаются при равных напряжениях.

Для получения одинаковых значений HB одного и того же материала при использовании шариков разного диаметра необходимо постоянство отношений F/D^2 и d/D . Это основное условие геометрического подобия отпечатков при использовании шарового индентора. Однако на практике такого постоянства добиться невозможно. Выбор нагрузки должен быть таким, чтобы отношение d/D находилось в пределах 0,2...0,6. Для получения отпечатка оптимальных размеров необходимо правильно подобрать соотношение между нагрузкой F и диаметром шарика D . В зависимости от твердости материала величина F/D^2 должна быть равной 30 (при $HB > 130$), 10 (при $HB 35-130$) или 2,5 (при $HB < 35$).

Таким образом, нагрузку на шарик выбирают исходя из условия подобия

$$F = k D^2, \quad (3.5)$$

где k – постоянная для данного материала, выбираемая в зависимости от твердости и толщины испытуемого материала.

Условия испытания с учетом скорости приложения нагрузки и длительности выдержки под нагрузкой строго регламентированы и приведены в таблице 3.1. С их учетом выбирается диаметр шарика и величина нагрузки в зависимости от материала, твердости и толщины испытуемого образца. Необходимость выдержки под нагрузкой объясняется тем, что образование лунки, т. е. пластическая деформация металла происходит не сразу, а требует определенного времени, причем тем большего, чем металл пластичнее (мягче).

Для получения правильного отпечатка необходимо, чтобы толщина образцов (деталей) была равна не менее десятикратной глубины отпечатка. Кроме того, центр отпечатка должен быть удален от края образца не менее чем на расстояние, равное диаметру шарика, а от центра соседнего отпечатка – на расстояние, равное двум диаметрам шарика.

К достоинствам метода Бринелля относятся: достаточная быстрота испытания, простота и надежность конструкции испытательного прибора (пресса Бринелля), отсутствие необходимости тщательной подготовки поверхности для измерения.

Основной недостаток метода Бринелля – отсутствие точного геометрического подобия отпечатков. Это делает нестрогим количественное сопоставление чисел твердости разных материалов, полученных при разных значениях отношений d/D .

К недостаткам следует отнести также невозможность испытания материалов с твердостью более 450 HB , что объясняется деформацией наконечника – стального шарика.

Таблица 3.1 – Параметры и условия испытаний на твердость по Бринеллю

Материал	Интервал твердости в числах Бринелля HV , кгс/мм ²	Минимальная толщина испытуемого образца S , мм	Соотношение между нагрузкой F и диаметром D шарика	Диаметр шарика D , мм	Нагрузка F , кгс	Время выдержки под нагрузкой T , с
Черные металлы	<140	Более 6	$F=10 D^2$	10	1000	10
		От 6 до 3		5	250	
		Менее 3		2,5	62,5	
Черные металлы	140–450	От 6 до 3	$F=30 D^2$	10	3000	10
		От 4 до 2		5	750	
		Менее 2		2,5	187,5	
Цветные металлы, латуни	>130	От 6 до 3	$F=30 D^2$	10	3000	30
		От 4 до 2		5	750	
		Менее 2		2,5	187,5	
Cu, латунь, бронза, Mg-сплавы	35–130	От 9 до 3	$F=10 D^2$	10	1000	30
		От 6 до 3		5	250	
		Менее 3		2,5	62,5	
Al, подшипниковые сплавы, пластмассы	8–35	Более 6	$F=2,5 D^2$	10	250	60
		От 6 до 3		5	62,5	
		Менее 3		2,5	15,6	

Метод Бринелля непригоден для измерения твердости тонких листов, лент, изделий с твердым поверхностным слоем (цементированных, полученных диффузионной металлизацией и т. п.) в силу их продавливания. Заметные следы, остающиеся после испытания на поверхности изделия, ограничивают применение метода при контроле готовых деталей.

3.2.2 Устройство и работа твердомера ТШП-4

Назначение и технические данные прибора

Прибор ТШП-4 (Т – твердомер, Ш – шариковый, П – переносный) предназначен для измерения твердости металлов и сплавов по методу Бринелля в диапазоне 8...450 HV при испытательных нагрузках 250(2452); 750(7355); 1000(9807); 3000(29420) кгс(Н).

Показания индикатора при работе прибора на нагрузках:

3000 кгс (29420 Н) – 8130 делений индикатора;

1000 кгс (9807 Н) – 3346 делений индикатора;

750 кгс (7355 Н) – 2750 делений индикатора;

250 кгс (2452 Н) – 1566 делений индикатора.

Пределы допускаемой погрешности нагрузок не более $\pm 1\%$.
Диаметры стальных шариков $5 \pm 0,004$ и $10 \pm 0,004$ мм.
Свободный ход шпинделя с наконечником $12 \pm 1,5$ мм.
Усилие на рукоятке при испытательной нагрузке 3000 кгс (29420 Н) не более 5,5 кгс (54 Н).
Масса прибора не более 29,15 кг.

Состав, устройство и принцип работы прибора

Прибор (рисунок 3.2) представляет собой конструкцию, состоящую из испытательной головки 1, которая прикреплена к струбцине, состоящей из скобы 2, подъемного винта 3 с рукояткой 4, сменных столов 5 и закаленного упора 6. К струбцине винтами и гайками 7 прикреплен держатель 8.

Струбцина предназначена для испытания деталей, имеющих размер в поперечнике до 140 мм.

Нагрузку прикладывают, вращая рукоятку 9. Необходимую испытательную нагрузку контролируют по шкале встроенного индикатора часового типа.

В состав сменных частей прибора входят: стол, призматический стол 5, плоский стол, наконечник 10.

Призматический стол применяют для испытания цилиндрических деталей, плоский – для плоских деталей.

Порядок проведения испытаний по Бринеллю

1 Образец подготовьте к испытанию в виде плоскости, место пробы зачистите напильником или шлифовальным кругом. Зачищенное место должно иметь шероховатость поверхности не более $Rz20$. Следите, чтобы на испытываемой поверхности не было краски, окалины и т. д.

2 По таблице 3.1 найдите величину нагрузки, время выдержки, зная диаметр шарика.

3 Чтобы избежать поломки прибора, образец выберите из сырой, т. е. незакаленной стали. Если сталь закаленная, т. е. очень твердая, напильник будет скользить по ней, не оставляя царапин.

Внимание: на приборе нельзя испытывать образцы из закаленной стали!

4 Образец поместите на столик 5 (см. рисунок 3.2). При испытании круглых деталей используйте призматический стол, при испытании плоских деталей – плоский стол.

5 Плавно вращая рукоятку 4 подъема винта, подожмите осторожно образец к упору 6. Центр отпечатка при этом должен находиться от края образца на расстоянии не менее диаметра D шарика, а расстояние между центрами двух соседних отпечатков должно быть не менее $2D$.

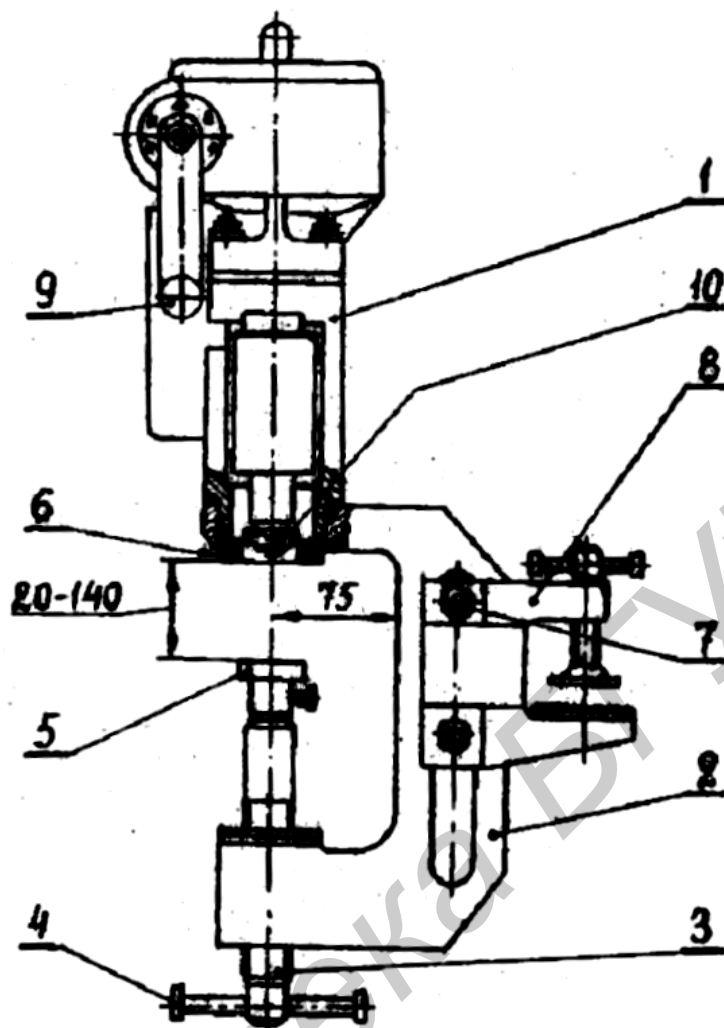


Рисунок 3.2 – Прибор ТШП-4

6 Плавно вращая рукоятку 9, подведите наконечник 10 с шариком к образцу и осторожно доведите нагрузку до нужной величины, контролируя ее по шкале индикатора часового типа, а также контролируя длительность нагружения в секундах по секундомеру часов.

7 После выдержки под нагрузкой снимите нагрузку, вращая рукоятку 9 обратную сторону.

8 Сняв нагрузку (показание индикатора должно соответствовать 1,0), дополнительно сделайте пять оборотов рукоятки 9 в сторону разгрузки.

Внимание: вращение рукоятки 9 по часовой стрелке соответствует нагружению, против часовой стрелки – разгрузению.

9 После получения первого отпечатка образец передвигайте и вновь при той же нагрузке вдавливайте на поверхности его еще два отпечатка.

10 При помощи измерительного микроскопа МПБ-2 измерьте диаметр отпечатка в двух взаимно перпендикулярных направлениях с точностью до 0,05 мм при испытании шариками диаметром 5 и 10 мм и с точностью до 0,01 мм при испытании шариком диаметром 2,5 мм. За исходное показание берите среднее арифметическое двух измерений. При этом разность измерений не

должна превышать 2 %.

Микроскоп МПБ-2 (рисунок 3.3) представляет собой полую металлическую трубку – корпус 7 с плоским основанием 1, в центре которого расположено отверстие, которое при измерении диаметра совмещается с отпечатком 9.

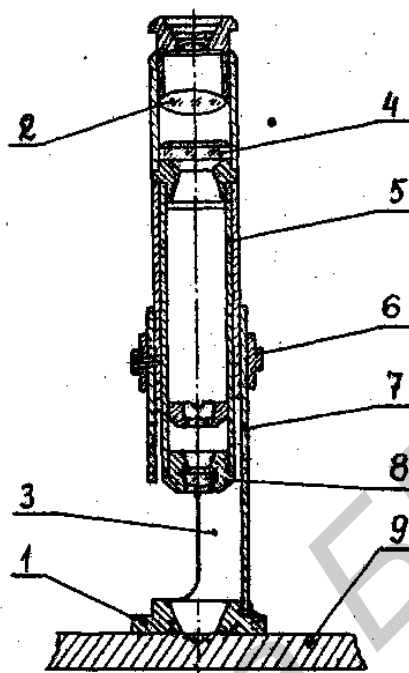


Рисунок 3.3 – Микроскоп МПБ-2

В боковой поверхности корпуса имеется окно 3 для освещения отпечатка 9. В обойме корпуса установлен тубус 5 с оптической системой, который перемещают вращением подвижного кольца 6 на корпусе.

Между объективом 8 и окуляром 2 оптической системы помещена прозрачная шкала 4 с ценой наименьшего деления 0,1 мм.

11 По измеренному диаметру отпечатка, известной нагрузке и диаметру шарика рассчитайте число твердости по формуле (3.2) и сверьте его со значением из таблицы 3.2.

Обозначения $2d_5$ и $4d_{2,5}$ указывают, что для отыскания по таблице 3.2 числа твердости при испытании шариком диаметром 5 мм диаметр отпечатка надо умножить на 2, а при испытании шариком диаметром 2,5 мм – надо умножить на 4. Например, для отпечатка диаметром 1,65 мм, полученного при испытании шариком диаметром 5 мм под нагрузкой 750 кгс, число твердости следует искать в таблице для отпечатка 3,30 мм ($2 \cdot 1,65 = 3,30$), оно равно 341. Результаты испытаний и расчетов занесите в отчет по лабораторной работе.

