

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Технология машиностроения»

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов направления подготовки*

*23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»
дневной формы обучения*



Могилев 2018

УДК 621.81
ББК 34.41
М 87

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Технология машиностроения» «Об» марта 2018 г.,
протокол № 8

Составитель канд. техн. наук, доц. Е. Н. Антонова

Рецензент канд. техн. наук, доц. В. В. Кутузов

Методические рекомендации предназначены для проведения лабораторных работ по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация». Содержат цель работ, задания, рекомендации по их выполнению, вопросы для контроля.

Учебно-методическое издание

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

| | |
|-------------------------|------------------|
| Ответственный за выпуск | В. М. Шеменков |
| Технический редактор | А. А. Подошевка |
| Компьютерная верстка | Н. П. Полевничая |

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 36 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014 г.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский
университет», 2018



Содержание

| | |
|---|----|
| 1 Лабораторная работа № 1. Погрешности измерений. Выбор средств измерений..... | 4 |
| 2 Лабораторная работа № 2. Однократные измерения, обработка результатов однократных измерений..... | 8 |
| 3 Лабораторная работа № 3. Многократные измерения, обработка результатов многократных измерений..... | 10 |
| 4 Лабораторная работа № 4. Построение полей допусков посадок..... | 12 |
| 5 Лабораторная работа № 5. Измерение размеров цилиндрических деталей абсолютным и относительным методами..... | 16 |
| 6 Лабораторная работа № 6. Расчет допусков размеров, входящих в размерные цепи..... | 19 |
| 7 Лабораторная работа № 7. Выбор посадок в типовых соединениях..... | 23 |
| 8 Лабораторная работа № 8. Обозначение допусков формы и взаимного расположения на чертежах..... | 32 |
| 9 Лабораторная работа № 9. Нормирование точности зубчатых колес и передач..... | 34 |
| 10 Лабораторная работа № 10. Контроль радиального биения зубчатого колеса..... | 38 |
| 11 Лабораторная работа № 11. Контроль длины общей нормали и отклонения средней длины общей нормали..... | 41 |
| 12 Лабораторная работа № 12. Определение годности резьбы дифференцированным методом..... | 45 |
| Список литературы..... | 47 |



1 Лабораторная работа № 1. Погрешности измерений. Выбор средств измерений

Цель работы: ознакомиться с погрешностями измерения и их расчетом, научиться выбирать средства измерения по точности.

1.1 Краткие теоретические положения

Результат измерения – значение физической величины, найденное путем ее измерения.

В зависимости от характера проявлений и причин возникновения погрешности бывают: систематические, случайные, грубые.

Систематические погрешности Δ_c остаются постоянными или закономерно изменяются при повторных измерениях одного и того же параметра (могут быть субъективными, методическими и инструментальными).

Случайные погрешности $\overset{\circ}{\Delta}$ изменяются при повторных измерениях одного и того же параметра случайным образом.

Грубые погрешности (промахи) возникают из-за ошибочных действий оператора, неисправности средств измерения или резких изменений условий измерений. Выявляются в результате обработки результатов измерений с помощью специальных критериев.

Общая погрешность измерений определяется суммой

$$\Delta_{\text{изм}} = \pm(\Delta_c + \overset{\circ}{\Delta}). \quad (1.1)$$

В зависимости от формы выражения погрешности измерения различают абсолютные, относительные и приведенные.

Абсолютная погрешность

$$\Delta = x - x_u \quad \text{или} \quad \Delta = x - x_\delta, \quad (1.2)$$

где x – результат измерения;

x_u или x_δ – истинное или действительное значение.

Относительная погрешность

$$\delta = \pm \frac{\Delta}{x} \cdot 100 \% \quad \text{или} \quad \delta = \pm \frac{\Delta}{x_\delta} \cdot 100 \%. \quad (1.3)$$

Приведенная погрешность

$$\gamma = \pm \frac{\Delta}{x_N} \cdot 100 \%, \quad (1.4)$$

где x_N – нормированное значение величины, например $x_N = x_{\text{max}}$ (x_{max} – макси-



мальное значение измеряемой величины).

Все средства измерения, кроме угломерных приборов и приборов для измерения длины, разделены на классы точности, которые указываются в паспортных данных.

Типовые обозначения класса точности средств измерения:

- 1) $\textcircled{1,5}$ – указан в кружке в виде *относительной погрешности* $\delta = 1,5 \%$;
- 2) 1,5 – без кружка в виде *приведенной погрешности* $\gamma = 1,5 \%$;
- 3) 0,02/0,01 – двумя числами в виде двух *приведенных погрешностей* – конечного и начального деления шкалы $\gamma_{\text{кон}} = 0,02 \%$, $\gamma_{\text{нач}} = 0,01 \%$.

Таблица 1.1 – Формулы вычисления погрешностей и обозначение классов точности средств измерения

| Вид погрешности | Расчетная формула | Номер формулы | Обозначение класса точности | |
|-----------------|--|---------------|-----------------------------|---------------------|
| | | | в НТД | СИ |
| Абсолютная | $\Delta = \pm 0,2 \text{ А}$ | 1 | N или класс точности III | N или III |
| Относительная | $\delta = \pm 0,5 \%$ | 2 | 0,5 | $\textcircled{0,5}$ |
| | $\delta = \pm \left[c + d \left(\left \frac{x}{x_0} \right - 1 \right) \right] \cdot 100 \%$ | 3 | 0,02/0,01 | 0,02/0,01 |
| | $\delta(x) = \left[\frac{0,02}{x} + \frac{0,5}{100} + \frac{x}{10^6} \right] \cdot 100 \%$ | 4 | C или класс точности II | C или II |
| Приведенная | При $x_N = x_K$ $\gamma = 1,5 \%$ | 5 | 1,5 | 1,5 |
| | $\gamma = \pm 0,5 \%$ | 6 | 0,5 | 0,5 |

Пример 1 – Отсчет по шкале прибора с пределами измерения 0...50 А и равномерной шкалой составил 25 А. Пренебрегая другими видами погрешностей измерения, оценить пределы допускаемой абсолютной погрешности Δ этого отсчета при использовании различных средств измерения (СИ) классов точности: 0,02/0,01; $\textcircled{0,5}$; 0,5.

Решение

1 Для СИ класса точности 0,02/0,01 относительная погрешность рассчитывается по формуле (4) таблицы 1.1. Выразив абсолютную погрешность Δ из формулы (1.3) через относительную δ , получим

$$\Delta = \pm \left[c + d \left(\left| \frac{x_K}{x} \right| - 1 \right) \right] \cdot x \cdot 100 \%,$$

где c и d – конечное и начальное значения относительной погрешности к концу диапазона, $c = 0,02$, $d = 0,01$.

x_K – конечное значение предела измерения;



x – показания прибора при измерении (отсчет).

Подставив численные значения, получим

$$\Delta = \pm \left[0,02 + 0,01 \left(\left| \frac{50}{25} \right| - 1 \right) \right] \cdot 25 \cdot 0,01 = 0,0075 \approx 0,008 \text{ А}.$$

2 Для СИ класса (0,5) относительная погрешность $\delta = \pm 0,5 \%$. Из формулы (1.3) выразим абсолютную погрешность:

$$\Delta = \pm 25 \cdot 0,5 \cdot 0,01 = \pm 0,125 \text{ А}.$$

3 Для СИ класса точности $\gamma = 0,5$ – приведенная погрешность $\gamma = 0,5 \%$, которая рассчитывается по формуле (1.4), в которой $x_N = 50$, отсюда выразим Δ :

$$\Delta = \pm 50 \cdot 0,5 \cdot 0,01 = \pm 0,25 \text{ А}.$$

1.2 Выбор средств измерений

При выборе СИ учитывают совокупность показателей метрологических, эксплуатационных и экономических.

При выборе СИ по метрологическим характеристикам цена деления шкалы должна выбираться с учетом заданной точности измерения. Если необходимо контролировать с точностью до 0,01 мм, то и СИ выбирают с ценной деления 0,01 мм, т. к. СИ с более грубой шкалой внесет дополнительные субъективные погрешности, а более точные СИ стоят дороже.

Самый простой способ выбора СИ – выбор по точности, предусматривающий сравнение допускаемой погрешности измерения $\delta_{изм}$, которая определяется по таблице в зависимости от качества точности, измеряемого размера и его номинального значения, и допускаемой погрешности СИ $\Delta_{СИ}$, при этом должно выполняться условие $\pm \Delta_{СИ} \leq \delta_{изм}$.

Допускаемая погрешность измерения δ – это наибольшее значение погрешности, при которой полученный в результате измерения размер может быть признан действительным. В соответствии с ГОСТ 8.051–82 допускаемая погрешность измерения составляет от 20 до 35 % допуска на измеряемый размер. В таблице 1.2 приведены значения допусков и допускаемых погрешностей измерения для классов от 5-го до 10-го.

Пример 2 – Выбрать СИ для контроля вала диаметром 75,0_{-0,02} мм.

Решение

По таблице 1.2 определяем $\delta_{изм} = 5,0$ мкм. При выборе ориентируемся на значения допуска на заданный размер $Td = 20$ мкм. Выбираем СИ для вала. Это может быть штангенциркуль, микрометр или рычажная скоба.

Допускаемая погрешность штангенциркуля – $\Delta_{СИ} = \pm 0,1$ мм, тогда величина допуска составит 200 мкм, поэтому не выполняется условие выбора СИ.

Микрометр МК-75 – $\Delta_{cu} = \pm 0,004$ мм, допуск составит 8 мкм. Условие так же не выполняется. Скоба рычажная СР-75 с ценой деления 0,02 мм – $\Delta_{cu} = \pm 0,002$ мм, допуск 4 мкм, и условие выполняется, т. к. $4 < 5$.

Таблица 1.2 – Допускаемые погрешности измерений

| Номинальный размер | Квалитет | | | | | | | | | | | |
|--------------------|-----------|----------------|-----------|----------------|-----------|----------------|-----------|----------------|-----------|----------------|-----------|----------------|
| | 5 | | 6 | | 7 | | 8 | | 9 | | 10 | |
| | <i>IT</i> | $\delta_{изм}$ | <i>IT</i> | $\delta_{изм}$ | <i>IT</i> | $\delta_{изм}$ | <i>IT</i> | $\delta_{изм}$ | <i>IT</i> | $\delta_{изм}$ | <i>IT</i> | $\delta_{изм}$ |
| Св. 6 до 10 | 6 | 2,0 | 9 | 2,0 | 15 | 4,0 | 22 | 5,0 | 36 | 9 | 58 | 12 |
| Св. 10 до 18 | 8 | 2,8 | 11 | 3,0 | 18 | 5,0 | 27 | 7,0 | 43 | 10 | 70 | 14 |
| Св. 18 до 30 | 9 | 3,0 | 13 | 4,0 | 21 | 6,0 | 33 | 8,0 | 52 | 12 | 84 | 18 |
| Св. 30 до 50 | 11 | 4,0 | 16 | 5,0 | 25 | 7,0 | 39 | 10,0 | 62 | 16 | 100 | 20 |
| Св. 50 до 80 | 13 | 4,0 | 19 | 5,0 | 30 | 9,0 | 46 | 12,0 | 74 | 18 | 120 | 30 |
| Св. 80 до 120 | 15 | 5,0 | 22 | 6,0 | 35 | 10,0 | 54 | 12,0 | 87 | 20 | 140 | 30 |
| Св. 120 до 180 | 18 | 6,0 | 25 | 7,0 | 40 | 12,0 | 63 | 16,0 | 100 | 30 | 160 | 40 |

Примечание – *IT* – допуски размеров, мкм; $\delta_{изм}$ – допускаемые погрешности измерений, мкм

Задания

1 Мера воспроизводит сигнал значением 1,0. Измерительный прибор показывает 1,1. Относительная погрешность измерения δ , выраженная в процентах, будет равна:

- 1) $\delta = 100 \%$; 2) $\delta = 1,0 \%$; 3) $\delta = 1,1 \%$; 4) $\delta = 10 \%$.