Таблица 3.2 – Значения твердости при измерении методом Бринелля

Диаметр отпечатка d_{10} , или $2d_5$, или $4d_{2,5}$, мм	Число твердости HB , кгс/мм ² , при нагрузке F , кгс			Диаметр отпечатка d_{10} , или $2d_5$, или $4d_{2,5}$, мм	Число твердости HB , кгс/мм ² , при нагрузке F , кгс		
	$30 D^2$	$10 D^2$	$2,5 D^2$		$30 D^2$	$10 D^2$	$2,5 D^2$
2,90	444	—	—	4,50	179	59,5	14,9
2,95	429	—	—	4,55	174	58,1	14,5
3	415	—	34,6	4,60	170	56,8	14,2
3,05	401	—	33,4	4,65	167	55,5	13,9
3,10	388	129	32,3	4,70	163	54,3	13,6
3,15	375	125	31,3	4,75	159	53	13,3
3,20	368	121	30,3	4,80	156	51,9	13
3,25	352	117	29,3	4,85	152	50,7	12,7
3,30	341	114	28,4	4,90	149	49,6	12,4
3,35	331	110	27,6	4,95	146	48,6	12,2
3,40	321	107	26,7	5	143	47,5	11,9
3,45	311	104	25,9	5,05	140	46,5	11,6
3,50	302	101	25,2	5,10	137	45,5	11,4
3,55	293	97,7	24,5	5,15	134	44,6	11,2
3,60	285	95	23,7	5,20	131	43,7	10,9
3,65	277	92,3	23,1	5,25	128	42,8	10,7
3,70	269	89,7	22,4	5,30	126	41,9	10,5
3,75	262	87,2	21,8	5,35	123	41	10,3
3,80	255	84,9	21,2	5,40	121	40,2	10,1
3,85	248	82,6	20,7	5,45	118	39,4	9,86
3,90	241	80,4	20,1	5,50	116	38,6	9,66
3,95	235	78,3	19,6	5,55	114	37,9	9,46
4	229	76,3	19,1	5,60	111	37,4	9,27
4,05	223	74,3	18,6	5,65	109	36,4	9,1
4,10	217	72,4	18,4	5,70	107	35,7	8,93
4,15	212	70,6	17,6	5,75	105	35	8,76
4,20	207	68,8	17,2	5,80	103	34,3	8,59
4,25	201	67,1	16,8	5,85	101	33,7	8,43
4,30	197	65,5	16,4	5,90	99,2	33,1	8,26
4,35	192	63,9	16	5,95	97,3	32,4	8,11
4,40	187	62,4	15,6	6	95,5	31,8	7,96
4,45	183	60,9	15,2	—	—	—	—

В отчете также должны быть указаны материалы и толщина образцов, диаметр шарика, величины нагрузок, продолжительности выдержки под нагрузкой, диаметры отпечатков. Диаметры полученных отпечатков должны находиться в пределах от 0,2 до 0,6 диаметра шарика, в противном случае испытание недействительно.

12 Запишите обозначение полученной твердости. Если твердость определена при $F = 3000$ кгс, $T = 10$ с, $D = 10$ мм, то перед ее числом ставят только символ *НВ*. Например, *НВ 167*. При других условиях число твердости обозначают, например, так:

НВ 5/250/30-80. Это значит, что твердость 80 измерена шариком $D = 5$ мм при нагрузке $F = 250$ кгс и продолжительности выдержки $T = 30$ с. Размерность числа твердости кгс/мм² в ее обозначении не указывают.

3.2.3 Измерение твердости по методу Роквелла

Сущность этого метода состоит в том, что твердость определяют по глубине вдавливания в испытуемое изделие алмазного конуса с углом у вершины 120° или стального шарика диаметром 1,588 мм (1/16") под действием двух последовательно прилагаемых нагрузок: предварительной $F_0 = 10$ кгс и общей F , равной 60, 100 и 150 кгс (предварительная плюс основная).

При измерении твердости металлов по Роквеллу наконечник вдавливается в испытуемый образец сначала под предварительной нагрузкой $F_0 = 100$ Н, которая не снимается до конца испытаний. Это обеспечивает повышенную точность испытаний, исключает влияние вибраций. Затем на образец подается дополнительно основная нагрузка (500; 900; 1400 Н). После снятия основной нагрузки при сохранении действия предварительной по глубине вдавливания определяют **число твердости по Роквеллу (*HR*)**. Оно **выражается в условных единицах**, чем больше глубина, тем меньше число твердости.

Разность глубин внедрения под нагрузками F_0 и F характеризует твердость.

На практике число твердости по Роквеллу отсчитывают по шкале индикаторного прибора (стрелочного индикатора часового типа).

Достоинствами метода Роквелла по сравнению с методом Бринелля являются высокая производительность (отсчет чисел твердости прямо по шкале прибора) и сохранение качественной поверхности изделия после испытания (малые размеры отпечатка), что позволяет контролировать твердость готовых деталей.

Применение алмазного конуса позволяет измерять твердость закаленной стали и других очень твердых сплавов.

Пользуясь методом Роквелла, можно измерить твердость сравнительно тонких изделий или поверхностных слоев толщиной до 0,4 мм (шкала *A*) и до 0,7 мм (шкалы *B*, *C*).

Основным недостатком метода Роквелла является то, что твердость по Роквеллу – еще более условная характеристика, чем твердость по Бринел-

лю. Наличие различных шкал твердости, определяемой без геометрического подобия отпечатков, условный и безразмерный численный результат испытания, сравнительно низкая чувствительность делают метод Роквелла лишь средством быстрого упрощенного технического контроля.

Недостатком метода является также необходимость тщательной подготовки поверхности – шлифования. На прибор Роквелла, где глубина отпечатка мала и ее измеряют с точностью до 0,002 мм, могут оказывать влияние загрязненность, вибрация и другие условия производства.

Метод Роквелла не рекомендуется применять для неоднородных по структуре сплавов (например серых чугунов). Этим методом нельзя установить твердость хрупких изделий и изделий, имеющих на поверхности раковины и посторонние включения, а также тонких изделий, например, меньше 0,7 мм по шкалам В, С или 0,4 мм по шкале А.

3.2.4 Устройство и работа твердомера ТКП-1

Назначение и технические данные прибора

Прибор ТКП-1 предназначен для измерения твердости металлов и сплавов по методу Роквелла при отсутствии вибрации при испытательных нагрузках:

- предварительной 98,07 Н (10 кгс);
- испытательных 588,4; 980,7; 1471 Н (60, 100, 150 кгс).

Пределы допускаемой погрешности нагрузок:

- предварительной $\pm 3\%$;
- испытательных $\pm 1\%$.

Расстояние от центра испытательного наконечника до стенки струбины не менее 70 мм.

Расстояние от нижнего торца упора до поверхности плоского стола в крайнем нижнем положении не менее 145 мм.

Масса прибора 7,1 кг.

Состав и устройство прибора

Прибор состоит из испытательной головки, струбины и кронштейна (рисунок 3.4). Испытательная головка 1 со сменными нагрузочными стаканами 2 предназначена для приложения и снятия предварительной и испытательной нагрузок и замера твердости по шкале индикатора 3.

Нагрузочный стакан 2 служит для установки внутри него пружин, создающих предварительную и испытательные нагрузки. В комплект прибора входят три сменных нагрузочных стакана для воспроизведения нагрузок 588,4; 980,7; 1471 Н.

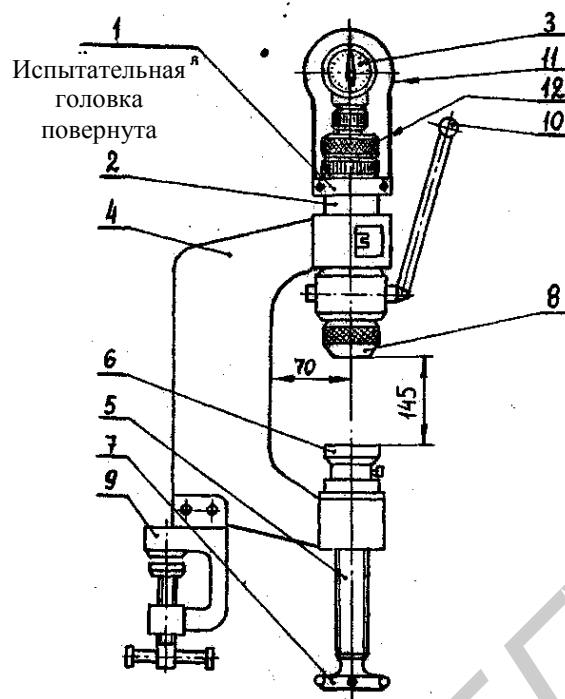


Рисунок 3.4 – Прибор ТКП-1

Испытательная головка 1 устанавливается в струбцине 4, имеющей винт подъемный 5 со сменными столами 6.

С помощью подъемного винта 5, который вращают кнопкой 7, испытуемый образец, установленный на столе 6, прижимают к упору 8.

Упор 8 применяют для предохранения алмазного наконечника, находящегося внутри этого пустотелого упора, от повреждения.

Кронштейн 9 служит для закрепления струбцины с испытательной головкой на специальном лабораторном столе или верстаке.

Нагрузки прикладывают и снимают поворотом рукоятки 10. Схема положения рукоятки 10 показана на рисунке 3.5, где 1 – исходное положение; 2 – приложение предварительной нагрузки, установка стрелки индикатора на «0»; 3 – приложение испытательной нагрузки, выдержка под нагрузкой; 4 – снятие испытательной нагрузки и показания твердости; 5 – возвращение в исходное положение.

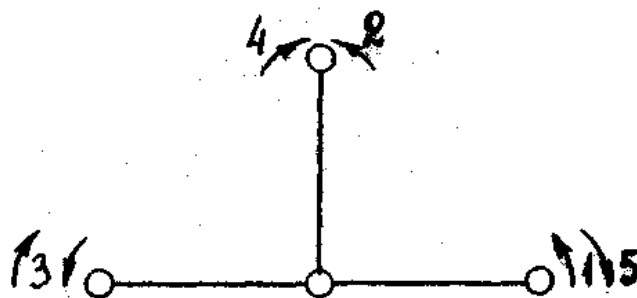


Рисунок 3.5 – Схема положений рукоятки прибора ТКП-1

В положении приложения предварительной нагрузки рукоятку 10 фиксируют шариковые фиксаторы. Чехол 11 предохраняет индикатор 3 от случайных повреждений.

Подготовка прибора к работе

При подготовке прибора к работе надо учитывать следующее: прибор предназначен для испытания изделий высотой не более 145 мм. Место испытания на твердость должно быть чистым, шероховатость поверхности изделия должна быть не более $R_a 1,25$ мкм, т. е. полученная шлифовкой. На испытуемой и опорной поверхностях не допускаются трещины, следы грубой обработки, царапины, выбоины, а также грязь и смазка, влияющие на точность показаний.

При работе на приборе надо следить, чтобы опорная поверхность изделия плотно и устойчиво прилегала к опорному столу. Изделие не должно качаться, сдвигаться или деформироваться (прогибаться, пружинить).

На опорной поверхности изделия недопустимы следы от предыдущих испытаний шариком или алмазным конусом.

Толщина образца должна быть не менее восьмикратной глубины отпечатка.

На приборе не разрешается испытывать:

- неоднородные по структуре сплавы (чугун и др.);
- хрупкие изделия и изделия, имеющие на поверхности раковины, следы грубой обработки и другие дефекты;
- изделия, которые могут пружинить или деформироваться под нагрузкой (например тонкостенные трубы), т. к. деформация исказит результаты испытания;
- изделия толщиной меньше, чем восьмикратная глубина отпечатка;
- криволинейные поверхности при радиусе кривизны менее 15 мм.

На приборе не допускается испытывать изделия с твердостью по шкале *C* более 70 единиц, т. к. может разрушиться алмазный индентор, и с твердостью менее 20 единиц, т. к. алмаз слишком глубоко проникает в изделие (более 0,16 мм) и результаты искажаются.

Алмазным конусом по шкале *A* испытывают изделия из твердых сплавов и изделия с поверхностной термообработкой.

В группу по шкалам *A* и *C* входят также цементированные изделия. Необходимо отметить, что шкала *A* применяется на практике редко.

Стальным шариком по шкале *B* определяют твердость мягких металлов с наибольшей твердостью 100 единиц и наименьшей твердостью 25 единиц.

Расстояние центра отпечатка от края образца или центра другого отпечатка при испытании по шкалам *A* и *C* должно быть не менее 3 мм, а по шкале *B* – не менее 4 мм. Шкалу, нагрузку и вид наконечника выбирают по приведенной ниже таблице 3.3 в зависимости от твердости образца.

Таблица 3.3 – Пределы измерений твердости прибором ТКП-1

Обозначение шкалы	Вид наконечника	Нагрузка, F , Н	Обозначение твердости по Роквеллу	Допустимые пределы шкалы
<i>B</i>	Стальной шарик	980,7	<i>HRB</i>	25–100
<i>C</i>	Алмазный конус	1471	<i>HRC</i>	20–67
<i>A</i>	Алмазный конус	588,4	<i>HRA</i>	70–85

Для правильной установки изделия на приборе в соответствии с его формой надо выбирать необходимый стол. До проведения испытания следует ознакомиться со схемой положения рукоятки 10 при работе на приборе (см. рисунок 3.5).

Порядок проведения испытаний по Роквеллу

1 Вращением кнопки 7 закрепите испытуемое изделие между столом 6 и упором 8 (см. рисунок 3.4).

2 Из исходного положения поворотом рукоятки 10 на 90° приложите предварительную нагрузку (положение 2, см. рисунок 3.5).

3 Вращением гайки 12 большую стрелку индикатора установите на нуль, а малую – на вертикальную риску. Поворачивая рукоятку 10 в ту же сторону на 90° до упора, плавно прикладывайте испытательную нагрузку в течение 3 с.

4 Сделайте выдержку от 3 до 4 с (положение 3, см. рисунок 3.5), а затем поворотом рукоятки 10 на 90° в обратную сторону снимите испытательную нагрузку (положение 4, см. рисунок 3.5) и считайте (запишите в отчет) с индикатора величину твердости.

5 Поворачивая рукоятку 10 на 90° до упора (положение 5, см. рисунок 3.5), снимите предварительную нагрузку.

6 Поворотом кнопки 7 освободите испытуемый образец.

7 Повторите весь цикл испытания, т. к. первый замер твердости считается недействительным. Повторите испытание 4 раза и за величину твердости возьмите среднюю величину последних двух замеров, т. к. во время первых замеров испытательная головка и струбцина обжимаются. Не забудьте о том, что расстояние центра отпечатка от края образца или от центра соседнего отпечатка должно быть не менее 3 мм (шкалы *A*, *C*) и не менее 4 мм (шкала *B*).

8 Сравните полученные значения твердости по Роквеллу с твердостью по Бринеллю, взятыми из таблицы 3.4.

9 Результаты испытаний занесите в отчет по лабораторной работе. В отчете также должны быть указаны материалы образцов, вид индикатора, продолжительность выдержки под нагрузкой.

Таблица 3.4 – Сравнительные значения твердости по Бринеллю и Роквеллу

Твердость по Бринеллю $D = 10$ мм, $F = 3000$ кгс		Твердость по Роквеллу			Твердость по Бринеллю $D = 10$ мм, $F = 3000$ кгс		Твердость по Роквеллу		
		Шкала					Шкала		
Диаметр отпечатка, мм	Число твердости	C, 150 кгс	B, 100 кгс	A, 60 кгс	Диаметр отпечатка, мм	Число твердости	C, 150 кгс	B, 100 кгс	A, 60 кгс
2,20	780	72	–	84	4	229	20	100	61
2,25	745	70	–	83	4,05	223	19	99	60
2,30	712	68	–	82	4,10	217	17	98	60
2,35	682	66	–	81	4,15	212	15	97	59
2,40	653	64	–	80	4,20	207	14	95	59
2,45	627	62	–	79	4,25	201	13	94	58
2,50	601	60	–	78	4,30	197	12	93	58
2,55	578	58	–	78	4,35	192	11	92	57
2,60	555	56	–	77	4,40	187	9	91	57
2,65	534	54	–	76	4,45	183	8	90	56
2,70	514	52	–	75	4,50	179	7	90	56
2,75	495	50	–	74	4,55	174	6	89	55
2,80	477	49	–	74	4,60	170	4	88	55
2,85	461	48	–	73	4,65	167	3	87	54
2,90	444	46	–	73	4,70	163	2	86	53
2,95	429	45	–	72	4,75	159	1	85	53
3,00	415	43	–	72	4,80	156	0	84	52
3,05	401	42	–	71	4,85	152	–	83	–
3,10	388	41	–	71	4,90	149	–	82	–
3,15	375	40	–	70	4,95	146	–	81	–
3,20	363	39	–	70	5	143	–	80	–
3,25	352	38	–	69	5,05	140	–	79	–
3,30	341	36	–	68	5,10	137	–	78	–
3,35	331	35	–	67	5,15	134	–	77	–
3,40	321	33	–	67	5,20	131	–	76	–
3,45	311	32	–	66	5,25	128	–	75	–
3,50	302	31	–	66	5,30	126	–	74	–
3,55	298	30	–	65	5,35	123	–	73	–
3,60	285	29	–	65	5,40	121	–	72	–
3,65	277	28	–	64	5,45	118	–	71	–
3,70	269	27	–	64	5,50	116	–	70	–
3,75	262	26	–	63	5,55	114	–	68	–
3,80	255	25	–	63	5,60	111	–	67	–
3,85	248	24	–	62	5,65	110	–	66	–
3,90	241	23	102	62	5,70	109	–	65	–
3,95	235	21	101	61	5,75	107	–	64	–

3.2.5 Измерение твердости по методу Виккерса. Микротвердость

При измерении твердости методом Виккерса индентором служит алмазный наконечник, имеющий форму квадратной пирамиды с углом между противоположными гранями 136° . Нагрузка (5, 10, 20, 30, 50 и 100 кгс) выбирается в зависимости от толщины и твердости испытываемого материала. Число твердости HV определяют отношением нагрузки к площади боковой поверхности отпечатка, причем диагонали отпечатка измеряют с помощью микроскопа, встроенного в прибор.

Определение твердости по Виккерсу является более совершенным, чем определение ее методами Бринелля и Роквелла. К числу основных преимуществ указанного метода относятся: полное геометрическое подобие отпечатков независимо от величины прилагаемой нагрузки; возможность определения твердости на азотированных, цементированных поверхностях, а также на тонких листовых материалах; хорошее совпадение твердости по Виккерсу и Бринеллю в пределах 100–450 единиц.

Метод Виккерса применяют для измерения твердости небольших деталей и инструментов, металлов высокой твердости, малых сечений и тонких наружных слоев изделий с поверхностным упрочнением (поверхностный наклеп, закалка токами высокой частоты, цементация и т. д.). Методом Виккерса можно измерять твердость деталей толщиной 0,3...0,5 мм, очень тонких толщиной 0,03...0,05 мм и твердых поверхностных слоев металла. Но к недостатку метода следует отнести то, что поверхность детали под замер твердости необходимо тщательно шлифовать и полировать, очистить от смазки и грязи.

Под микротвердостью понимают твердость материала в его микроскопических объемах.

При измерении микротвердости в качестве индентора служит алмазная квадратная пирамида с углом между противоположными гранями 136° , которая вдавлируется в материал очень малыми нагрузками (от 5 до 500 гс) и в результате получают малые отпечатки с диагоналями в несколько микрометров. Микротвердость H определяют, как и по Виккерсу, делением нагрузки на площадь боковой поверхности отпечатка. Испытания проводят на специально подготовленном шлифе. Прибор имеет встроенный микроскоп для измерения диагоналей отпечатка.

Метод микротвердости применяют для определения твердости отдельных структурных составляющих и фаз сплавов, тонких поверхностных слоев, покрытий, тонких листовых материалов (фольги, проволоки, ленты, малых деталей и т. д.)

3.3 Порядок выполнения работы

1 Ознакомиться с теоретическими положениями определения твердости методами Бринелля и Роквелла.

2 Изучить устройство и работу твердомеров ТШП-4 (пресс Бринелля), ТКП-1 (пресс Роквелла) и измерительного микроскопа МПБ-2.

3 Провести под руководством лаборанта испытания образцов металлов, закаленных и сырых (незакаленных) сталей, сплавов цветных металлов.

4 При проведении испытаний по методу Бринелля выполнить необходимые измерения с помощью микроскопа МПБ-2 и записать их.

5 При проведении испытаний по методу Роквелла записать показания стрелочного индикатора.

6 Составить отчет о работе.

3.4 Содержание отчета

1 Титульный лист.

2 Цель работы.

3 Теоретическая часть (ответ на контрольный вопрос №1).

4 Экспериментальная часть (исходные, экспериментальные, расчетные и табличные данные, сведенные в таблицу 3.5 (по методу Бринелля) и таблицу 3.6 (по методу Роквелла)).

5 Выводы.

6 Литература.

3.5 Контрольные вопросы

1 Что такое твердость и какие существуют способы ее определения?

2 Назовите достоинства и недостатки измерения твердости методом Бринелля.

3 Объясните устройство и принцип работы твердомера ТШП-4.

4 Назовите достоинства и недостатки измерения твердости методом Роквелла.

5 Объясните устройство и принцип работы твердомера ТКП-1.

6 В чем заключается определение твердости по методу Виккерса?

7 Назовите области применения определения твердости по методу Виккерса.

8 В чем заключается отличие в определении твердости по методу Виккерса от метода определения твердости по Бринеллю?

9 В чем заключается определение микротвердости?

10 Какие требования предъявляются к поверхности изделий перед замером твердости различными методами?

11 В чем состоит основное (существенное) отличие метода измерения твердости по Роквеллу от метода по Бринеллю?

12 В каких методах измерения твердости используется регламентированное (заранее заданное) значение нагрузки?

13 В чем заключается измерение твердости по методу Польди?

14 Какой из рассмотренных методов измерения твердости имеет большую производительность измерений?

15 Какие из рассмотренных методов измерения твердости относятся к статическим, а какие к динамическим методам?

3.6 Литература

1 Сурин, В. М. Прикладная механика / В. М. Сурин. – Минск : ООО «Новое знание», 2008. – 388 с.

2 Техническая механика. Лабораторный практикум / В. М. Сурин [и др.] ; под общ. ред. В. М. Сурина. – Минск : БГУИР, 2004. – 118 с.

3 Красковский, Е. Я. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем / Е. Я. Красковский, Ю. А. Дружинин, Е. М. Филатова ; под ред. Ю. А. Дружинина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1991. – 480 с.

4 Ванторин, В. Д. Механизмы приборных и вычислительных систем / В. Д. Ванторин. – М. : Высшая школа, 1985. – 481 с.

Библиотека БГУИР

Лабораторная работа №4

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ. ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

4.1 Цель работы

1 Изучение и практическое применение материала «Допуски и посадки» в соответствии с ГОСТ 25346–89.

2 Приобретение навыков работы с измерительным инструментом.

4.2 Допуски и посадки. Выбор и обозначение на чертежах

В соединении двух деталей, входящих одна в другую, различают наружные (охватываемые) и внутренние (охватывающие) элементы деталей, называемые соответственно валом и отверстием. Размеры валов и отверстий могут быть как диаметральными, так и линейными.

Основной размер отверстия и вала, определяемый из расчета на прочность или по конструктивным соображениям и служащий началом отсчета отклонений, называется *номинальным размером* (обозначается: d – для вала, D – для отверстия). Общий для вала и отверстия, составляющих соединение, размер называется *номинальным размером соединения* (d).

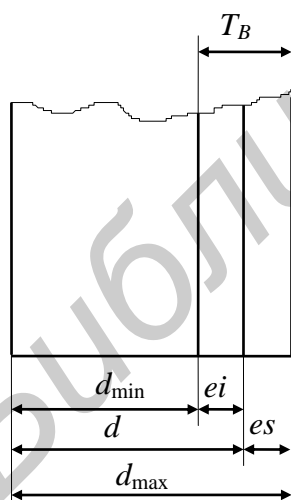


Рисунок 4.1 – Схема отклонений размера

Размер, полученный в результате непосредственного измерения изготовленной детали, называется *действительным размером* (d_d, D_d). Максимальное и минимальное значения размера, между которыми должен находиться действительный размер годной детали, называют соответственно *наибольшим* ($d_{\max}; D_{\max}$) и *наименьшим* ($d_{\min}; D_{\min}$) *предельными размерами* (рисунок 4.1).

Алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами называется *отклонением*. Алгебраическая разность между наибольшим и наименьшим предельными и номинальным размерами называется соответственно *верхним* (ES – отверстие, es – вал) и *нижним* (EI – отверстие, ei – вал) *отклонениями*.

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями называют *допуском размера* (T_A – отверстия, T_B – вала). Допуск характеризует точность изготовления детали: чем он меньше, тем выше точность.

Интервал возможных значений действительного размера, ограниченный предельными размерами, называется *полем допуска*. Поле допуска определяется величиной допуска и его расположением относительно номинального размера.

Величину допуска в соответствии с системой допусков и посадок (ГОСТ 25346–89) устанавливают в зависимости от номинального размера и условного уровня точности, называемого *квалитетом* (Qualitat). Квалитет – это совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности.

Весь диапазон номинальных размеров разбит на отдельные интервалы (например до 3 мм; свыше 3 мм до 6 мм и т. д.). Для размеров от 1 до 500 мм установлено 20 рядов основных допусков (квалитеты 01, 0, 1, 2 ...18), обозначаемых буквами IT и цифрой порядкового номера (IT1, IT2 и т. д). С увеличением порядкового номера квалитета допуски увеличиваются. Допуски в квалитетах IT5...IT18 могут быть выражены формулой $IT = ai$, где a – число единиц допуска, постоянное для каждого квалитета; i – единица допуска, характеризующая закон изменения допуска от величины размера. Для размеров до 500 мм единица допуска i определяется по формуле

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D, \quad (4.1)$$

где $D = \sqrt{D_{\min} D_{\max}}$ – среднегеометрическое значение крайних размеров интервала диаметров, мм.