2 При определении размера были следующие источники погрешностей измерения: средства измерений $\Delta_{cu} = \pm 0,05$ мм, отсчёта оператора $\Delta_{on} = \pm 0,01$ мм. Реальная погрешность измерения будет равна:

- 1) 0,1 мм; 2) $\pm 0,05$ мм; 3) $\pm 0,06$ мм; 4) $\pm 0,12$ мм.

3 Вид погрешности в формуле $\delta = (A - x_u) / x_u$ является:

- 1) относительным; 2) приведённым; 3) абсолютным; 4) систематическим.

4 Если при измерении напряжения двумя вольтметрами у первого класс точности 1,0, предел измерения 300 В, а у второго соответственно 2,5 и 250 В, то наибольшая возможная разница показаний равна:

- 1) 9,25 В; 2) 3,25 В; 3) 3,15 В; 4) 6,25 В.

5 Для контроля вала, диаметр которого равен $(30 \pm 0,012)$ мм, целесообразнее использовать:

- 1) микрометр с погрешностью измерения 0,005 мм;
 2) оптиметр с погрешностью измерения 0,0003 мм;
 3) универсальный микроскоп с погрешностью измерения 0,001 мм;
 4) штангенциркуль с погрешностью измерения 0,05 мм.



6 При контроле размера $100_{-0,020}^{+0,034}$ предел допускаемой погрешности измерения следует принять равным:

- 1) 0,54; 2) 0,014; 3) 0,027; 4) 0,034.

7 При контроле линейных размеров случайная погрешность измерения не должна превышать ... от допустимой погрешности измерения (не менее двух вариантов ответа):

- 1) 0,6; 2) 0,2; 3) 3/5; 4) 0,1.

2 Лабораторная работа № 2. Однократные измерения, обработка результатов однократных измерений

Цель работы: ознакомиться с методикой обработки однократных измерений, с расчетом доверительных границ истинного значения.

2.1 Краткие теоретические положения

При однократных измерениях, чтобы избежать промахов, делают два-три измерения и за результат принимают *среднее* значение.

Предельная погрешность однократных измерений в основном определяется классом точности средства измерения и в общем виде определяется соотношением $\Delta_{изм} = 0,7\Delta_{си}$.

Общая погрешность измерения определяется по формуле (1.1). Реально погрешность однократного измерения с вероятностью $P = 0,90...0,95$ не превосходит $\Delta_{изм} < (2...2,5)\sigma_x$, где σ_x – среднеквадратическое отклонение параметра.

Алгоритм действий при обработке однократных измерений

1 Предварительно устанавливают необходимую погрешность измерения Δ_0 .

2 Исправляют результаты наблюдений исключением (если это возможно) систематической погрешности:

$$x_0 = x - \Delta_c. \quad (2.1)$$

3 Находят среднеквадратическое отклонение показаний σ_x .

4 Определяют случайную погрешность:

$$\Delta = \pm t_p \cdot \sigma_x. \quad (2.2)$$

Коэффициент t_p для заданной доверительной вероятности определяют по таблице Лапласа.

5 Находят границы доверительного интервала для случайной погрешности:



$$x = x_d \pm \overset{\circ}{\Delta} \quad (2.3)$$

Пример – При измерении температуры T в помещении термометр показывает $26\text{ }^\circ\text{C}$. Среднее квадратическое отклонение показаний $\sigma_m = 0,3\text{ }^\circ\text{C}$. Систематическая погрешность измерения $\Delta_c = +0,5\text{ }^\circ\text{C}$. Указать доверительные границы для истинного значения температуры с вероятностью $P = 0,9973$ ($t_p = 3$).

Решение

Границы истинного значения температуры при однократных измерениях определяются по зависимости (2.3). Для нахождения x_d необходимо из результата измерения вычесть систематическую погрешность:

$$x_d = x_{\text{изм}} - \Delta_c,$$

$$x_d = 26 - 0,5 = 25,5\text{ }^\circ\text{C}.$$

Случайную погрешность рассчитаем по формуле (2.2):

$$\overset{\circ}{\Delta} = 3 \cdot 0,3 = 0,9\text{ }^\circ\text{C}.$$

Тогда границы доверительного интервала для случайной погрешности составят $25,5 - 0,9 \leq T \leq 25,5 + 0,9$. Окончательно запишем: $24,6 \leq T \leq 26,4$.

Задания

1 Поправка к результату однократного измерения при систематической погрешности деления шкалы $+1,0$ равна:

- 1) $\pm 1,0$; 2) $-1,0$; 3) $+1,0$; 4) -2 .

2 Милливольтметр термоэлектрического термометра класса точности $\textcircled{0,5}$ с пределами измерения от 200 до $600\text{ }^\circ\text{C}$ показывает $300\text{ }^\circ\text{C}$. Указать предел допускаемой погрешности прибора в градусах Цельсия:

- 1) 2; 2) 1; 3) 3; 4) 1,5.

3 При измерении усилия динамометр показывает 1000 Н , погрешность градуировки равна -50 Н . Среднее квадратическое отклонение показаний $\sigma_F = 10\text{ Н}$. Доверительный интервал для истинного значения измеряемого усилия с вероятностью $P = 0,9544$ ($t_p = 2$) равен:

- 1) $F = (1000 \pm 60)\text{ Н}$, $P = 0,9544$; 3) $F = (1000 \pm 20)\text{ Н}$, $t_p = 2$;
2) $F = (950 \pm 20)\text{ Н}$, $P = 0,9544$; 4) $F = (1050 \pm 20)\text{ Н}$, $P = 0,9544$.

4 При измерении толщины древесины отсчёт по штангенциркулю равен 49 мм . Среднеквадратическое отклонение отсчёта $\sigma_h = 0,5\text{ мм}$. Погрешность от износа губок штангенциркуля $\Delta_s = -0,8\text{ мм}$. Доверительными границами для истинного значения толщины с вероятностью $P = 0,9973$ ($t_p = 3$) будут:

- 1) $46,7 \leq h \leq 49,7\text{ мм}$, $P = 0,9973$; 3) $48,3 \leq h \leq 51,3\text{ мм}$, $P = 0,9973$;
2) $47,5 \leq h \leq 50,5\text{ мм}$, $t_p = 3$; 4) $47,7 \leq h \leq 50,3\text{ мм}$, $P = 0,9973$.



Контрольные вопросы

- 1 Какие измерения принимаются за однократные?
- 2 Какое значение принимается за истинное (действительное) при определении доверительного интервала?
- 3 Что такое доверительный интервал? Как он рассчитывается?
- 4 По какой таблице следует определять при однократных измерениях коэффициент t_p для заданной доверительной вероятности?
- 5 Как рассчитывается случайная погрешность?

3 Лабораторная работа № 3. Многократные измерения, обработка результатов многократных измерений

Цель работы: ознакомиться с методикой обработки многократных измерений, с расчетом доверительных границ истинного значения.

3.1 Краткие теоретические положения

Последовательность обработки результатов многократных измерений включает следующие этапы.

1 Исправляют результаты наблюдений исключением (если это возможно) систематической погрешности: $x_{\partial} = x - \Delta_c$.

2 Оценкой истинного значения по результатам многократных измерений является среднее арифметическое значение i -х измерений \bar{x} :

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}. \quad (3.1)$$

3 Вычисляют выборочное среднеквадратическое отклонение (СКО) от значения погрешности измерений σ_x . В зависимости от количества измерений формула видоизменяется:

– при $n \geq 20$

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}}; \quad (3.2)$$

– при $n < 20$

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}. \quad (3.3)$$

При оценке погрешностей окончательного результата для $n = 5...6$



(точечной оценке) рассчитывается опытное СКО:

$$\sigma_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}}. \quad (3.4)$$

4 Исключают промахи в зависимости от числа измерений n , используя различные критерии (Шовине, Романовского, Пирсона, метод трех сигм, первый и второй составные критерии).

5 Определяют закон распределения случайной составляющей.

6 При заданном значении доверительной вероятности P ($P = 0,9; 0,95; 0,98; 0,99$) и числе измерений n по таблицам определяют коэффициент Стьюдента t_p ($t_{0,9}; t_{0,95}$).

7 Находят границы доверительного интервала для случайной погрешности:

$$\overset{\circ}{\Delta} = \pm \frac{t_p \cdot \sigma_x}{\sqrt{n}}. \quad (3.5)$$

$$x = \bar{x} \pm \overset{\circ}{\Delta}. \quad (3.6)$$

Пример – При многократном измерении отверстия получены отклонения от настроенного размера D : 0, +1, +2, +3, +1, –1 мкм. При вероятности $P = 0,982$ коэффициент Стьюдента $t_p = 3,465$. Записать результат измерения.

Решение

Границы истинного значения величины при многократных измерениях определяются по зависимости (3.6).

Вычисляем среднее арифметическое измеренных значений:

$$\bar{x} = (0 + 1 + 2 + 3 + 1 - 1) / 6 = +1.$$

Среднее квадратическое отклонение показаний определяем по формуле (3.4):

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{(0 - 1)^2 + (+1 - 1)^2 + (+2 - 1)^2 + (+3 - 1)^2 + (+1 - 1)^2 + (-1 - 1)^2}{6 - 1}} = \sqrt{2} = 1,41.$$

Случайную погрешность рассчитываем по формуле (3.5):

$$\overset{\circ}{\Delta} = \frac{3,465 \cdot 1,41}{\sqrt{6}} = 2.$$

Границы истинного значения величины $+1 - 2 \leq x \leq +1 + 2$ и результат измерения запишем в следующем виде: $-1 \leq x \leq +3, P = 0,982$.



Задания

1 При многократном измерении отверстия получены отклонения от настроенного размера D : 0, +1, +2, +3, +1, -1 мкм. При вероятности $P = 0,982$ коэффициент Стьюдента $t_p = 3,465$. Результат измерения следует записать как:

- 1) $-4 \leq D \leq +6$ мкм, $P = 0,982$; 3) $-1 \leq D \leq +3$ мкм, $P = 0,982$;
2) $-2 \leq D \leq +3$ мкм, $P = 0,982$; 4) $-1 \leq D \leq +3$ мкм, $t_p = 3,465$.

2 Проведены 11 равноточных измерений напряжения. Результаты следующие: 130,2; 130,3; 130,2; 130,3; 130,2; 129,6; 129,8; 129,9; 130,1; 129,9; 129,3 В. Результаты измерений распределены нормально, дисперсия не известна. Оценить доверительный интервал истинного значения для вероятности 0,95 ($t_p = 2,228$).

- 1) $(130,00 \pm 0,22)$ В; $P = 0,95$; 3) $(125,00 \pm 0,22)$ В; $t_p = 2,228$;
2) $(130,00 \pm 0,28)$ В; $P = 0,95$; 4) $(135,00 \pm 0,24)$ В; $t_p = 2,228$.

3 При многократном взвешивании массы m получены значения: 94, 98, 101, 96, 94, 93, 97, 95, 96 кг. Доверительный интервал для истинного значения массы с вероятностью $P = 0,98$ ($t_p = 2,986$) равен:

- 1) $m = (96,0 \pm 6,6)$ кг, $t_p = 2,986$; 3) $m = (96,0 \pm 2,2)$ кг, $P = 0,98$;
2) $m = (96 \pm 3)$ кг; $P = 0,98$; 4) $m = (97,0 \pm 2)$ кг.

Контрольные вопросы

- 1 Какие измерения относятся к многократным?
- 2 Какое значение принимается за истинное при определении доверительного интервала?
- 3 Что такое доверительный интервал? Как он рассчитывается?
- 4 При заданном значении доверительной вероятности и числе измерений какой коэффициент определяют?
- 5 Что является оценкой истинного значения многократных измерений?

4 Лабораторная работа № 4. Построение полей допусков посадок

Цель работы: научиться строить поля допусков посадок и рассчитывать основные характеристики посадок.

4.1 Краткие теоретические положения

Номинальный размер (d , D) размер, проставляемый на чертеже, служащий началом отсчета отклонений и определяемый исходя из функционального назначения детали.

Действительный размер – размер, полученный в результате измерения с допустимой погрешностью.

Деталь считается годной, если ее действительные размеры находятся между или равны двум **предельным размерам** – наибольшему (d_{\max} , D_{\max}) и наименьшему (d_{\min} , D_{\min}).



Каждый из двух предельных размеров определяют по *отклонениям* от номинального размера. Верхнее отклонение обозначается буквами ES, es , а нижнее – EI, ei .

Предельные отклонения выбираются из таблицы ГОСТ 25347–82 в зависимости от номинального размера, поля допуска и качества точности.

При соединении двух деталей одна из них является *охватываемой*, другая – *охватывающей*. Первая условно называется *валом*, вторая – *отверстием*.

Отверстия обозначаются большими буквами (D, TD, H, ES, EI), валы – малыми (d, Td, h, es, ei).

Наибольшие предельные размеры для вала и отверстия соответственно определяются как

$$d_{\max} = d + es; D_{\max} = D + ES. \quad (4.1)$$

Наименьшие предельные размеры для вала и отверстия соответственно определяются как

$$d_{\min} = d + ei; D_{\min} = D + EI. \quad (4.2)$$

Разность между наибольшими и наименьшими предельными размерами или между верхним и нижним отклонением называется *допуском размера* (Td, TD).

Допуск для вала и отверстия

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei; TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI. \quad (4.3)$$

В единой системе допусков и посадок (ЕСДП) установлено 19 квалитетов точности: $IT01; IT0; IT1; IT2; \dots; IT17$ (самые точные – $IT01$ и $IT0$).

Основное отклонение – одно из двух отклонений, ближайшее к нулевой линии.

Основные отклонения обозначаются буквами латинского алфавита (для валов – $a, b, c, d, e, h, \dots, x, y, z$, для отверстий – $A, B, C, D, CD, E, H, \dots, X, Y, Z$).

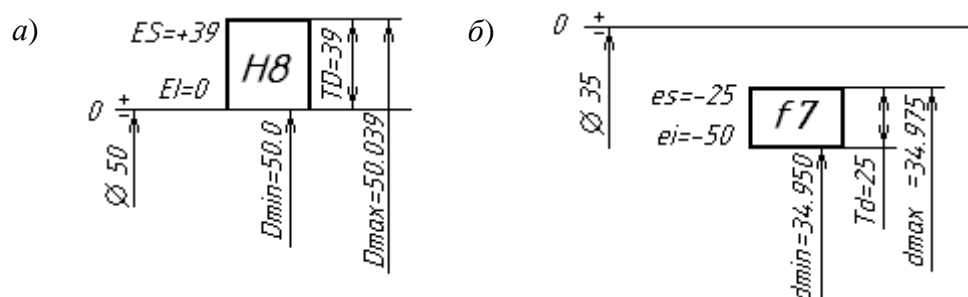
На чертеже в *обозначение размера* входит номинальный размер, поле допуска, квалитет точности и два отклонения. Например, отверстие $\varnothing 20F8^{(+0,053}_{+0,020)}$, вал $\varnothing 16z8^{(+0,087}_{+0,060)}$. Если одно из отклонений равно нулю, то оно не записывается: $\varnothing 182H8^{(+0,072)}$, $\varnothing 50h7^{(-0,025)}$. Если оба отклонения одинаковые по модулю, то запись выглядит следующим образом: $\varnothing 50j_s7^{(\pm 0,0125)}$. Соединение двух деталей (посадка) обозначается дробью $\varnothing 50 \frac{H7^{(+0,025)}}{f6^{(-0,025}_{+0,041)}}$, или $\varnothing 50 \frac{H7}{f6}$, или $\varnothing 50H7/f6$. В чис-

лителе всегда записывается поле допуска и квалитет точности отверстия, в знаменателе – поле допуска и квалитет вала.

Примеры графического изображения полей допусков для вала и отверстия показаны на рисунке 4.1.

Посадка – характер соединения двух деталей. Соединение может быть свободным или плотным. Посадки образуются сочетанием полей допусков отверстия и вала. Посадки могут быть с зазором, с натягом и переходные.





a – отверстие; б – вал

Рисунок 4.1 – Схемы полей допусков

В посадках с зазором зазор S гарантирован, т. е. размер отверстия всегда больше размера вала и поле допуска отверстия располагается выше поля допуска вала. Величина зазора S между годными деталями при сборке должна находиться в пределах от S_{min} до S_{max} или быть равной S_{min} или S_{max} .

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

Допуск посадки с зазором рассчитывается по формуле

$$TS = S_{max} - S_{min} = TD + Td. \quad (4.5)$$

В посадках с натягом натяг N гарантирован, т. е. размер отверстия всегда меньше размера вала и поле допуска вала располагается выше поля допуска отверстия.

Величина натяга N между годными деталями при сборке должна находиться в пределах от N_{min} до N_{max} :

$$N_{max} = d_{max} - D_{min}; \quad N_{min} = d_{min} - D_{max}. \quad (4.6)$$

Допуск посадки с натягом рассчитывается по формуле

$$TN = N_{max} - N_{min} = TD + Td. \quad (4.7)$$

В переходных посадках при сборке деталей возможно получение зазора или натяга, а поля допусков отверстия и вала полностью или частично перекрываются. На схеме полей допусков переходной посадки указывается величина возможного максимального зазора S_{max} и натяга N_{max} .

Допуск переходной посадки рассчитывается по формуле

$$TS(N) = S_{max} + N_{max}. \quad (4.8)$$

Примеры схем расположения полей допусков переходных посадок приведены на рисунке 4.2.

Посадки могут быть образованы в системе отверстия (сочетание основного отверстия H и неосновного вала) и в системе вала (сочетание основного вала h и неосновного отверстия) и могут быть внесистемные. Пример посадок в

системе отверстия: $H8/f7$, $H7/m6$, $H8/g7$; в системе вала: $F8/h7$, $G7/h6$, $Js8/h7$; внесистемных: $F8/f7$; $R7/m6$; $N7/g7$.

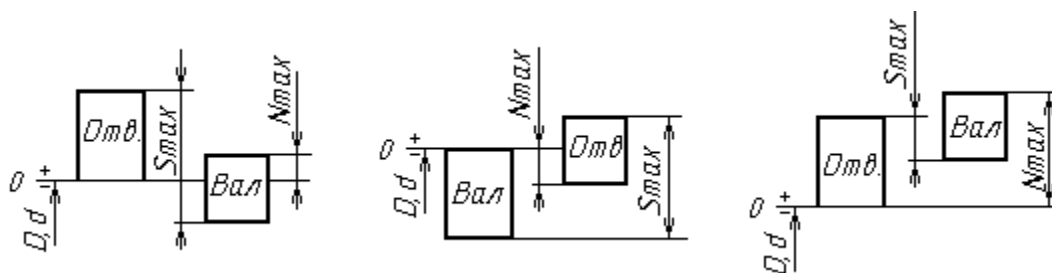


Рисунок 4.2 – Схемы полей допусков переходных посадок

Задача. Построить схемы полей допусков заданных посадок. Определить вид посадки (с зазором, натягом, переходная), предельные размеры отверстия и вала, допуски отверстия и вала, предельные зазоры, натяги, допуск посадок. Установить, в какой системе выполнены посадки, являются они основными или комбинированными. Исходные данные взять из таблицы 4.1.

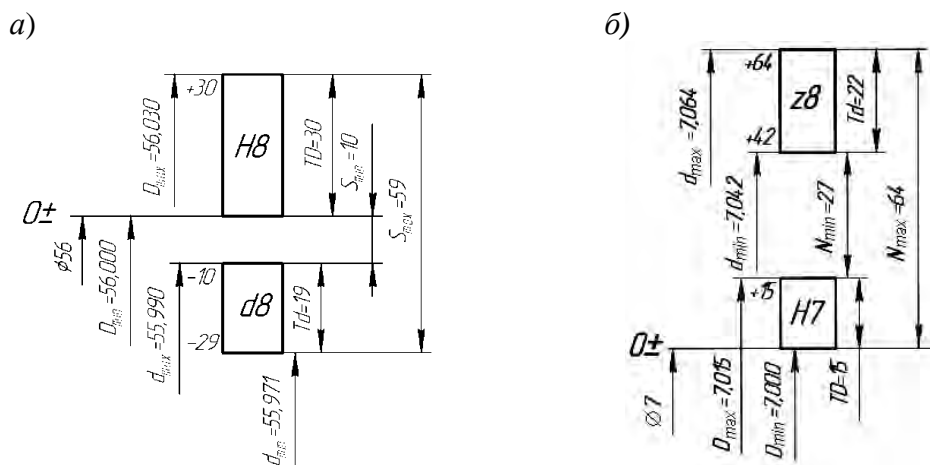
Таблица 4.1 – Варианты заданий

| Вариант | 1 | | | 2 | | | 3 | | | 4 | | | 5 | | | 6 | | |
|-------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Диаметр, мм | 15 | 160 | 190 | 20 | 90 | 180 | 35 | 75 | 50 | 80 | 30 | 100 | 120 | 80 | 20 | 50 | 340 | 35 |
| Посадка | $\frac{G7}{h7}$ | $\frac{H8}{u7}$ | $\frac{K7}{h6}$ | $\frac{H8}{f7}$ | $\frac{H8}{x8}$ | $\frac{H7}{js7}$ | $\frac{E9}{h8}$ | $\frac{S7}{h7}$ | $\frac{N7}{h7}$ | $\frac{H7}{e7}$ | $\frac{H7}{t6}$ | $\frac{H8}{k7}$ | $\frac{F7}{h6}$ | $\frac{T7}{h6}$ | $\frac{M8}{h7}$ | $\frac{H9}{d8}$ | $\frac{H8}{z8}$ | $\frac{H7}{m7}$ |