Числа единиц допусков a , начиная с IT6, образуют геометрическую прогрессию со знаменателем $1,6 = \sqrt[5]{10}$, т. е. число единиц допуска через пять квалитетов увеличивается в 10 раз.

Квалитеты IT01...IT7 предназначены для допусков калибров и подобных средств линейных измерений. Квалитеты IT3...IT12 – допуски размеров для точных соединений. Квалитеты IT12...IT18 – допуски свободных размеров и размеров менее точных соединений.

При графическом изображении поле допуска представляется в виде прямоугольника, расположенного по отношению к нулевой линии (номинальному размеру) так, что его верхняя сторона определяет верхнее отклонение, нижняя –

нижнее. Величины этих отклонений (в микрометрах) проставляют около вершин правых углов прямоугольника.

В зависимости от расположения поля допуска по отношению к номинальному размеру ГОСТом предусмотрено по 28 рядов (типов) отклонений для валов и отверстий. Каждое отклонение обозначается латинской буквой: малой, если отклонение относится к валу, и большой, если – к отверстию (рисунок 4.2).

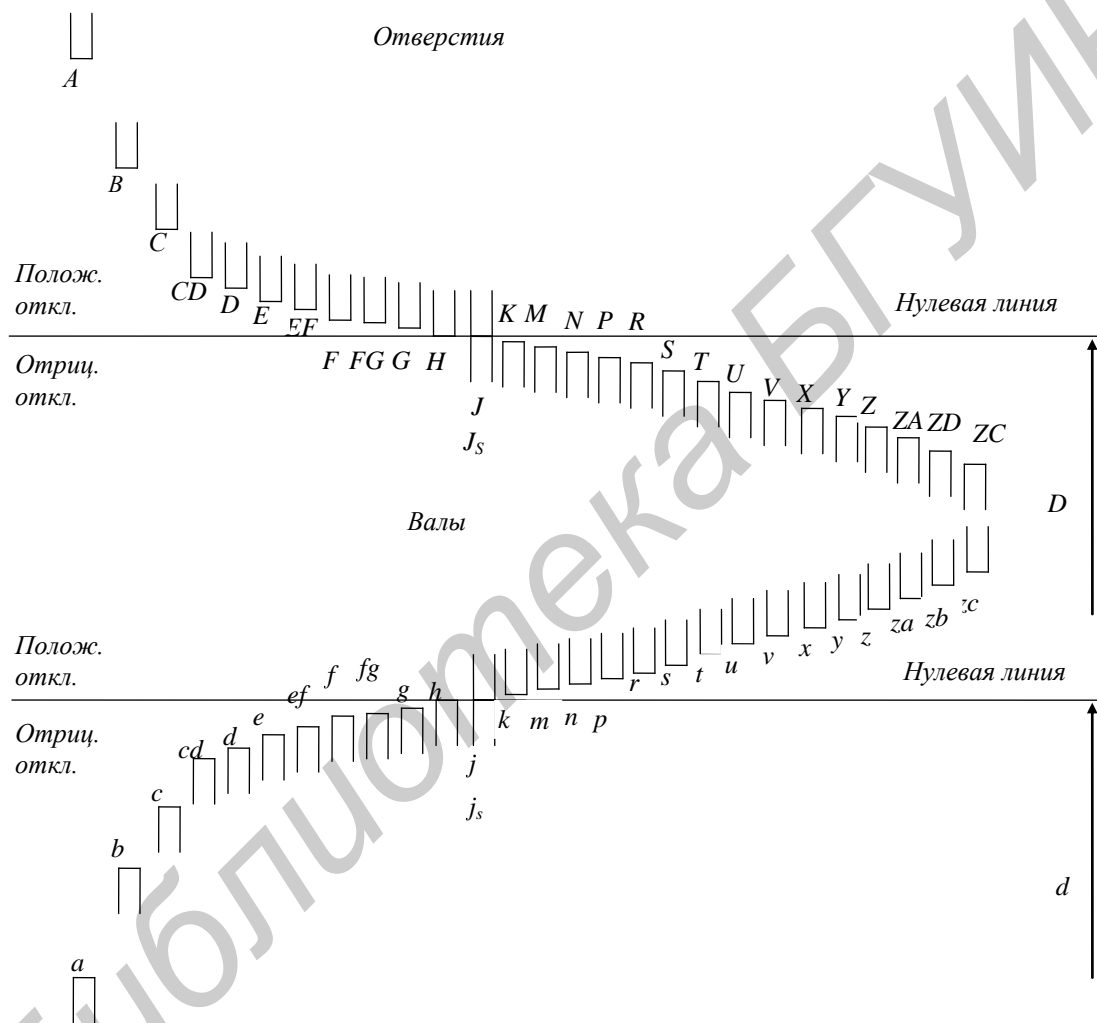


Рисунок 4.2 – Схема расположения полей допусков

При соединении двух деталей (вала и отверстия) в зависимости от взаимного расположения полей допусков можно получать различные виды соединений.

Посадкой называется вид соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем *зазоров* или *натягов*.

Зазором S называют положительную разность между действительными размерами отверстия и вала (рисунок 4.3, а) – размер отверстия больше размера вала.

Натягом N называют положительную разность между действительными размерами вала и отверстия, вычисленную до сборки деталей (рисунок 4.3, б) – размер вала больше размера отверстия.

ГОСТом установлено три типа посадок:

- *посадки с зазором* (см. рисунок 4.3, а) – поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала;
- *посадки с натягом* (см. рисунок 4.3, б) – поле допуска вала расположено над полем допуска отверстия;
- *переходные посадки* (рисунок 4.3, в) – поля допусков перекрываются.

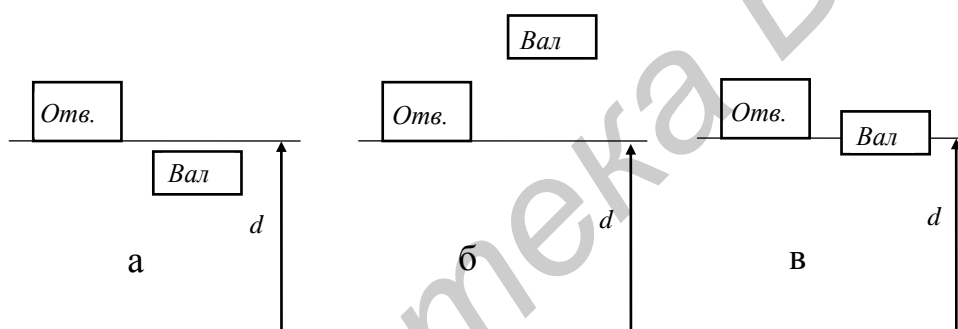


Рисунок 4.3 – Посадки: с зазором (а); с натягом (б); переходная (в)

Любую посадку можно получить, изменяя положение поля допуска относительно номинального размера только у одной из сопрягаемых деталей, оставляя постоянным положение поля допуска у другой детали, называемой в этом случае основной. В качестве основных ГОСТ рекомендует выбирать отверстие (система отверстия) или вал (система вала) с примыкающими к номинальному размеру полями допусков, которые обозначаются соответственно H и h .

Поля допусков валов, положение которых характеризуется буквами от a до h , в сочетании с отверстием H (система основного отверстия) образуют посадки с зазором; поля допусков, положение которых характеризуется буквами j , k , m , n в сочетании с отверстием H образуют переходные посадки; поля допусков от p до z в сочетании с отверстием H образуют посадки с натягами. Соот-

ветствующие рассмотренным поля допусков отверстий ($A, B, C \dots$) в сочетании с полем допуска вала h дают те же посадки, но в системе основного вала.

При обозначении на чертежах размер, для которого указывают допуск, обозначают числом, за которым следует обозначение поля допуска и квалитет. Например $24J_7$, $17k_6$ и т. п. Если обозначается размер и поле допуска цилиндрической детали, то перед размером ставится знак \varnothing , например $\varnothing 10g_6$; $\varnothing 5H_7$.

Допускаются указания на чертежах предельных отклонений размеров, например:

$$20k_6 \begin{pmatrix} +0,015 \\ +0,002 \end{pmatrix}; \varnothing 12H_7 \begin{pmatrix} +0,018 \\ \end{pmatrix}; 15 \begin{pmatrix} -0,005 \\ -0,023 \end{pmatrix}; \varnothing 35 \begin{pmatrix} -0,017 \\ -0,042 \end{pmatrix}.$$

Допуски на свободные размеры оговариваются в технических требованиях, записываемых на поле чертежа в одной из следующих форм:

1 Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H_{12} , валов h_{12} , остальных $\pm IT_{12}/2$.

2 Неуказанные предельные отклонения размеров: диаметров H_{12} , h_{12} , остальных $J_7, 12$.

В обозначение посадки входит номинальный размер, общий для соединяемых отверстий и вала, за которым следует обозначение полей допусков отверстия и вала в виде $\varnothing 10 \frac{H_7}{g_6}$ (или $\varnothing 10H_7/g_6$, или $\varnothing 10H_7-g_6$).

Допускается указание на чертежах в обозначении посадки предельных отклонений размеров отверстия и вала, например $\varnothing 12 \begin{pmatrix} +0,018 \\ -0,032 \\ -0,059 \end{pmatrix}$.

При назначении допусков на размеры деталей необходимо учитывать, что с повышением точности увеличивается стоимость изделий. Поэтому при проектировании назначают такую наименьшую точность, которая обеспечит надежную работоспособность механизма и его отдельных сопряжений и не вызовет излишнего усложнения технологии обработки деталей.

В приборостроении для ответственных соединений, к которым предъявляются высокие требования в отношении определенности характера посадок и взаимозаменяемости деталей, применяют 6 и 7 квалитеты.

Таблица 4.1 – Рекомендуемые посадки для типовых соединений

Характер соединения	Рекомендуемые посадки	
	Система отверстия	Система вала
1	2	3
	С зазором	
Медленные перемещения и повороты деталей для установки, регулировки, центрирования и т. п.:		
точные	<i>H7/h6, H7/g6, H8/h8, H8/h7</i>	<i>H7/h6, H8/h8</i>
грубые	<i>H11/h11</i>	<i>H11/h11</i>
Вращение валов в опорах скольжения со смазкой соединения, в которых требуется относительно большой зазор	<i>H7/f7, H8/e8, H8/d9, H9/d9, H11/d11, H7/e8</i>	<i>F8/h6, F9/h8</i>
	Переходные	
Неподвижные соединения с применением фиксирующих устройств, разбираемые для осмотра, ремонта и замены деталей и т. п.	<i>H7/j_s6, H7/k6, H7/n6</i>	<i>J_s7/h6, K7/h6, N7/h6</i>
	С натягом	
Неподвижные соединения, не подлежащие разъему	<i>H7/p6, H7/r6, H7/s6</i>	<i>P7/h6</i>

При необходимости получить особо высокую точность применяют 5 и ниже качества. Качества 8 и 9 применяются при несколько пониженных требованиях к определенности посадок, при достаточно высоких требованиях к взаимозаменяемости деталей. Для соединений, допускающих большую величину и колебание зазоров, применяют 10 и 11 качества. Качества 12–18 применяются для свободных размеров, для которых допуски на чертежах не представляются, оговариваются в технических требованиях.

Из всех возможных полей допусков размеров стандартом устанавливаются предпочтительные для применения поля допусков. Рекомендации по выбору полей допусков для типовых соединений деталей приведены в таблице 4.1, а в таблицах 4.2 и 4.3 даны значения предельных отклонений предпочтительных полей допусков соответственно отверстий и валов.

Таблица 4.2 – Предельные отклонения полей допусков отверстий

Интервалы размеров, мм	Поля допусков									
	<i>H7</i>	<i>J_s7</i>	<i>K7</i>	<i>N7</i>	<i>P7</i>	<i>F8</i>	<i>H8</i>	<i>E9</i>	<i>H9</i>	<i>H11</i>
	Предельные отклонения, мкм									
От 1 до 3	+10 0	+5 -5	0 -10	-4 -14	-6 -16	+20 +6	+14 0	+39 +14	+25 0	+60 0
св.3 до 6	+12 0	+6 -6	+3 -9	-4 -16	-8 -20	+28 +10	+18 0	+50 +20	+30 0	+75 0
св.6 до 10	+15 0	+7 -7	+5 -10	-4 -19	-9 -24	+35 +13	+22 0	+61 +25	+36 0	+90 0
св.10 до 18	+18 0	+9 -9	+6 -12	-5 -23	-11 -29	+43 +16	+27 0	+75 +32	+43 0	+110 0
св.18 до 30	+21 0	+10 -10	+6 -15	-7 -28	-14 -35	+53 +20	+32 0	+92 +40	+52 0	+130 0
св.30 до 50	+25 0	+12 -12	+7 -18	-8 -33	-17 -42	+64 +25	+39 0	+112 +50	+62 0	+160 0
св.50 до 80	+30 0	+15 -15	+9 -21	-9 -39	-21 -51	+76 +30	+46 0	+134 +60	+74 0	+190 0
св.80 до 120	+35 0	+17 -17	+10 -25	-10 -45	-24 -59	+90 +36	+54 0	+159 +72	+87 0	+220 0
св.120 до 180	+40 0	+20 -20	+12 -28	-12 -52	-28 -68	+106 +43	+63 0	+185 +85	+100 0	+250 0
св.180 до 250	+46 0	+23 -23	+13 -33	-14 -60	-33 -79	+122 +50	+72 0	+215 +100	+115 0	+290 0

На примере рассмотрим определение предельных размеров отверстий и валов, наибольших и наименьших зазоров (натягов), а также допуски посадок для различных типов посадок и графическое изображение полей допусков для этих посадок. Формулы для расчета указанных величин имеют следующий вид:

- предельных размеров соответственно отверстий и валов:

$$D_{\max} = D + ES, \quad D_{\min} = D + EI, \quad d_{\max} = d + es, \quad d_{\min} = d + ei; \quad (4.2)$$

- допусков размеров отверстий T_A и валов T_B :

$$T_A = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI, \quad T_B = d_{\max} - d_{\min} = es - ei; \quad (4.3)$$

- зазоров S_{\max} , S_{\min} и допуска зазора T_S для посадки с зазором (см. рисунок 4.3, а):

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}, S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}, T_S = S_{\max} - S_{\min}; \quad (4.4)$$

- натягов N_{\max} , N_{\min} и допуска натяга T_N для посадки с натягом (см. рисунок 4.3, б):

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}, N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}, T_N = N_{\max} - N_{\min}; \quad (4.5)$$

- максимальных значений зазора S_{\max} , натяга N_{\max} и допуска $T_{S,N}$ для переходной посадки (см. рисунок 4.3, в):

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}, N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}, T_{S,N} = S_{\max} + N_{\max}. \quad (4.6)$$

Рассмотрим соответствующие расчеты и построение расположений полей допусков для посадок $\varnothing 12H7/f7$, $\varnothing 12H7/r6$, $\varnothing 12H7/k6$.

Размеры отверстия у всех трех посадок одинаковые: $\varnothing 12H7^{(0,018)}$. В соответствии с формулами (4.1) и (4.2) для отверстия рассчитаем:

- значения предельных размеров:

$$D_{\min} = 12 \text{ мм}; D_{\max} = 12,000 + 0,018 = 12,018 \text{ (мм)};$$

- допуск размера отверстия:

$$T_A = 12,018 - 12,000 = 0,018 \text{ (мм)}.$$

С учетом формул (4.2)–(4.6) рассчитаем для трех посадок предельные размеры и допуски размеров валов, а также параметры соединений.

Для посадки с зазором $\varnothing 12H7/f7$

Вал $\varnothing 12f7^{(-0,016, -0,034)}$

Соединение

$$d_{\min} = 12,000 - 0,034 = 11,966 \text{ (мм)},$$

$$S_{\min} = 12,000 - 11,984 = 0,016 \text{ (мм)},$$

$$d_{\max} = 12,000 - 0,016 = 11,984 \text{ (мм)},$$

$$S_{\max} = 12,018 - 11,966 = 0,052 \text{ (мм)},$$

$$T_B = 11,984 - 11,966 = 0,018 \text{ (мм)}.$$

$$T_S = 0,052 - 0,016 = 0,036 \text{ (мм)}.$$

Для посадки с натягом $\varnothing 12H7/r6$

Вал $\varnothing 12r6^{(+0,034, +0,023)}$

Соединение

$$d_{\min} = 12,000 + 0,023 = 12,023 \text{ (мм)},$$

$$N_{\min} = 12,023 - 12,018 = 0,005 \text{ (мм)},$$

$$d_{\max} = 12,000 + 0,034 = 12,034 \text{ (мм)},$$

$$N_{\max} = 12,034 - 12,000 = 0,034 \text{ (мм)},$$

$$T_B = 12,034 - 12,023 = 0,011 \text{ (мм)}.$$

$$T_N = 0,034 - 0,005 = 0,029 \text{ (мм)}.$$

Для переходной посадки $\varnothing 12H7/k6$

Вал $\varnothing 12k6^{(+0,012/+0,001)}$

Соединение

$$d_{\min} = 12,000 + 0,001 = 12,001 \text{ (мм)},$$

$$d_{\max} = 12,000 + 0,012 = 12,012 \text{ (мм)},$$

$$T_B = 12,012 - 12,001 = 0,011 \text{ (мм)}.$$

$$S_{\max} = 12,018 - 12,001 = 0,017 \text{ (мм)},$$

$$N_{\max} = 12,012 - 12,000 = 0,012 \text{ (мм)},$$

$$T_{S,N} = 0,012 + 0,017 = 0,029 \text{ (мм)}.$$

На рисунке 4.4 графически представлены расположения полей допусков отверстия и вала для рассмотренных посадок.

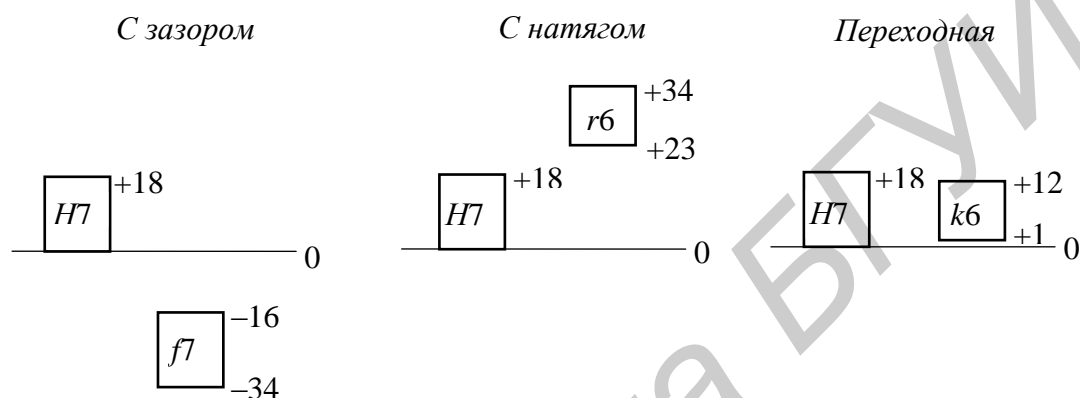


Рисунок 4.4 – Схемы расположения полей допусков

4.3 Измерительные инструменты

В качестве универсальных измерительных средств для контроля линейных и угловых размеров деталей применяют штангенциркули, микрометры, индикаторы, нутромеры, рычажные скобы, измерительные головки, инструментальные микроскопы, угломеры и т. д.

Выбор измерительного средства зависит от ряда факторов, основными из которых являются точность изготовления детали, требуемая точность измерения, конструктивные особенности детали и объем ее выпуска.

4.3.1 Штангенинструменты

К штангенинструментам относятся инструменты со штангой и линейным нониусом. К ним относятся штангенциркули, штангенглубиномеры, штангенрейсмасы. Все они имеют две шкалы: основную, нанесенную на штанге, с интервалом деления 1 мм, и вспомогательную шкалу – нониус – по которой отсчитываются доли делений основной шкалы. Цена деления нониуса может быть 0,1; 0,05 и 0,02 мм.

Рассмотрим нониус с ценой деления 0,1 мм. Вспомогательная шкала длиной 9 мм имеет 10 делений (рисунок 4.5, а), т. е. расстояние между двумя соседними штрихами шкалы составляет 0,9 мм, что на 0,1 мм меньше расстояния между соседними штрихами основной шкалы, нанесенной на штанге. В том случае, когда нулевые деления шкалы штанги и нониуса совпадают, первый штрих нониуса отстает от первого штриха штанги на 0,1 мм, второй – на 0,2 мм, третий – на 0,3 мм, а последний десятый штрих нониуса будет совпадать с девятым штрихом шкалы штанги.

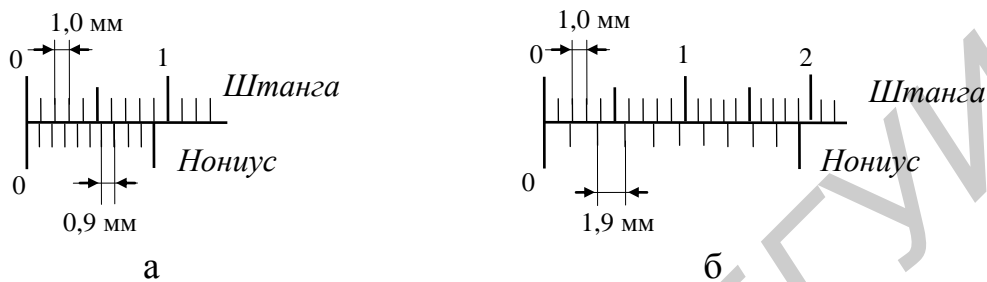


Рисунок 4.5 – Нониусы

Если измеряемый размер детали больше некоторого целого числа миллиметров, то нулевое деление нониуса не будет совпадать со штрихом шкалы штанги. Дробная часть размера определяется по нониусу. Выше было сказано, что цена деления нониуса на 0,1 мм меньше цены деления шкалы штанги. Предположим, что дробная часть размера детали составляет 0,4 мм, т. е. нулевое деление нониуса смещено относительно штриха шкалы штанги, указывающего значение целого числа миллиметров, на 0,4 мм. Тогда смещение первого деления нониуса относительно следующего штриха шкалы штанги составит 0,3 мм, второго – 0,2 мм, третьего – 0,1 мм, а четвертое деление нониуса совпадет с очередным штрихом шкалы штанги. Если дробная часть размера составляет, например 0,8 мм, то с одним из штрихов шкалы штанги совпадет восьмое деление нониуса.

В соответствии с изложенным для определения размера с помощью штангенинструмента нужно отсчитать целое число миллиметров по шкале штанги до того места, где остановился нуль нониуса (если нуль не обозначен, то начальный штрих), затем найти, какое из делений нониуса совпадает с любым из штрихов основной шкалы. Номер совпавшего штриха укажет, сколько десятых миллиметров в данном размере.

Для повышения удобства пользования используют штангенинструменты с вспомогательной шкалой, длина которой не 9, а 19 мм (растянутый нониус). В этом случае (рисунок 4.5, б) интервал деления составит $19:10 = 1,9$ мм, что дает также отставание в 0,1 мм от каждого второго деления основной шкалы. Принцип измерения остается тот же, но деления нониуса расположены реже, и отсчет производить удобнее.

Если вспомогательную шкалу длиной 19 мм разбить на двадцать частей, то интервал деления составит 0,95 мм. Значит, каждый штрих нониуса отстает от деления шкалы штанги на 0,05 мм и, чтобы определить число сотых, нужно номер штриха нониуса умножить на 0,05 мм.

Применяют также растянутый нониус длиной 39 мм. Интервал деления будет $39:20 = 1,95$ мм, отставание от каждого штриха шкалы штанги также составит 0,05 мм.

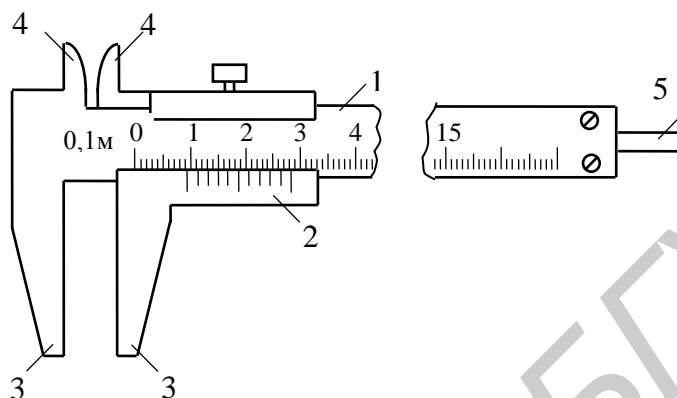


Рисунок 4.6 – Штангенциркуль ШЦ-1

На рисунке 4.6 представлен штангенциркуль ШЦ-1 с диапазоном измерений 0–150 мм и ценой деления 0,1 мм. Штангенциркуль состоит из штанги 1 и подвижной рамки 2. Штанга и подвижная рамка имеют губки 3 для измерения размеров наружных поверхностей и губки 4 для измерения размеров внутренних поверхностей (отверстий) деталей.

Штангенциркуль имеет также глубиномер, состоящий из линейки 5, прикрепленной к подвижной рамке. Глубиномер выдвигается настолько, насколько смещается рамка, что дает возможность производить отсчет глубин непосредственно по шкале штанги и нониусу.

4.3.2 Микрометрические инструменты

К микрометрическим инструментам относятся микрометры, микрометрические нутромеры и микрометрические глубиномеры. Общим для всех микрометрических инструментов является наличие микрометрической головки, основные детали которой – микрометрический винт и гайка. Винт микрометрической головки имеет шаг резьбы 0,5 мм и изготавливается с высокой точностью. Точность отсчета всех микрометрических инструментов 0,01 мм.