Продолжение таблицы 4.1

| Вариант | 7 | | | 8 | | | 9 | | | 10 | | | 11 | | | 12 | | |
|-------------|-----------------|-----------------|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Диаметр, мм | 180 | 120 | 20 | 190 | 260 | 15 | 260 | 190 | 38 | 120 | 180 | 90 | 340 | 50 | 75 | 18 | 100 | 30 |
| Посадка | $\frac{D8}{h8}$ | $\frac{R7}{h7}$ | $\frac{Js7}{h6}$ | $\frac{H8}{c8}$ | $\frac{H9}{u7}$ | $\frac{H8}{n7}$ | $\frac{D9}{h8}$ | $\frac{F8}{h7}$ | $\frac{N8}{h7}$ | $\frac{H7}{h7}$ | $\frac{H8}{u8}$ | $\frac{H6}{k6}$ | $\frac{H9}{f8}$ | $\frac{T7}{h7}$ | $\frac{K6}{h6}$ | $\frac{H8}{d8}$ | $\frac{H7}{t6}$ | $\frac{H7}{n6}$ |

Примеры построения схем полей допусков посадок с зазором и с натягом приведены на рисунке 4.3, а переходной посадки – на рисунке 4.4.



а – с зазором; б – с натягом

Рисунок 4.3 – Схема расположения полей допусков посадок

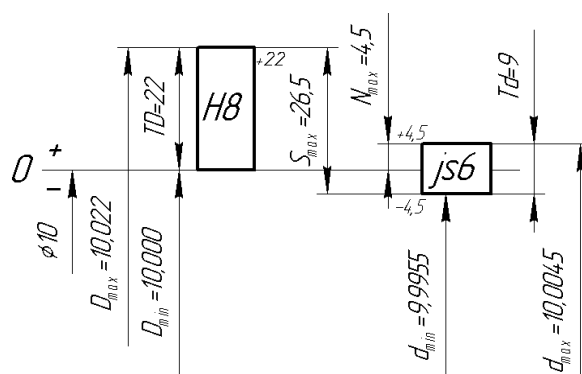


Рисунок 4.4 – Схема расположения полей допусков переходной посадки $\text{Ø}10\text{H}8/\text{js}7$

Контрольные вопросы

- 1 Что такое допуск, как он обозначается и рассчитывается?
- 2 Что называется номинальным и действительным размером?
- 3 Что такое основные отклонения и как они обозначаются?
- 4 Какие виды посадок бывают?
- 5 Что такое зазор и как он рассчитывается? Что такое натяг и как он рассчитывается? Как рассчитать допуск посадок?
- 6 Как рассчитываются предельные размеры детали?

5 Лабораторная работа № 5. Измерение размеров цилиндрических деталей абсолютным и относительным методами

Цель работы: ознакомиться с погрешностями обработки; приобрести навыки работы со штангенциркулем, микрометром, нутромером.

Оборудование рабочего места. Деталь, штангенциркули, микрометры, нутромер, струбина, набор концевых мер, чертеж измеряемой детали, отчетный бланк.

5.1 Теоретические положения

Измерение – процесс нахождения значений физической величины опытным путем с помощью специально для этого предназначенного средства измерения.

По характеру оценки значений измеряемой величины метод измерений может быть абсолютным или относительным, прямым или косвенным, комплексным или дифференцированным.

При *абсолютном методе* измерений производится оценка значений всей измеряемой величины или размера непосредственно по показаниям измерительного прибора (например, измерение штангенциркулем, микрометром и т. п.).

При *относительном (сравнительном) методе* измерений производится оценка значений отклонений измеряемой величины от известного размера установочной меры или образца (например, измерение нутромером и оптиметром, устанавливаемыми на нуль по концевым мерам и показывающими при измерении величины отклонений размеров детали от размера блока концевых мер).

Отклонения формы цилиндрических деталей при обработке могут возникать как в продольном, так и в поперечном сечении.

К отклонениям формы цилиндрических деталей в поперечном сечении относится отклонение от круглости. Частным случаем этой погрешности являются овальность и огранка (рисунок 5.1).



Рисунок 5.1 – Погрешности формы цилиндрических деталей в поперечном сечении

К отклонениям формы цилиндрических деталей в продольном сечении относится *отклонение профиля продольного сечения* – это наибольшее расстояние от прилегающих прямых до действительного профиля (рисунок 5.2).

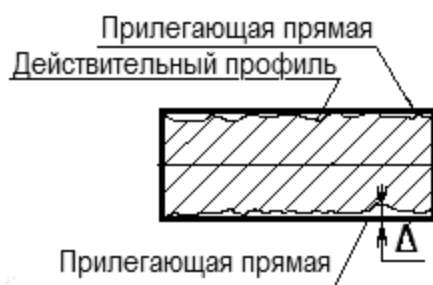


Рисунок 5.2 – Отклонение профиля продольного сечения

Частными случаями этой погрешности являются *седлообразность, бочкообразность, конусообразность и изогнутость оси* (рисунок 5.3).

Количественно все перечисленные погрешности рассчитываются по формуле

$$\Delta_{\phi} = (d_{max \text{ изм.}} - d_{min \text{ изм.}}) / 2, \quad (5.1)$$

где Δ_{ϕ} – определяемая погрешность формы;

d_{max} и d_{min} – размеры, указанные на рисунке для определения соответствующей погрешности (наибольшее и наименьшее значение из трех изме-

ренных диаметров вала).

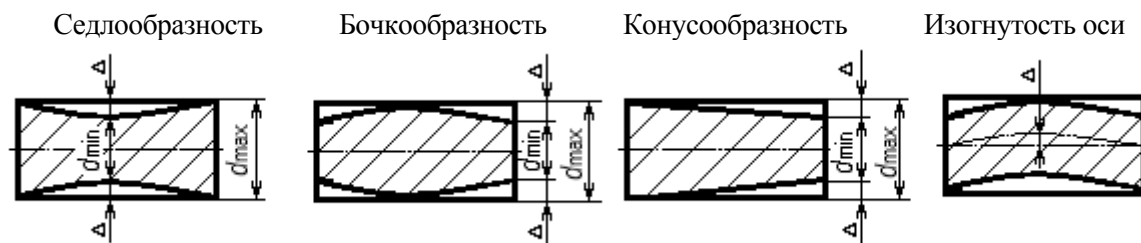
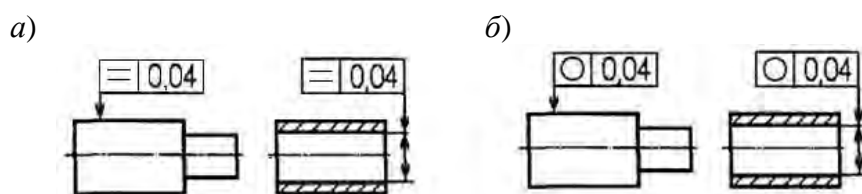


Рисунок 5.3 – Частные случаи отклонений профиля продольного сечения

Допуски формы могут ограничиваться допуском размера и могут назначаться независимо от допуска размера. Если допуски формы техническими требованиями чертежа не оговорены, они ограничиваются полем допуска размера и при нормальной относительной геометрической точности погрешности формы не должны превышать 60 % от допуска размера.

На чертеже отклонение формы обозначается в рамке со стрелкой к рассматриваемой поверхности. В первой клетке записывается условное обозначение отклонения формы, во второй – величина допуска в миллиметрах (рисунок 5.4). Овальность и огранка специальных обозначений на чертеже не имеют.



a – отклонение профиля продольного сечения; *б* – отклонение от круглости

Рисунок 5.4 – Обозначение на чертежах отклонений формы

5.2 Последовательность выполнения работы

1 Ознакомиться с устройством штангенциркуля и микрометра, измерить с помощью микрометра диаметр вала по указанной в отчетном бланке схеме измерения (в двух продольных и трех поперечных сечениях).

2 Ознакомиться с устройством нутромера, настроить его на номинальный размер отверстия втулки, измерить с его помощью диаметры отверстия втулки (в двух продольных и трех поперечных сечениях). Рассчитать действительные значения диаметров отверстий суммированием номинального размера и полученных в результате измерений отклонений. Все расчетные формулы приведены в бланке отчета. Бланк отчета состоит из двух частей: для измерения отверстия и для измерения вала.

3 По полученным в результате измерений значений выявить отклонения формы в продольных и поперечных сечениях (их вид и численное значение) для отверстия и вала.

4 Сделать заключение о годности деталей по результатам измерений.

Сравнить все пять полученных отклонений формы в продольном и поперечном сечениях с допуском формы. Деталь годна, если все отклонения не превышают допуск формы $\Delta_{1, 2, 3, \dots, n} < T_f$.

5 Построить схему расположения поля допуска заданных размеров.

Контрольные вопросы

1 Что такое номинальный размер?

2 Что такое действительный и предельные размеры?

3 Что называется верхним и нижним предельными отклонениями?

4 Какие погрешности формы цилиндрических деталей в поперечном и продольном сечениях бывают?

5 Как делается заключение о годности детали?

6 Как обозначается на чертежах отклонение профиля продольного сечения и отклонение от круглости?

7 Что такое абсолютный относительный метод измерения размеров детали?

6 Лабораторная работа № 6. Расчет допусков размеров, входящих в размерные цепи

Размерная цепь – совокупность размеров, расположенных по замкнутому контуру и участвующих в решении поставленной задачи.

Звенья размерной цепи называются *составляющими звеньями* и обозначаются прописными буквами русского алфавита (*A, B, V* и т. д.).

Замыкающее (исходное) звено – звено, размер которого получается последним в результате обработки детали или сборки узла. Замыкающее звено в размерной цепи всегда одно, обозначается $A_\Delta, B_\Delta, V_\Delta$.

Увеличивающее звено – звено размерной цепи, которое при своем увеличении увеличивает замыкающее звено, обозначается $A_{ув.}, B_{ув.}, V_{ув.}$ или $\bar{A}_1, \bar{B}_1, \bar{V}_1$

Уменьшающее звено – звено размерной цепи, которое при своем увеличении уменьшает замыкающее звено, обозначается $A_{ум.}, B_{ум.}, V_{ум.}$ или $\bar{A}_2, \bar{B}_2, \bar{V}_2$.