Микрометры (рисунок 4.7) предназначены для измерения наружных размеров и состоят из скобы 1, в которой с одной стороны запрессована неподвижная пятка 2, а с другой – стембель 3. Полый стембель внутри имеет резьбу, куда ввинчивается микрометрический винт 4. К барабану привернут корпус

трещетки 6 с трещеткой 7, ограничивающей усилие измерения (700 ± 200 г). Стопор 8 служит для закрепления винта в нужном положении. Величина перемещений микрометрического винта составляет 25 мм.

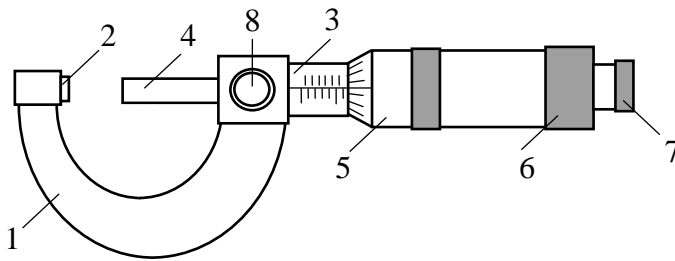


Рисунок 4.7 – Микрометр

Указанная ранее точность микрометров (0,01 мм) достигается следующим образом. На стебле инструмента имеется основная шкала, на которой нанесены деления через каждые 0,5 мм (равные шагу резьбы винта, что обеспечивает перемещение скоса барабана на одно деление при одном полном обороте винта) и продольная риска вдоль образующей. Для удобства отсчета штрихи, соответствующие целым миллиметрам и полумиллиметрам, расположены по разные стороны продольной риски. Коническая часть барабана разделена на 50 частей. Поскольку за один оборот продольное перемещение барабана составляет 0,5 мм, то цена его деления будет $0,5 : 50 = 0,01$ мм.

Отсчет измеренного с помощью микрометра размера производится следующим образом: по положению скошенного края барабана определяют по основной шкале число целых миллиметров и полумиллиметров, к которому добавляют сотые доли миллиметра, соответствующие делению шкалы барабана, расположенному против продольной черты стебля.

В том случае, когда ни один из штрихов барабана не совпадает с продольной риской, обычно считают то деление, которое ближе к ней. В этом случае примерно можно оценить также тысячные доли миллиметра.

Перед замерами микрометр нужно проверить. Для этого вращают микрометрический винт за трещетку до соприкосновения контактных поверхностей стержня винта и пятки. При этом край барабана должен остановиться у первого деления шкалы стебля, а его нулевое деление – против продольной риски. В случае, если положение барабана не соответствует указанному, микрометр необходимо отрегулировать. Для этого, соединив контактные поверхности и застопорив микрометрический винт, отворачивают корпус трещетки, освобождая тем самым барабан, ставят барабан в нужное положение и, стараясь не сдвинуть винт, зажимают корпус. При необходимости регулировку повторяют несколько раз.

4.4 Порядок выполнения работы

1 Изучить описание лабораторной работы.

2 Используя пакет прикладных программ LAB4DOP сдать коллоквиум по лабораторной работе.

3 Для посадок в соответствии с заданным вариантом (таблица 4.4) рассчитать наибольшие и наименьшие размеры заданных отверстий и валов, их допуски, наибольшие и наименьшие зазоры и натяги, а также допуски посадок. Построить схемы расположения полей допусков отверстий и валов, указав на схемах предельные отклонения, взятые из таблиц 4.2 и 4.3.

4 Сделать рабочие чертежи отдельных деталей и сборочные чертежи соединений, соответствующие заданным посадкам, указав на чертежах размеры и посадки условными обозначениями полей допусков и числовыми величинами предельных отклонений.

5 Ознакомиться с устройством предложенных измерительных инструментов, научиться ими пользоваться.

6 Выполнить измерения размеров сопрягаемых деталей (по заданию преподавателя). По результатам измерений вычислить действительные значения зазоров или натягов и предложить варианты посадок. Результаты измерений и вычислений, а также обозначения посадок записать в таблицу 4.5.

Таблица 4.3 – Предельные отклонения предпочтительных полей допусков валов

Интервалы размеров, мм	Поля допусков															
	<i>g6</i>	<i>h6</i>	<i>js6</i>	<i>k6</i>	<i>n6</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>f7</i>	<i>h7</i>	<i>e8</i>	<i>h8</i>	<i>d9</i>	<i>h9</i>	<i>d11</i>	<i>h11</i>
	Предельные отклонения, мкм															
От 1	-2	0	+3	+6	+10	+12	+16	+20	-6	0	-14	0	-20	0	-20	0
до 3	-8	-6	-3	0	+4	+6	+10	+14	-17	-10	-28	-14	-45	-25	-80	-60
св.3	-4	0	+4	+9	+16	+20	+23	+27	-10	0	-20	0	-30	0	-30	0
до 6	-12	-8	-4	+1	+8	+12	+15	+19	-22	-12	-38	-18	-60	-30	-105	-75
св.6	-5	0	+4,5	+10	+19	+24	+28	+32	-13	0	-25	0	-40	0	-40	0
до 10	-14	-9	-4,5	+1	+10	+15	+19	+23	-28	-15	-47	-22	-76	-36	-130	-90
св.10	-6	0	+5,5	+12	+23	+29	+34	+39	-16	0	-32	0	-50	0	-50	0
до 18	-17	-11	-5,5	+1	+12	+18	+23	+28	-34	-18	-59	-27	-93	-43	-160	-110
св.18	-7	0	+6,5	+15	+28	+35	+41	+48	-20	0	-40	0	-65	0	-65	0
до 30	-20	-13	-6,5	+2	+15	+22	+28	+35	-41	-21	-73	-33	-117	-52	-195	-130
св.30	-9	0	+8	+18	+33	+42	+50	+59	-25	0	-50	0	-80	0	-80	0
до 50	-25	-16	-8	+2	+17	+26	+34	+43	-50	-25	-89	-39	-142	-62	-240	-160
св.50							+60	+72								
до 65	-10	0	+9,5	+21	+39	+51	+41	+53	-30	0	-60	0	-100	0	-100	0
св.65																
до 80	-29	-19	-9,5	+2	+20	+32	+62	+78	-60	-30	-106	-46	-174	-74	-290	-190
св.80							+73	+93								
до 100	-12	0	+11	+25	+45	+59	+51	+71	-36	0	-72	0	-120	0	-120	0
св.100																
до 120	-34	-22	-11	+3	+23	+37	+76	+101	-71	-35	-126	-54	-207	-87	-340	-220
св.120							+88	+177								
до 140							+63	+92								
св.140																
до 160	-14	0	+12,5	+28	+52	+68	+90	+125	-43	0	-85	0	-145	0	-145	0
св.160																
до 180	-39	-25	-12,5	+3	+27	+43	+65	+100	-83	-40	-148	-63	-245	-100	-395	-250
св.180							+93	+133								
до 200							+68	+108								
св.200							+106	+151								
до 225	-15	0	+14,5	+33	+60	+79	+77	+122	-50	0	-100	0	-170	0	-170	0
св.225																
до 250	-44	-29	-14,5	+4	+31	+50	+109	+159	-96	-46	-172	-72	-285	-115	-460	-290
св.225							+80	+130								
до 250							+113	+169								
св.225							+84	+140								

Таблица 4.4 – Варианты индивидуального задания

Вариант	Типы посадок		
1	$\varnothing 22H7/h6$	$\varnothing 36H7/s6$	$\varnothing 16H7/j_s6$
2	$\varnothing 27H8/e8$	$\varnothing 48H7/r6$	$\varnothing 24H7/k6$
3	$\varnothing 37N7/h7$	$\varnothing 7H8/e8$	$\varnothing 25H7/r6$
4	$\varnothing 38H7/r6$	$\varnothing 12H7/e8$	$\varnothing 45H7/j_s6$
5	$\varnothing 22H7/e8$	$\varnothing 69H7/r6$	$\varnothing 15K7/h6$
6	$\varnothing 20E9/h8$	$\varnothing 29H7/r6$	$\varnothing 55H7/j_s6$
7	$\varnothing 42H7/r6$	$\varnothing 25H7/k6$	$\varnothing 18E9/h8$
8	$\varnothing 85E9/h8$	$\varnothing 35H7/s6$	$\varnothing 45H7/k6$
9	$\varnothing 5H9/h9$	$\varnothing 72H7/r6$	$\varnothing 28N7/h7$
10	$\varnothing 55P7/h6$	$\varnothing 20E9/h8$	$\varnothing 29K7/h6$

Таблица 4.5 – Результаты измерений размеров деталей

Размеры деталей, мм	Расчитанные величины		Обозначения посадок
	зазоров, мм	натягов, мм	

4.5 Содержание отчета

- 1 Цель лабораторной работы.
- 2 Общие положения, расчетные формулы, необходимые для выполнения лабораторной работы.
- 3 Расчеты и графический материал к индивидуальному заданию.
- 4 Таблица 4.5 с результатами измерений и вычислений.

4.6 Контрольные вопросы

- 1 Какой размер называется номинальным размером детали?
- 2 Какой размер называется действительным размером детали?
- 3 Может ли номинальный размер быть больше (меньше) наибольшего (наименьшего) предельного размера?
- 4 Может ли действительный размер быть больше (меньше) наибольшего (наименьшего) предельного размера?
- 5 Может ли верхнее отклонение размера быть отрицательным?
- 6 Может ли нижнее отклонение размера быть положительным?

- 7 Что такое допуск размера?
- 8 От чего зависит величина допуска размера?
- 9 Что такое квалитет?
- 10 Что такое поле допуска размера?
- 11 Как может располагаться поле допуска размера относительно линии, соответствующей нулевым отклонениям?
- 12 Что такое посадка?
- 13 Может ли поле допуска вала располагаться над полем допуска сопряженного отверстия?
- 14 Какое сопряжение вала с отверстием называется посадкой с зазором?
- 15 Какое сопряжение вала с отверстием называется посадкой с натягом?
- 16 Какая посадка называется переходной?
- 17 Для какого размера задана более высокая точность выполнения: $\varnothing 20H7$, $\varnothing 45N6$, $\varnothing 100k5$?
- 18 Укажите размер с наибольшим значением допуска: $\varnothing 20H5$, $\varnothing 50N6$, $\varnothing 50k5$, $\varnothing 90N6$.
- 19 Сравните точность выполнения размеров вала и отверстия в посадке $\varnothing 20H6/k5$.
- 20 Сравните значения допусков размеров вала и отверстия в посадке $\varnothing 45N7/h6$.
- 21 В какой системе выполнены посадки $\varnothing 30H7/k6$, $\varnothing 25N7/h6$?
- 22 Если значение допуска размера A больше значения допуска размера B , то что можно сказать о точности выполнения этих размеров?

4.7 Литература

- 1 Вышинский, Н. В. Детали приборов: электрон. учеб.-метод. комплекс по дисциплине «Детали приборов» / Н. В. Вышинский. – Минск : БГУИР, 2011. – 185 с.
- 2 Вышинский, Н. В. Техническая механика / Н. В. Вышинский. – Минск : ИВЦ Минфина, 2006. – 251 с.
- 3 Вышинский, Н. В. Техническая механика. Лабораторный практикум / Н. В. Вышинский. – Минск : Бестпринт, 2001. – 116 с.
- 4 Сурин, В. М. Прикладная механика / В. М. Сурин. – Минск : ООО «Новое знание», 2008. – 388 с.
- 5 Техническая механика. Лабораторный практикум / В. М. Сурин [и др.] ; под общ. ред. В. М. Сурина. – Минск : БГУИР, 2004. – 118 с.
- 6 Красковский, Е. Я. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем / Е. Я. Красковский, Ю. А. Дружинин, Е. М. Филатова ; под ред. Ю. А. Дружинина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1991. – 480 с.

Лабораторная работа №5

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

5.1 Цель работы

- 1 Изучение критериев, по которым оценивается точность зубчатых передач.
- 2 Определение передаточного отношения и экспериментальная оценка кинематической погрешности зубчатого механизма.
- 3 Определение по величине полученной кинематической погрешности степени точности изготовления колес исследуемого зубчатого механизма.

5.2 Основные теоретические положения

5.2.1 Точность изготовления и виды сопряжений зубчатых колес

Требования к точности зубчатых передач зависят от их назначения. Так в отсчетных системах, в приборных устройствах применяются зубчатые передачи повышенной точности. Точность преобразования движения зубчатыми передачами зависит как от точности выполнения геометрических размеров элементов передачи, так и от относительного их расположения. Кроме того, на точность зубчатого механизма влияют упругие деформации зубьев, валов, опор и других элементов передачи. Одним из определяющих факторов влияния на ошибку передачи является точность выполнения ее элементов.

Показатели точности цилиндрических зубчатых передач с модулем зацепления $0,1 \leq m < 1,0$ мм устанавливаются стандартом ГОСТ 9178–81. В соответствии со стандартом все зубчатые колеса по точности изготовления разделены на 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами от 1 до 12. Параметры точности 3–5-й степеней предназначены главным образом для измерительных колес, в зацеплении с которыми контролируются зубчатые колеса. Наиболее широко распространенными являются колеса 6–9-й степеней точности.

Для каждой степени точности стандарт устанавливает три нормы точности:

- норма кинематической точности;
- норма плавности работы;
- норма контакта зубьев.

Норма кинематической точности характеризует согласованность поворота зубчатого колеса с поворотом находящегося с ним в зацеплении контрольного колеса. Для зубчатого колеса норма кинематической точности определяется как максимальная погрешность F_r угла поворота в пределах полного оборота колеса (рисунок 5.1). Кинематическая точность важна для зубчатых передач точных кинематических цепей, отсчетных и делительных механизмов.

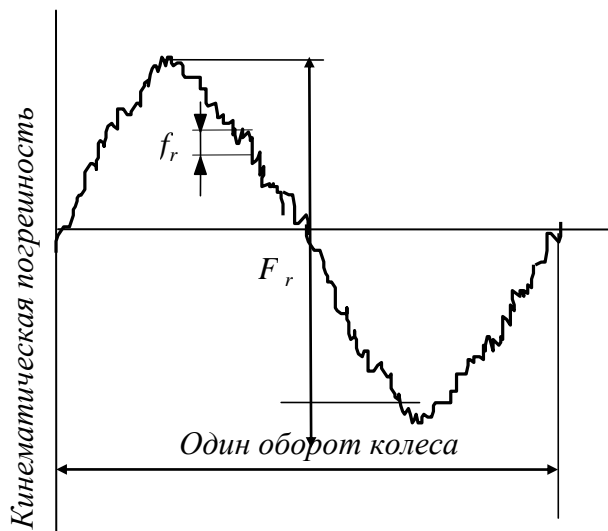


Рисунок 5.1 – Изменение кинематической погрешности

Норма плавности работы характеризует равномерность хода колеса. Она регламентирует циклические погрешности, многократно повторяющиеся за один оборот колеса. Показателем плавности работы колеса является местная кинематическая погрешность f_r (см. рисунок 5.1). Значение нормы плавности работы имеет особое значение для точных отсчетных и делительных устройств, высокоскоростных передач, механизмов с высокими требованиями плавности перемещений.

Норма контакта зубьев определяет величину и расположение

области прилегания боковых поверхностей зубьев сопряженных колес по длине и высоте зуба в процентах (рисунок 5.2):

$$\frac{a}{b} 100 \% ; \quad \frac{h_m}{h_p} 100 \% , \quad (5.1)$$

где a , h_m – соответственно ширина и высота пятна контакта на боковой поверхности зуба;

b – ширина зуба;

h_p – высота активной боковой поверхности зуба.

Эта норма имеет существенное значение для тяжело нагруженных передач.

Для малонагруженных передач приборных устройств норма контакта зубьев не имеет существенного значения и чаще всего не контролируется.

Все три нормы точности являются независимыми одна от другой. Одно и то же зубчатое колесо может иметь нормы точности, соответствующие различным степеням точности.

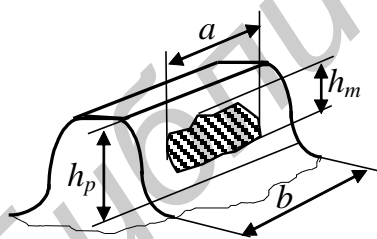


Рисунок 5.2 – Расположение пятна контакта

Независимо от точности изготовления зубчатых колес стандарт устанавливает для мелко модульных передач ($m < 1\text{мм}$) пять видов сопряжений колес. Виды сопряжений обозначаются буквами H , G , F , E , D и каждый из них определяет величину минимального гарантированного бокового зазора j_{\min} в зацеплении пары зубчатых колес (рисунок 5.3). Гарантированный боковой зазор исключает возможность заклинивания передачи при нагреве, а также обеспечивает условия смазки зубьев.

Значение максимального бокового зазора зависит от величины допуска T_{jn} на боковой зазор. Стандарт устанавливает четыре вида допусков на боковой зазор – h, g, f, e . Обозначения видов сопряжений и допусков даны в порядке возрастания величины бокового зазора и допуска на него.

На рисунке 5.3 показано расположение полей допусков боковых зазоров, значение которых T_{jn} . Каждому виду сопряжения H, G, F соответствует один вид допуска на боковой зазор соответственно h, g, f . Для видов сопряжения E и D устанавливается один вид допуска – e .

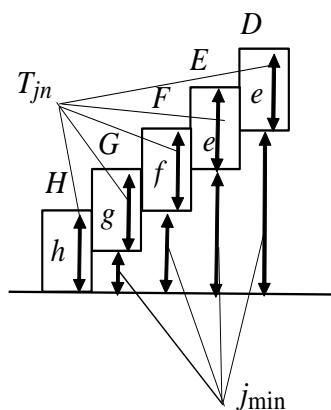


Рисунок 5.3 – Виды сопряжений зубчатых колес

Точность изготовления цилиндрических зубчатых колес и передач задается степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора и его допуском.

Пример условного обозначения точности передач с нерегулируемым расположением осей, со степенью точности 7 по всем трем нормам, с видом сопряжения колес G и соответствием между видом сопряжения и допуском на боковой зазор – $7-G$ ГОСТ 9178–81. При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор точность зубчатых колес и передач обозначается следующим образом: $6-7-7-Gf$ ГОСТ 9178–81.

5.2.2 Определение погрешностей зубчатых передач

Основными погрешностями зубчатых передач являются *погрешность мертвого хода* и *кинематическая погрешность*.

Погрешность мертвого хода рассчитывается при реверсивном режиме работы (изменении направления вращения колес) зубчатых передач. *Мертвый ход* пары сопряженных зубчатых колес определяется углом поворота $\Delta\varphi$ одного колеса при неподвижном втором колесе. Причиной мертвого хода в передачах является наличие бокового зазора j_n между зубьями сопряженных колес (*кинематический мертвый ход*) и упругими деформациями валов под действием передаваемых моментов (*упругий мертвый ход*).

При отсутствии зазоров в подшипниковых узлах значение *кинематического мертвого хода* для пары зубчатых колес рассчитывают по формуле

$$\Delta\varphi = \frac{j_n}{r \cos \alpha}, \quad (5.2)$$

где j_n – величина бокового зазора, значение которого зависит от вида сопряжения зубчатых колес и допуска на боковой зазор;

r – радиус делительной окружности колеса;

α – угол зацепления (для эвольвентного профиля $\alpha = 20^\circ$).

Обычно величина бокового зазора j_n дается в микрометрах, а величину мертвого хода определяют в угловых минутах. Тогда для пары зубчатых колес

$$\Delta\varphi = \frac{2j_n 180 \cdot 60}{10^3 m z \pi \cos \alpha} = 7,32 \frac{j_n}{mz}, \quad (5.3)$$

где $\Delta\varphi$ – кинематический мертвый ход, мин;

j_n – боковой зазор, мкм;

m – модуль зацепления, мм;

z – число зубьев колеса.

Для передачи, состоящей из $2n$ зубчатых колес, закрепленных на $n+1$ валах, формула для нахождения кинематической погрешности мертвого хода, приведенной к выходному колесу, имеет вид

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta\varphi_1}{i_{1(n+1)}} + \frac{\Delta\varphi_3}{i_{2(n+1)}} + \dots + \frac{\Delta\varphi_{2n-3}}{i_{(n-1)(n+1)}} + \frac{\Delta\varphi_{2n-1}}{i_{n(n+1)}}, \quad (5.4)$$

где $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_3, \dots, \Delta\varphi_{(2n-3)}, \Delta\varphi_{(2n-1)}$ – собственные кинематические погрешности пар зубчатых колес $z_1z_2, z_3z_4, \dots, z_{2n-3}z_{2n-2}$ и $z_{2n-1}z_{2n}$, отнесенные к ведущим колесам (шестерням) и определяемые по формуле (5.2);

$i_{1(n+1)}, i_{2(n+1)}, \dots, i_{(n-1)(n+1)}, i_{n(n+1)}$ – передаточные отношения соответственно между 1, 2, ..., $n-1, n$ и последним $(n+1)$ валом.

Для исключения мертвого хода в приборных устройствах используют двойные зубчатые колеса, обе части которых соединяют пружиной так, чтобы они стремились повернуться относительно друг друга. В результате смещения двух частей колеса увеличивается окружная толщина зуба и обеспечивается контакт его боковых поверхностей с противоположно расположенными боковыми поверхностями двух соседних зубьев сопряженного колеса. Это приводит к выборке бокового зазора и исключению кинематического мертвого хода в передаче.

Расчет упругого мертвого хода производится аналогично расчету кинематического мертвого хода, только необходимо учитывать, что угол поворота одного колеса при неподвижном другом вызван не зазором в зацеплении, а обусловлен закручиванием на некоторый угол вала, где крепятся зубчатые колеса.

Величина угла закручивания вала под действием передаваемого крутящего момента определяется по формулам сопромата.

Кинематическая погрешность рассчитывается для неререверсивной зубчатой передачи и состоит в определении разности между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого колеса. Величина разности зависит от точности изготовления зубчатых колес, входящих в передачу, которая определяется значениями норм кинематической точности и плавности.

При расчете *кинематической погрешности* необходимо брать значение допуска F_i' на кинематическую погрешность зубчатых колес, входящих в передачу, который определяют как сумму допусков на накопленную погрешность шага F_p и на погрешность профиля зуба f_f : $F_i' = F_p + f_f$. Тогда допуск на кинематическую погрешность $\delta\varphi_i$ в угловых минутах определится из выражения

$$\delta\varphi_i = \frac{2F_i' \cdot 180 \cdot 60}{mz10^3 \pi} = 6,88 \frac{F_i'}{mz}. \quad (5.5)$$

При нахождении кинематической погрешности $\delta\varphi$ передачи кинематическую погрешность зубчатых колес, расположенных на одном валу, складывают и приводят к одному валу, обычно выходному.

Порядок определения кинематической погрешности, приведенной к выходному валу, рассмотрим на примере зубчатой передачи, представленной на рисунке 5.4. Пусть ведущее колесо 1 имеет погрешность $\delta\varphi_1$. Тогда эта погрешность вызовет дополнительный поворот колеса 2 на угол $\delta\varphi_1/i_{12}$. Если колесо 2 имеет собственную погрешность $\delta\varphi_2$, то эта погрешность прибавится к погрешности $\delta\varphi_1/i_{12}$ и дополнительный поворот колеса 2 составит $\delta\varphi_1/i_{12} + \delta\varphi_2$. Погрешность на третьем колесе будет равна этой же сумме погрешностей плюс собственная погрешность $\delta\varphi_3$ колеса 3, т. е. $\delta\varphi_1/i_{12} + \delta\varphi_2 + \delta\varphi_3$. Аналогично рассуждая, получим выражение для погрешности на колесе 5, состоящей из суммы приведенных к колесу 4 погрешностей колес 1, 2, 3 и собственных погрешностей колес 4 ($\delta\varphi_4$) и 5 ($\delta\varphi_5$):

$$(\delta\varphi_5) = (\delta\varphi_1/i_{12} + \delta\varphi_2 + \delta\varphi_3)/i_{34} + \delta\varphi_4 + \delta\varphi_5.$$

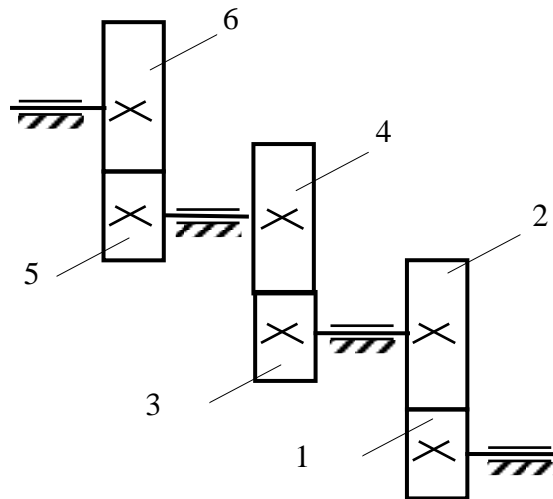


Рисунок 5.4 – Кинематическая схема зубчатой передачи

Для всего механизма кинематическая погрешность, приведенная к выходному колесу 6, определится выражением

$$\delta\varphi = ((\delta\varphi_1/i_{12} + \delta\varphi_2 + \delta\varphi_3)/i_{34} + \delta\varphi_4 + \delta\varphi_5)/i_{56} + \delta\varphi_6, \quad (5.6)$$

где i_{12} , i_{34} и i_{56} – передаточные отношения соответственно 1-й, 2-й и 3-й ступеней трехступенчатой зубчатой передачи;

$\delta\varphi_6$ – собственная погрешность колеса 6.