Известны пять методов достижения точности замыкающего звена: метод полной взаимозаменяемости; неполной взаимозаменяемости; метод регулирования; метод пригонки; метод групповой взаимозаменяемости.

Размерный анализ обычно включает в себя решение двух задач: прямой и обратной. *Прямая задача* решается на стадии проектных расчетов, *обратная* – на стадии проверочных расчетов.

Исходные (замыкающие) размеры, определяющие точность относительно расположения деталей, выявляют по сборочным чертежам изделия, техническим требованиям к ним. В качестве замыкающего (исходного) звена может выступать зазор между поверхностями деталей, расстояние между осями или точками, угол между осями.



На рисунке 6.1 представлены размерные цепи P и B червячного редуктора, где исходным (замыкающим) звеном P_{Δ} является расстояние между средней плоскостью зубчатого червячного венца колеса и осью червяка, а B_{Δ} – осевой зазор между торцом крышки и кольца подшипника.

На рисунке 6.2 представлены размерные цепи A и H , где исходными (замыкающими) звеньями являются зазоры между торцами деталей.

При *методе полной взаимозаменяемости* точность замыкающего звена обеспечивается у всех без исключения изделий без какого-либо подбора звеньев или их пригонки.

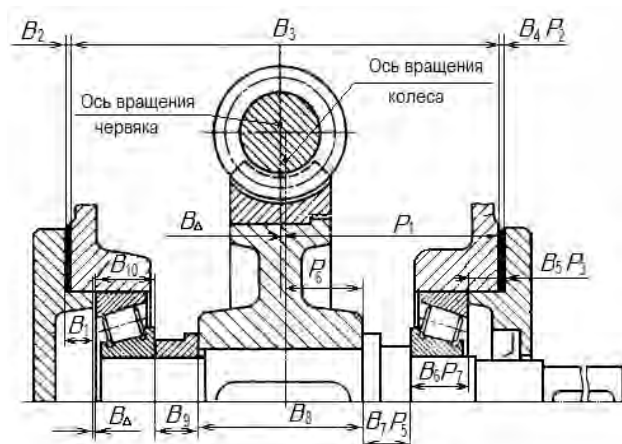
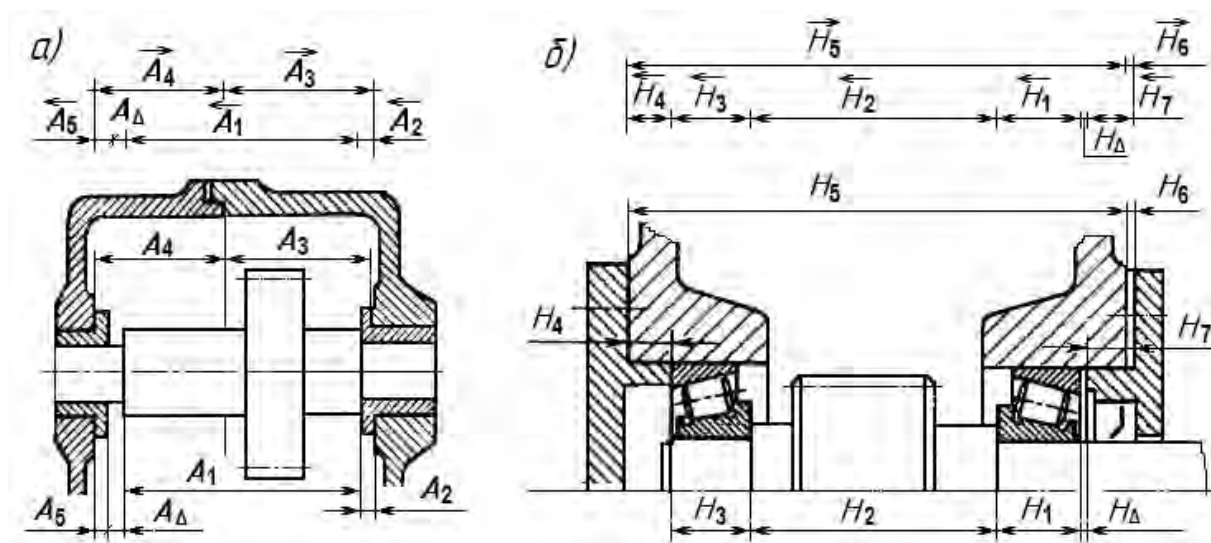


Рисунок 6.1 – Размерные цепи червячного редуктора



а – цепь A ; б – цепь H

Рисунок 6.2 – Размерные цепи редукторов

Задача. Выявить размерную цепь по заданному чертежу сборочной единицы. Методом максимума и минимума определить допуски и предельные отклонения составляющих звеньев. Выполнить проверку правильности расчетов. Исходные данные взять из таблицы 6.1 и рисунка 6.3. Алгоритм расчета размерной цепи методом полной взаимозаменяемости представлен в таблице 6.2.

Таблица 6.1 – Варианты заданий

| | | | | | | | | |
|----------------|-------------|-------------|-------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| Номер варианта | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Номер рисунка | 6.3, а | 6.3, б | 6.3, в | 6.3, а | 6.3, б | 6.3, в | 6.3, а | 6.3, б |
| A_{Δ} | $2_{-0,36}$ | $2 \pm 0,3$ | $1 \pm 0,2$ | $0^{+0,4}$ | $0^{+0,5}$ | $1^{+0,6}$ | $2_{-0,4}$ | $1_{-0,6}$ |

Продолжение таблицы 6.1

| | | | | | | | | |
|----------------|------------|-------------|-------------|-------------|------------|------------|------------|------------|
| Номер варианта | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| Номер рисунка | 6.3, в | 6.3, а | 6.3, б | 6.3, в | 6.3, а | 6.3, б | 6.3, в | 6.3, а |
| A_{Δ} | $0^{+0,2}$ | $2 \pm 0,2$ | $1 \pm 0,3$ | $2 \pm 0,4$ | $2_{-0,6}$ | $1^{+0,5}$ | $0^{+0,3}$ | $0^{+0,8}$ |

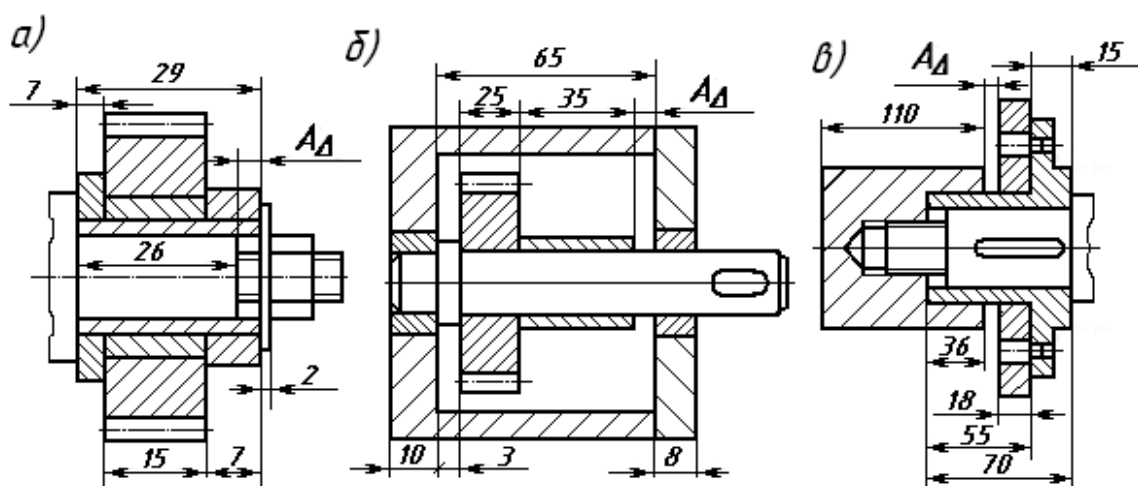


Рисунок 6.3 – Эскизы сборочных единиц для расчета размерных цепей

Таблица 6.2 – Алгоритм расчета размерной цепи методом максимума и минимума (полной взаимозаменяемости)

| Расчетный параметр | Расчетная формула |
|--|--|
| 1 | 2 |
| 1 Записать параметры замыкающего звена: номинальное значение, предельные отклонения, допуск, координату середины поля допуска | $A_{\Delta}; \quad ESA_{\Delta}; \quad EIA_{\Delta};$ $Ec_{\Delta} = \frac{ESA_{\Delta} + EIA_{\Delta}}{2}$ |
| 2 Выявить размерную цепь, увеличивающие и уменьшающие звенья. Составить ее схему | По чертежу изделия |
| 3 Конструктивно определить номинальные значения составляющих звеньев | По чертежу изделия |
| 4 Проверить правильность определения номинальных значений составляющих звеньев | $A_{\Delta} = \sum^m A_{ув.} - \sum^n A_{ум.}$ |
| 5 Определить среднее значение допусков составляющих звеньев | $TA_{i\text{ ср}} = \frac{TA_{\Delta}}{m + n}$ |
| 6 По номинальным размерам составляющих звеньев, используя ГОСТ 25347–82, назначить допуски на все звенья, близкие к среднему значению, кроме одного звена* | $TA_1 \dots; \quad TA_2 \dots;$ $TA_3 \dots; \quad TA_{m-1} \dots;$ |



Окончание таблицы 6.2

| 1 | 2 |
|---|---|
| 7 Проверить правильность корректировки допусков и рассчитать допуск неизвестного звена путем вычитания из допуска замыкающего звена суммы допусков всех составляющих звеньев (п. 6) | $TA_{\Delta} = \sum TA_i$ |
| 8 Задать расположение допусков составляющих звеньев и записать их предельные отклонения, кроме одного звена | Для звеньев, определяющих размеры охватывающих поверхностей, $ESA_i = +TA_i; EIA_i = 0.$ Для звеньев, определяющих размеры охватываемых поверхностей, $ESA_i = 0_i; EIA_i = -TA_i$ |
| 9 Определить координаты середин полей допусков, кроме одного звена | $Ec_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2}$ |
| 10 Определить координату середины поля допуска оставшегося неизвестным звена (при расчетах учитывать знаки координат) | $E_{C\Delta} = \sum_{i=1}^m E_{Ci_{ув.}} - \sum_{i=1}^n E_{Ci_{ум.}}$ |
| 11 Определить предельные отклонения оставшегося неизвестным звена | $ESA_i = Ec_i + \frac{TA_i}{2}; EIA_i = Ec_i - \frac{TA_i}{2}$ |
| 12 Записать результаты расчетов: номинальные значения и найденные предельные отклонения составляющих звеньев | $A_1 = \dots; A_2 = \dots;$ $A_3 = \dots; A_{m-1} = \dots$ |
| 13 Проверить правильность расчетов | $ESA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m E_{Ci_{ув.}} - \sum_{i=1}^n E_{Ci_{ум.}} + \frac{\sum TA_i}{2};$ $EIA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m E_{Ci_{ув.}} - \sum_{i=1}^n E_{Ci_{ум.}} - \frac{\sum TA_i}{2}$ |
| <i>Примечание</i> – * – при наличии в размерной цепи стандартных изделий или деталей (подшипников, шпонок и т. п.) в процессе корректировки допусков на них следует устанавливать допуски, предусмотренные соответствующими стандартами | |

Контрольные вопросы

- 1 Что такое размерная цепь? Из каких звеньев она состоит?
- 2 Что такое увеличивающие и уменьшающие звенья?
- 3 Что такое замыкающее звено? Какие методы достижения точности замыкающего звена бывают?
- 4 В чем заключается метод полной взаимозаменяемости?