5.3 Описание лабораторной установки и методики определения точности изготовления зубчатых колес

Лабораторная установка состоит из исследуемого редуктора и измерительного блока. Кинематическая схема редуктора представлена на рисунке 5.4. Редуктор представляет собой четырехступенчатый зубчатый механизм с модулем зацепления $m = 0,5$ мм. Количество зубьев колес 1–8 редуктора представлено в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Количество зубьев колес редуктора

Зубчатые колеса	1	2	3	4	5	6	7	8
Количество зубьев	35	140	40	144	24	144	24	144

На передней панели измерительного блока расположен тумблер «Сеть», тумблеры (B_1) и (B_2), ручка поворота вала сельсин-приемника, стрелочный прибор.

Угол поворота ведущего вала редуктора задается поворотом рукоятки и отсчитывается по совмещенной с ней шкалой 10 (см. рисунок 5.4), цена деления которой составляет 1° . Угол поворота выходных (третьего и пятого) валов редуктора определяется с помощью сельсин-датчиков соответственно СД-1 и

СД-2. Сельсин-датчик – это механизм, преобразующий угол поворота вала в электрическое напряжение. Большему углу поворота соответствует большее напряжение.

В настоящей лабораторной установке сельсин-датчики СД-1 и СД-2 с помощью тумблеров (B_1) и (B_2) поочередно коммутируются с установленным в измерительном блоке сельсин-приемником, обеспечивая включение их в цепь общего источника питания. При согласованном расположении валов сельсин-датчика и сельсин-приемника токи в их обмотках синхронизации отсутствуют. При повороте (рассогласовании) вала сельсин-датчика напряжение с его обмотки синхронизации поступает на обмотку синхронизации сельсин-приемника, который связан с измерительным прибором. Величина напряжения, фиксируемая прибором, пропорциональна углу рассогласования между сельсин-датчиком и сельсин-приемником.

Зная величину выходного сигнала, можно определить угол рассогласования θ_D по формуле

$$\theta_D = \arcsin \frac{u_{\text{вых}}}{u_{\text{max}}} , \quad (5.7)$$

где $u_{\text{вых}}$ – показание прибора при данном угле рассогласования;

u_{max} – показание прибора при максимальном угле рассогласования.

Это будет действительное значение угла поворота выходного вала исследуемого редуктора, соответствующее заданному углу поворота его входного вала. Из-за ограниченной точности изготовления зубчатых колес редуктора действительное значение угла поворота выходного вала будет отличаться от его ожидаемого (теоретического) значения. Теоретическое значение угла поворота выходного вала θ_T при заданном угле поворота φ входного вала редуктора определим с учетом значения передаточного отношения i_T исследуемого редуктора:

$$\theta_T = \varphi / i_T . \quad (5.8)$$

Теоретическое значение передаточного отношения i_T редуктора определяется по формуле

$$i_T = \frac{z_2 z_4 z_6 z_8}{z_1 z_3 z_5 z_7} , \quad (5.9)$$

где $z_1, z_2, z_3, \dots, z_8$ – числа зубьев зубчатых колес исследуемого редуктора.

Разность между теоретическим и действительным значениями поворота выходного вала будет определять кинематическую погрешность $\delta\varphi$ исследуемого редуктора, т. е.

$$\delta\varphi = \theta_T - \theta_D . \quad (5.10)$$

Если известна точность изготовления зубчатых колес, то кинематическую погрешность исследуемого редуктора $\delta\varphi_{расч}$ можно определить по формуле

$$\delta\varphi_{расч} = \left(\left(\left(\frac{\delta\varphi_1}{i_{12}} + \delta\varphi_2 + \delta\varphi_3 \right) \frac{1}{i_{34}} + \delta\varphi_4 + \delta\varphi_5 \right) \frac{1}{i_{56}} + \delta\varphi_6 + \delta\varphi_7 \right) \frac{1}{i_{78}} + \delta\varphi_8, \quad (5.11)$$

где $\delta\varphi_1, \delta\varphi_2, \delta\varphi_3, \dots, \delta\varphi_8$ – значения максимальных кинематических погрешностей зубчатых колес редуктора, определенные в соответствии с выражением (5.5);

$i_{12} = z_2/z_1, i_{34} = z_4/z_3, i_{56} = z_6/z_5, i_{78} = z_8/z_7$ – значения передаточных отношений для каждой из 4-х ступеней редуктора.

Возможно решение и обратной задачи: по значению кинематической погрешности редуктора определяется степень точности изготовления его колес. Решению такой задачи и посвящена настоящая лабораторная работа: имея полученное расчетно-экспериментальным путем значение кинематической погрешности (5.10), необходимо определить, используя выражения (5.5) и (5.11), степень точности изготовления зубчатых колес исследуемого редуктора. Для реализации указанного способа определения точности изготовления зубчатых колес, связанного с необходимостью выполнения последовательных расчетов, используется программа POGRESHNOST¹.

5.4 Порядок выполнения работы

1 Тумблер «Сеть» на передней панели измерительного блока лабораторной установки поставить в положение «Вкл».

2 Тумблеры «В₁» и «В₂» поставить в положение II.

3 Вращать с помощью ручки на передней панели измерительного блока вал сельсин-приемника до тех пор, пока стрелка измерительного прибора не займет крайнее правое положение, соответствующее максимальному рассогласованию углов поворота валов сельсин-датчика и сельсин-приемника. Значение напряжения U_{max} , соответствующее максимальному отклонению стрелки измерительного прибора, записать в таблицу 5.2 (вся шкала прибора соответствует напряжению 100 В).

4 Вращая ручку на панели измерительного блока лабораторной установки, установить стрелку прибора в крайнее левое положение, соответствующее значению 0.

5 Повернуть ведущий вал исследуемого редуктора на угол φ_1 , соответствующий n полным оборотам вала. Число n полных оборотов ведущего вала соответствует заданному преподавателем варианту (таблица 5.3). Значение угла записать в таблицу 5.2.

¹ Программа POGRESHNOST разработана студентом группы 112502 Михаилом Зайцевым.

6 Снять показания измерительного прибора $U_{\text{вых}}$, соответствующие углу поворота выходного вала θ_D (углу рассогласования), и записать значение напряжения в таблицу 5.2.

7 С учетом кинематической схемы редуктора (см. рисунок 5.4) и значений числа зубьев колес (см. таблицу 5.1), определить по формуле (5.9) передаточное отношение редуктора i_{18} , записав его значение в таблицу 5.2.

8 Зная значение передаточного отношения редуктора i_{18} и угол поворота входного вала φ_1 , рассчитать ожидаемое значение угла поворота выходного вала исследуемого редуктора – θ_T . Значение угла записать в таблицу 5.2.

9 Имея значения напряжений U_{max} и $U_{\text{вых}}$, по формуле (5.7) определить значение действительного угла поворота выходного вала редуктора θ_D . Для вычисления значения θ_D можно использовать разложение обратной тригонометрической функции $\arcsin x$ в степенной ряд:

$$\arcsin x = x + \frac{1}{2} \frac{x^3}{3} + \frac{1}{2} \frac{3}{4} \frac{x^5}{5} + \dots$$

В качестве значащих принять первые три члена ряда. Полученное значение θ_D записать в таблицу 5.2.

10 Определить кинематическую погрешность $\delta\varphi$ исследуемого редуктора как взятую по модулю разность значений теоретического θ_T и действительного θ_D углов поворота выходного вала при одном и том же угле поворота входного вала редуктора (5.10). Полученное значение $\delta\varphi$ записать в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 – Расчетные и экспериментальные значения исследуемых параметров редуктора

Наименование параметров, характеризующих работу исследуемого редуктора	Значения параметров
1 Значение напряжения, соответствующее максимальному углу рассогласования, U_{max} , В	
2 Значение напряжения, соответствующее действительному углу поворота выходного вала редуктора, $U_{\text{вых}}$, В	
3 Угол поворота входного вала редуктора, φ_1 , рад	
4 Действительное значение угла поворота выходного вала редуктора, θ_D , рад	
5 Расчетное значение угла поворота выходного вала редуктора, θ_T , рад	
6 Значение передаточного отношения редуктора, i_{18}	
7 Экспериментальное значение кинематической погрешности редуктора, $\delta\varphi$, угл. мин	
8 Расчетное значение кинематической погрешности редуктора, $\delta\varphi_T$, угл. мин	
9 Степень точности изготовления зубчатых колес, которой соответствует норма кинематической точности	
10 Степень точности изготовления зубчатых колес редуктора, которой соответствует норма плавности работы	

11 Используя программу POGRESHNOST, определить степень точности изготовления зубчатых колес исследуемого редуктора, указав ее в таблице 5.2.

12 Для полученной степени точности зубчатых колес рассчитать приведенную к выходному колесу кинематическую погрешность исследуемого редуктора по аналогии с выше рассмотренным расчетом кинематической погрешности зубчатого механизма, представленного на рисунке 5.4. Значения норм плавности работы и кинематической точности зубчатых колес для различных степеней точности представлены соответственно в таблицах 5.4 и 5.5.

Таблица 5.3 – Варианты индивидуального задания

Вариант	1	2	3	4
Число оборотов вала, n	40	45	50	55

Таблица 5.4 – Нормы плавности работы f_f цилиндрических зубчатых колес, мкм ($0,1 \leq m < 1,0$)

Модуль, m	Степень точности			
	5	6	7	8
Св. 0,1 до 0,5	5	7	9	11
Св. 0,5 до 1,0	6	8	10	13

Таблица 5.5 – Нормы кинематической точности цилиндрических зубчатых колес F_p , мкм ($0,1 \leq m < 1,0$)

Степень точности	Делительный диаметр, d , мм						
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200
5	10	11	12	14	16	19	22
6	16	17	19	22	25	30	36
7	22	24	27	30	35	42	50
8	32	34	38	44	50	60	70

5.5 Содержание отчета

- 1 Цель лабораторной работы.
- 2 Краткие теоретические сведения (рабочие формулы и пояснения к ним).
- 3 Кинематическая схема исследуемого редуктора.
- 4 Расчетные и экспериментальные данные.
- 5 Выводы по лабораторной работе.

5.6 Контрольные вопросы

- 1 Как изменяется точность изготовления зубчатых колес с увеличением номера степени точности?

2 Зубчатые колеса каких степеней точности являются наиболее распространенными?

3 Какие три нормы устанавливает стандарт для каждой степени точности изготовления зубчатых колес? Что определяет каждая из этих норм?

4 Какие существуют виды сопряжений и допусков на боковой зазор для зубчатых колес, применяемых в приборостроении?

5 Зависит ли вид сопряжения зубчатых колес от точности их изготовления?

6 Что определяет вид сопряжения зубчатых колес?

7 Что определяет величину бокового зазора в зацеплении зубчатых колес?

8 От чего зависит величина кинематической погрешности зубчатой передачи?

9 От чего зависит величина ошибки кинематического мертвого хода?

10 Как влияет величина нагрузки на упругий мертвый ход в зубчатых передачах?

11 Для каких зубчатых передач рассчитывают кинематическую погрешность, а для каких – ошибку кинематического мертвого хода?

5.7 Литература

1 Вышинский, Н. В. Детали приборов: электрон. учеб.-метод. комплекс по дисциплине «Детали приборов» / Н. В. Вышинский. – Минск : БГУИР, 2011. – 185 с.

2 Вышинский, Н. В. Техническая механика / Н. В. Вышинский. – Минск : ИВЦ Минфина, 2006. – 251 с.

3 Вышинский, Н. В. Техническая механика. Лабораторный практикум / Н. В. Вышинский. – Минск : Бестпринт, 2001. – 116 с.

4 Сурин, В. М. Прикладная механика / В. М. Сурин. – Минск : ООО «Новое знание», 2008. – 388 с.

5 Красковский, Е. Я. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем / Е. Я. Красковский, Ю. А. Дружинин, Е. М. Филатова ; под ред. Ю. А. Дружинина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1991. – 480 с.

6 Элементы приборных устройств: курс. проектирование. В 2 ч. / О. Ф. Тищенко [и др.] ; под ред. О. Ф. Тищенко. – М. : Высшая школа, 1978. – Ч. 1. – 328 с.

Учебное издание

Вышинский Николай Владимирович
Сурин Виталий Михайлович
Дзержинский Станислав Мечиславович

***ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ.
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ***

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Редактор *М. А. Зайцева*
Корректор *Е. И. Герман*
Компьютерная правка, оригинал-макет *В. М. Задоя*

Подписано в печать 21.02.2014. Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Отпечатано на ризографе. Усл. печ. л. 4,3. Уч.-изд. л. 4,0. Тираж 100 экз. Заказ 204.

Издатель и полиграфическое исполнение: учреждение образования
«Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники»
ЛИ №02330/0494371 от 16.03.2009. ЛП №02330/0494175 от 03.04.2009.
220013, Минск, П. Бровки, 6