7 Лабораторная работа № 7. Выбор посадок в типовых соединениях

Цель работы: ознакомиться с посадками типовых соединений деталей машин и принципами их выбора. Научиться проставлять посадки на чертежах.

7.1 Краткие теоретические положения

К типовым соединениям относятся штифтовые, шпоночные, шлицевые, резьбовые, соединения с подшипниками качения и скольжения.

7.1.1 Штифтовые соединения.

Штифты применяются для неподвижного соединения деталей (рисунок 7.1, а) – крепёжное соединение, обеспечения точного взаимного положения деталей при повторной сборке (рисунок 7.1, б) – установочное соединение и как самостоятельные детали для различных целей (рисунок 7.1, в).

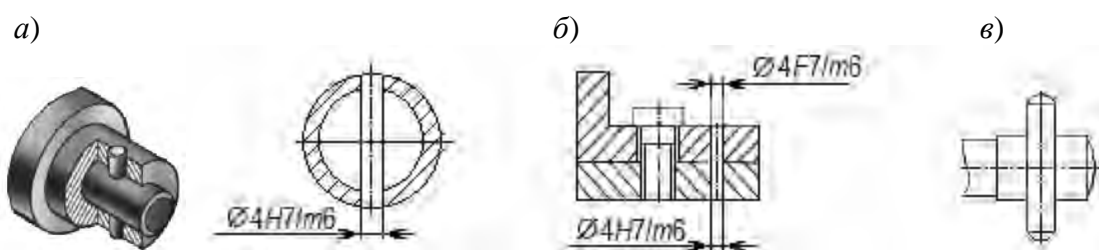


Рисунок 7.1 – Штифтовые соединения

По ГОСТ 3128–70 на диаметры цилиндрических штифтов установлены следующие поля допусков: $m6$, $h8$, $h11$.

Для жесткого неподвижного соединения деталей в зависимости от длины соединения, спокойной или с толчками и вибрацией нагрузки применяется *крепёжное соединение* по одной из посадок: $H7/m6$, $Js7/m6$, $K7/m6$ (рисунок 7.2, а).

Для сохранения точного взаимного расположения деталей при повторных сборках применяются *установочные штифтовые соединения*, обеспечивающие лёгкий съём одной из деталей со штифтов. Рекомендуемые посадки в зависимости от габаритов и характера нагрузки $H7/m6$, $G7/m6$, $F7/m6$ (рисунок 7.2, б).

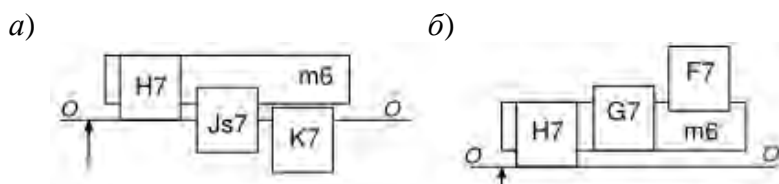


Рисунок 7.2 – Поля допусков штифтовых соединений

Для неподвижного соединения деталей тел вращения (типа втулки на валу) часто используют конические штифты, которые удерживаются в соединении си-

лами трения, создаваемыми упругими деформациями материала детали при установке штифта. Возможное выпадение штифтов в соединениях, работающих в условиях вибрации, устраняется посредством накладных пружинных колец.

7.1.2 Шпоночные соединения.

Шпоночные соединения предназначены для передачи крутящего момента.

По форме шпонки бывают призматические, сегментные, клиновые, тангенциальные.

Призматические применяются чаще (просты по конструкции), обеспечивают подвижные и неподвижные соединения. *Сегментные и клиновые* обеспечивают только неподвижное соединение. Параметры призматического шпоночного соединения показаны на рисунке 7.3.

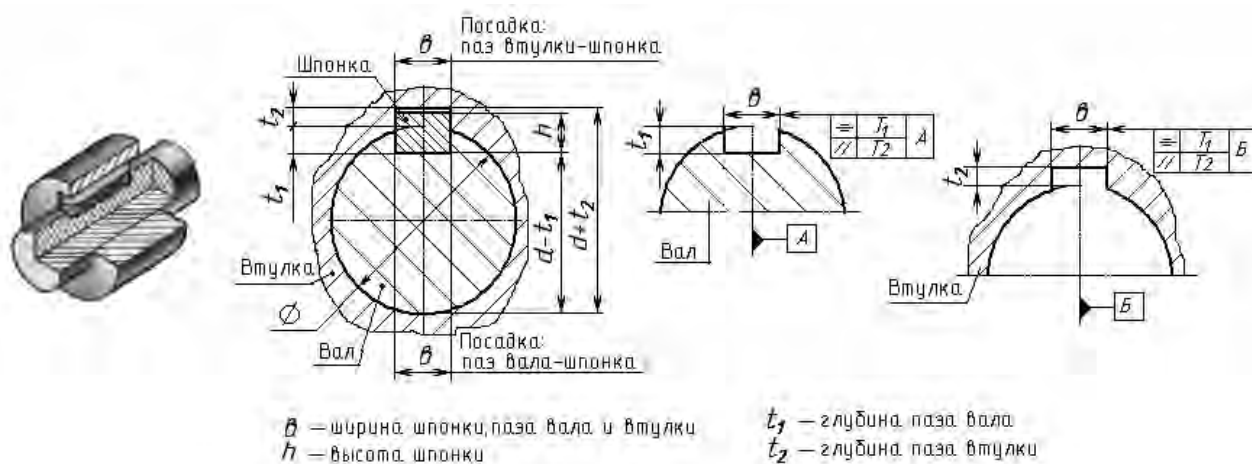


Рисунок 7.3 – Соединение шпоночное

Работоспособность шпоночных соединений определяется точностью посадок по *ширине шпонки b*. В зависимости от характера соединения стандарт устанавливает нормальное, плотное и свободное соединение, для которых установлены поля допусков рисунок 7.4.



Рисунок 7.4 – Поля допусков шпоночных соединений по ширине паза (шпонки)

7.1.3 Шлицевые соединения.

Шлицевое соединение предназначено для передачи большого крутящего момента по сравнению со шпоночным; достаточная прочность, хорошее центрирование, мягкое перемещение деталей вдоль оси вала, меньшая концентрация напряжений.

По форме шлицы бывают прямобочные, эвольвентные, треугольные.

Широко применяются прямобочные с четным количеством шлиц (подвижные и неподвижные соединения). Треугольные применяются при необходимости плотного соединения вместо посадок с натягом (например, вал ротора с сердечником в электрических машинах). Треугольные шлицы, как правило, получают накаткой.

Методы центрирования шлиц.

1 *Центрирование по D* – при повышенных требованиях к соосности вала и втулки при невысокой твердости втулки (HRC 40...50) в неподвижных соединениях и подвижных с небольшими крутящими моментами.

2 *Центрирование по d* – подвижные соединения с небольшими крутящими моментами. Высокая твердость втулки. Обеспечивает точное центрирование (меньше, чем по D).

3 *Центрирование по боковым сторонам b* – для передачи крутящих моментов при реверсивном движении. Невысокие требования к соосности деталей.

Для эвольвентных шлиц центрирование по d не применяется, при центрировании по боковым сторонам в обозначении поля допуска, например $9H$, цифра обозначает не квалитет точности, а степень точности по боковым сторонам.

Посадки шлицевых соединений образуются основными отклонениями:

- валов: d, e, f, h, js, k, n ; в 5...10 квалитетах точности;
- втулок: D, F, H, Js ; в 6...10 квалитетах точности.

Для нецентрирующих размеров используются поля: для наружного диаметра D – $H11, H12$; для внутреннего d – $a11$. Рекомендуемые поля допусков шлицевого вала приведены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Рекомендуемые поля допусков шлицевого вала по ГОСТ 1139–80*

| При центрировании по D | |
|---|---|
| для размера D | для размера b |
| $f7^*, g6, h7, js6^*, n6, e8$ | $d9, e8, f7^*, js7^*, f8^*, h8, h9$ |
| При центрировании по d | |
| для размера d | для размера b |
| $f7^*, g6^*, h7, js6, js7, n6, e8$ | $f7, f8, h7, js7^*, k7^*, h8, e9, h9^*$ |
| При центрировании по b | |
| для размера b : $d9^*, e8^*, f8^*, js7^*, e9, h9, k7$ | |
| <i>Примечание</i> – * – поля допусков предпочтительного использования | |

Обозначение шлицевых соединений на чертежах в зависимости от формы шлиц отличаются. В таблице 7.2 приведены примеры обозначения прямобочных и эвольвентных шлиц.



Таблица 7.2 – Примеры обозначения шлицевых соединений на чертежах

| Форма шлиц | Прямобоочные | Эвольвентные | |
|---------------------------|--|------------------------------------|------------------------------------|
| | | Наружный диаметр | Боковые стороны |
| Поверхность центрирования | Внутренний диаметр | | |
| Втулка | $d - 6 \times 28H7 \times 32H12 \times 7D9$ | $50 \times H9 \times 2$ | $50 \times 2 \times 9H$ |
| Вал | $d - 6 \times 28e8 \times 32a11 \times 7f8$ | $50 \times g9 \times 2$ | $50 \times 2 \times 9g$ |
| Посадка | $d - 6 \times 28 \frac{H7}{e8} \times 32 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8}$ | $50 \times \frac{H9}{g9} \times 2$ | $50 \times 2 \times \frac{9H}{9g}$ |

Примечание – для прямобоочных шлиц при центрировании по D или b эти буквы записываются в обозначении первыми (вместо d)

7.1.4 Посадки подшипников качения.

Подшипники, являясь опорами для подвижных частей, определяют их положение в механизме и несут значительные нагрузки.

Точность размеров, формы и взаимного расположения подшипников, шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных регламентируется ГОСТ 520–89. В зависимости от точности изготовления и сборки для подшипников установлены классы точности, представленные в таблице 7.3.

Таблица 7.3 – Классы точности подшипников качения

| Тип подшипника качения | Класс точности | | | | | | |
|---|----------------|----|---|---|---|---|---|
| | 0 | 6x | 6 | 5 | 4 | 2 | T |
| Шариковые и роликовые радиальные, шариковые радиально-упорные | + | – | + | + | + | + | + |
| Упорные и радиально-упорные | + | – | + | + | + | + | + |
| Роликовые конические | + | + | + | + | + | + | + |

Примечание – Самый точный класс T, самый грубый – 0. По заказу могут быть поставлены подшипники более грубых классов 8 и 7

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации или других дополнительных технических требований установлены *три категории подшипников* – А, В, С: А – для классов точности 5, 4, 2, T; В – для классов точности 0, 6x, 6, 5; С – для классов точности 8, 7, 0, 6 – к которым не предъявляют дополнительные требования, установленные для подшипников категорий А и В.

В обозначении подшипника не указываются: класс точности 0, категория С и подшипники, не отнесенные к категориям, имеющие величину зазора по нормальной группе и при отсутствии требования по моменту трения.

Примеры обозначений подшипников качения: 6-205 (6 – класс точности, 295 – номер подшипника); 4-304 (4 – класс точности, 304 – номер подшипника); 301 (0 – класс точности, 301 – номер подшипника).

Обозначение категорий А и В указывают первым при наличии требований по уровню вибраций, например, А125-3000205, где 3000205 – основное обозначение; 5 – класс точности; 2 – группа радиального зазора; 1 – ряд момента трения.



A5-205 – при отсутствии требований по моменту трения и нормальной группе зазора, при этом для подшипников класса точности 0 в обозначении проставляют знак «0», например: B0-205.

A1M5-1000900, B1M0-205, B2M6-306, где M – момент трения регламентирован со значением зазора по нормальной группе, т. е. не имеющей в обозначении знака зазора; 1 – ряд момента трения; A – категория подшипника.

Подшипник является стандартным изделием и устанавливается на вал и в корпус независимо от посадок, по которым они будут изготавливаться.

Выбор посадок для подшипников качения зависит от характера нагружения колец. Различают три *вида нагружения* колец подшипников: циркулярное, местное и колебательное.

Поле допуска посадочной поверхности внутреннего кольца согласно ГОСТ 3325–85 обозначается прописной буквой *L* и цифрой, определяющей класс точности подшипника (*L0, L6, L5, L4, L2*), поле допуска наружного кольца – строчной буквой *l* и цифрой, определяющей класс точности подшипника (*l0, l6, l5, l4, l2*).

В зависимости от класса точности подшипника назначается точность посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса (таблица 7.4).

Таблица 7.4 – Точность посадочных поверхностей подшипников качения

| Класс точности подшипника | Квалитет точности вала <i>IT</i> | Квалитет точности корпуса <i>IT</i> |
|---------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|
| 0 или 6 | 6 | 7 |
| 5 или 4 | 5 | 6 |
| 2 | 4 | 5 |

В ГОСТ 3325–85 для каждого класса точности подшипника предусмотрены группы полей допусков для вала и отверстий, позволяющие обеспечить в сопряжении с подшипником необходимый характер соединения. На рисунке 7.5 показаны поля допусков 0 и 6 класса точности подшипника в зависимости от условий работы (вида нагружения колец).

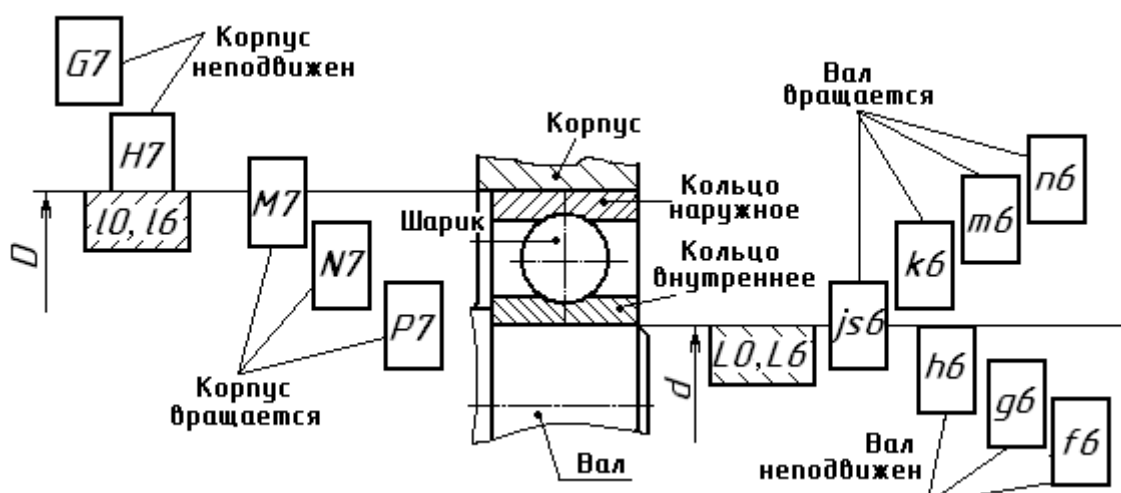


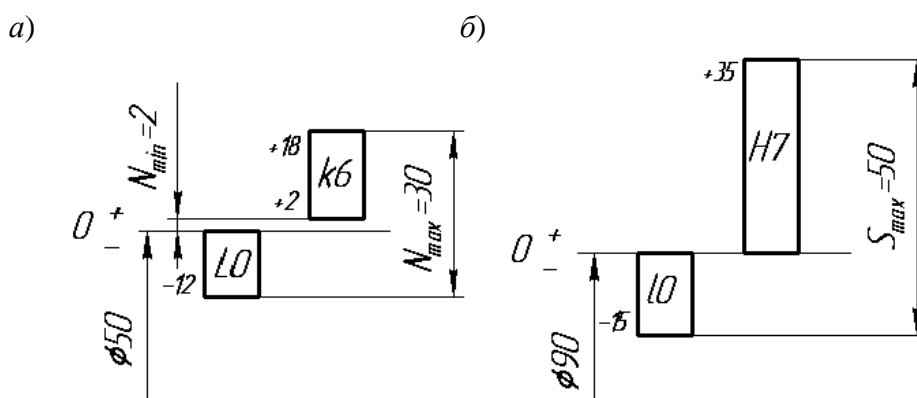
Рисунок 7.5 – Посадки подшипников качения классов точности 0 и 6

Для *колебательного нагружения* используются посадки для внутреннего кольца $L0/j_s6$, $L6/j_s6$ и для наружного кольца $J_s7/l0$; $J_s7/l6$.

Внутренние кольца подшипников редуктора испытывают циркулярное нагружение и должны сопрягаться с посадочными поверхностями вращающихся валов по посадкам с натягом. Наружные кольца подшипников редуктора испытывают местное нагружение и устанавливаются в корпус с некоторым зазором.

Пример посадки внутреннего кольца на вал, испытывающего циркуляционное нагружение (вал вращается), – $\varnothing 50 \frac{L0_{(-0,012)}}{k6_{(+0,018; +0,002)}}$.

Пример посадки для наружного кольца подшипника, испытывающего местное нагружение (корпус неподвижен), – $\varnothing 90 \frac{H7_{(+0,035)}}{l0_{(-0,015)}}$. Предельные отклонения для колец ($l0$; $L0$) подшипника выбираются по ГОСТ 520–89. Для приведенного примера посадок на рисунке 7.6 показаны схемы полей допусков.



a – посадка внутреннего кольца на вал; *б* – посадка наружного кольца в корпус

Рисунок 7.6 – Схемы полей допусков подшипника качения

Требования к посадочным поверхностям вала и отверстия в корпусе.

На эскизе подшипникового узла, вала и корпуса проставляются выбранные посадки, шероховатости и отклонения формы (допуски круглости, профиля продольного сечения и торцовое биение заплечиков вала) (рисунок 7.7).

7.1.5 Резьбовые соединения.

Система допусков и посадок метрической резьбы регламентирована ГОСТ 16093–81, ГОСТ 4608–81, ГОСТ 24834–81.

Основным посадочным размером резьбы является средний диаметр, который определяет характер соединения. При сопряжении наружных диаметров болта и гайки для исключения заклинивания резьбы предусматриваются зазоры.

Поле допуска диаметра резьбы образуют сочетанием основного отклонения, обозначаемого буквой, с допуском по принятой степени точности. В отличие от гладких цилиндрических соединений цифра степени точности пишется на первом месте, например, $5H$, $6G$, $6e$, $3r$.

Расположение основных отклонений для резьбы болтов – h , g , e , f , d

и для резьбы гаек – *H, G, F, E, D* .

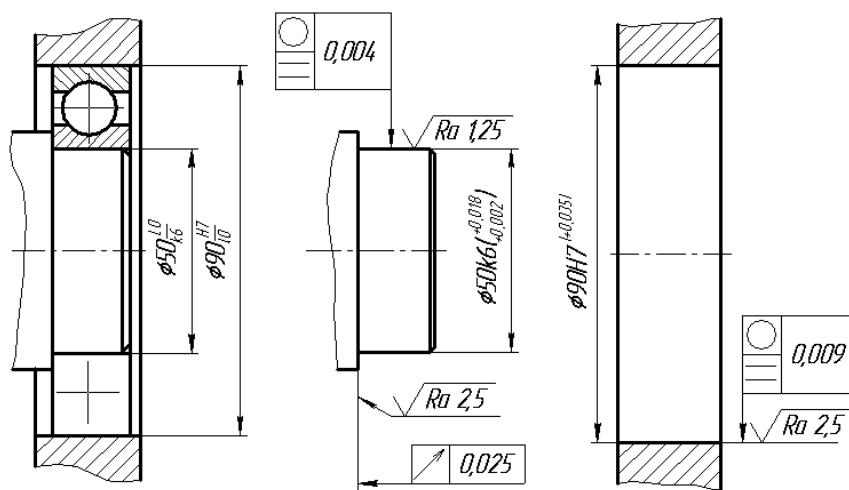


Рисунок 7.7 – Эскиз подшипникового узла, вала и корпуса

Поля допусков болтов и гаек установлены для *трех классов точности*: точного, среднего и грубого.

Вследствие взаимосвязи между отклонениями шага, угла профиля и собственно среднего диаметра резьбы допускаемые отклонения этих параметров отдельно не нормируются.

Резьбы с мелким шагом рекомендуется применять при малой длине свинчивания, на тонкостенных деталях, а также при переменной нагрузке, толчках и вибрациях.

Обозначение метрической резьбы на чертежах

Пример – $M12-6g$ – резьба метрическая наружная с крупным шагом (не указывается), наружным диаметром 12 мм, $6g$ – поле допуска для среднего и наружного диаметра (при условии их совпадения). Цифра 6 в обозначении поля допуска является степенью точности резьбы.

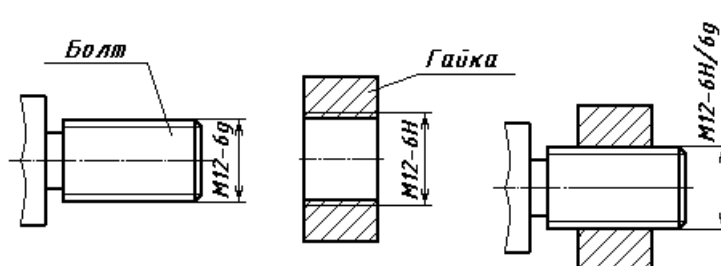


Рисунок 7.8 – Обозначение метрической резьбы на чертежах

$M12\times 1-7g6g$ – резьба метрическая наружная с мелким шагом 1 мм, наружным диаметром 12 мм, $7g$ – поле допуска для среднего диаметра резьбы, а $6g$ – для наружного. Цифры 7 и 6 в обозначении поля допуска являются степенью точности резьбы.

$M12\times 1-LH-5H6H$ – резьба метрическая внутренняя с мелким шагом 1 мм, наружным диаметром 12 мм, LH – левая, $5H$ – поле допуска для среднего диаметра резьбы, а $6H$ – для внутреннего.

$M12-6H-30$ – число 30 указывает на длину свинчивания в миллиметрах. Длина свинчивания указывается, если она относится к группе L или относится к группе S , но меньше, чем вся длина резьбы.

Обозначение резьбовой посадки: $M12-6H/6g$. В рассматриваемом случае – гайка-болт.

Задача 1. Для заданных эскизов сборочных узлов выбрать систему отверстия или вала для соединений, отмеченных размерными линиями. Определить характер посадок (с зазором, натягом или переходная), вычертить эскизы, назначить посадки. Задание выбрать из таблиц 7.5 и 7.6.

Таблица 7.5 – Варианты заданий для задачи 1

| | | | | | | | | |
|-----------------------------|------|---|------|------|-------|------|---|-------|
| Номер варианта | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Номер эскиза по таблице 7.6 | 1; 2 | 6 | 3; 7 | 4; 5 | 11; 7 | 8; 5 | 9 | 10; 4 |

Продолжение таблицы 7.5

| | | | | | | | | |
|-----------------------------|-------|----|------|------|----|----|----|----|
| Номер варианта | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| Номер эскиза по таблице 7.6 | 12; 5 | 13 | 1; 9 | 8; 1 | 13 | 14 | 15 | 6 |

Таблица 7.6 – Варианты эскизов соединений

| Вариант | Эскиз | Вариант | Эскиз | Вариант | Эскиз |
|---------|-------|---------|-------|---------|-------|
| 1 | | 6 | | 11 | |
| 2 | | 7 | | 12 | |
| 3 | | 8 | | 13 | |
| 4 | | 9 | | 14 | |
| 5 | | 10 | | 15 | |

Задача 2. На основе анализа условий работы подшипника в узле определить виды нагружения колец подшипников, выбрать посадки для установки подшипника на вал и в корпус. Вычертить эскиз подшипникового узла с обозначением выбранных посадок, эскизы отверстий в корпусе и вала с указанием шероховатости, предельных отклонений и допусков на погрешности формы. Исходные данные выбрать из таблицы 7.7.

Таблица 7.7 – Варианты заданий к задаче 2

| | | | | | | | | |
|------------------|----------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Вариант | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Номер подшипника | 220 | 304 | 218 | 306 | 216 | 308 | 214 | 310 |
| Класс точности | 0 | 6 | 5 | 6 | 0 | 5 | 0 | 6 |
| Условия работы | Вал вращается, корпус неподвижен | | | | | | | |

Продолжение таблицы 7.7

| | | | | | | | | |
|------------------|----------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Вариант | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| Номер подшипника | 212 | 312 | 210 | 314 | 404 | 316 | 406 | 318 |
| Класс точности | 0 | 5 | 0 | 6 | 0 | 6 | 5 | 6 |
| Условия работы | Вал неподвижен, корпус вращается | | | | | | | |

Контрольные вопросы

- 1 Типы штифтовых соединений. Варианты конструкторской реализации.
- 2 Рекомендуемые посадки штифтовых соединений.
- 3 Типы шпоночных соединений. Варианты конструкторской реализации.
- 4 Рекомендуемые посадки шпоночных соединений.
- 5 Параметры прямобочных шлицевых соединений.
- 6 Обозначения эвольвентных шлицевых соединений.
- 7 Виды нагружения подшипников качения.
- 8 Особенности расположения и обозначение на чертежах полей допусков и посадок подшипников качения.
- 9 Параметры метрической резьбы и их обозначение.
- 10 Обозначение метрической резьбы.



8 Лабораторная работа № 8. Обозначение допусков формы и взаимного расположения на чертежах

Отклонения формы и расположения поверхностей возникают в процессе обработки деталей из-за неточности и деформации станка, инструмента, приспособлений, неравномерности припуска на обработку, неоднородности материала, деформации заготовки. Для каждого вида допуска формы и расположения установлен определенный знак (таблица 8.1).

На чертеже допуски формы и расположения указываются в рамке, которая разделена на две или три части и соединяется с рассматриваемой поверхностью линией со стрелкой. Базы обозначаются зачерненным равнобедренным треугольником.

Допуски формы и расположения не должны превышать допуски на соответствующий размер. Если допуск формы и расположения равен допуску на размер, то он на чертеже не указывается.

Таблица 8.1 – Условные обозначения допусков формы и расположения на чертежах

| Группа допусков | | | | | |
|------------------------------------|---|-------------------------------|----|---|---|
| Допуск формы | | Допуск взаимного расположения | | | |
| Допуск прямолинейности | — | Допуск перпендикулярности | ⊥ | Допуск радиального или торцового биения | |
| Допуск плоскостности | | Допуск параллельности | // | | |
| Допуск профиля продольного сечения | = | Допуск наклона | ∠ | Допуск симметричности | ≡ |
| Допуск цилиндричности | | Допуск соосности | ◎ | Позиционный допуск | |
| Допуск круглости | ○ | Допуск пересечения осей | × | | |

В системе стандартов допусков формы и расположения поверхностей введено понятие *уровней относительной геометрической точности*: уровень А – нормальная относительная геометрическая точность, В – повышенная относительная геометрическая точность допусков формы и расположения поверхностей, уровень С – высокая относительная геометрическая точность. Допуск формы составляет определенный процент от допуска размера в зависимости от уровня относительной геометрической точности. Соотношение допуска формы и допуска размера приведены в таблице 8.2.

Таблица 8.2 – Зависимость допуска формы от допуска размера

| Уровень относительной геометрической точности | Допуск формы и расположения плоских поверхностей, % от допуска размера | Допуск формы цилиндрических поверхностей, % от допуска диаметра |
|---|--|---|
| А | 60 | 30 |
| В | 40 | 20 |
| С | 25 | 12 |

Задача. Вычертить эскизы деталей, представленных на рисунке 8.1, без указания буквенных обозначений поверхностей. Указать на эскизах заданные в таблице 8.3 допуски и параметры шероховатости.

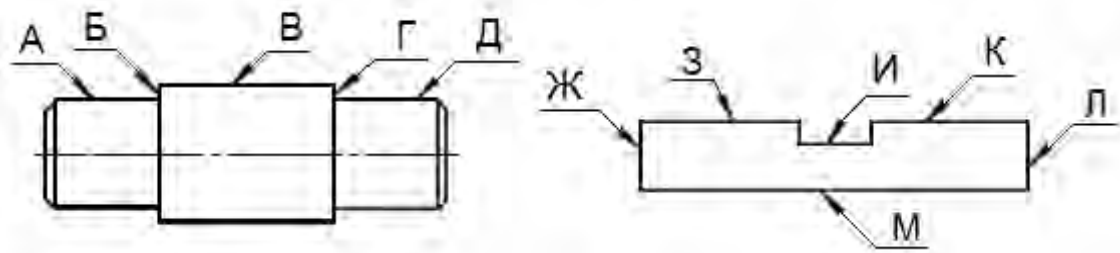


Рисунок 8.1 – К задаче

Таблица 8.3 – Исходные данные к задаче

| Номер варианта | Допуски и параметры шероховатости | |
|----------------|--|---|
| | 1 | 2 |
| 1 | 1 Допуск радиального биения поверхности В относительно оси детали ($T = 0,1$ мм) 2 Допуск круглости поверхности В ($T = 0,2$ мм) 3 Допуск перпендикулярности поверхности Л относительно поверхности М ($T = 0,3$ мм) 4 Шероховатость поверхности К (среднее арифметическое отклонение профиля составляет 6,3 мкм) | |
| 2 | 1 Допуск круглости поверхности Д ($T = 0,01$ мм) 2 Допуск симметричности паза И относительно поверхностей Л и Ж ($T = 0,1$ мм) 3 Допуск параллельности поверхности К относительно поверхности М ($T = 0,2$ мм) 4 Шероховатость поверхности З (высота неровностей по 10 точкам составляет 12 мкм) | |
| 3 | 1 Допуск радиального биения поверхности В относительно оси детали ($T = 0,1$ мм) 2 Допуск круглости поверхности Д ($T = 0,2$ мм) 3 Допуск перпендикулярности поверхности Л относительно поверхности М ($T = 0,3$ мм) 4 Шероховатость поверхности К (среднее арифметическое отклонение профиля составляет 6,3 мкм) | |
| 4 | 1 Отклонение от цилиндричности поверхности В ($T = 0,03$ мм) 2 Радиальное биение поверхности А относительно В ($T = 0,02$ мм) 3 Отклонение от симметричности поверхности И относительно поверхности Л ($T = 0,1$ мм) 4 Шероховатость поверхности К (среднее арифметическое отклонение профиля составляет 2,5 мкм) | |
| 5 | 1 Допуск цилиндричности поверхности А ($T = 0,05$ мм) 2 Допуск параллельности поверхности З относительно поверхности И ($T = 0,1$ мм) 3 Допуск плоскости поверхности М ($T = 0,2$ мм) 4 Шероховатость поверхности К (высота неровностей по 10 точкам составляет 20 мкм) | |
| 6 | 1 Отклонение от круглости поверхности А ($T = 0,4$ мм) 2 Торцевое биение поверхности Б относительно поверхности В ($T = 0,1$ мм) 3 Отклонение от плоскости поверхности И ($T = 0,1$ мм) 4 Шероховатость поверхности Д (высота неровностей по 10 точкам составляет 5 мкм) | |
| 7 | 1 Допуск круглости поверхности Д ($T = 0,01$ мм) 2 Допуск симметричности паза И относительно поверхностей Л и Ж ($T = 0,2$ мм) 3 Допуск параллельности поверхности К относительно поверхности М ($T = 0,1$ мм) 4 Шероховатость поверхности И (высота неровностей по 10 точкам составляет 12 мкм) | |
| 8 | 1 Допуск радиального биения поверхности А относительно оси поверхности В ($T = 0,2$ мм) 2 Допуск круглости поверхности Д ($T = 0,1$ мм) 3 Допуск перпендикулярности поверхности Ж относительно поверхности М ($T = 0,25$ мм) 4 Шероховатость поверхности З (среднее арифметическое отклонение профиля составляет 0,32 мкм) | |

Окончание таблицы 8.3

| 1 | 2 |
|----|--|
| 9 | 1 Отклонение от цилиндричности поверхности А ($T = 0,01$ мм) 2 Радиальное биение поверхности Д относительно поверхности В ($T = 0,02$ мм) 3 Отклонение от симметричности поверхности И относительно поверхности Ж ($T = 0,2$ мм) 4 Шероховатость поверхности З (среднее арифметическое отклонение профиля составляет 0,63 мкм) |
| 10 | 1 Допуск цилиндричности поверхности В ($T = 0,05$ мм) 2 Допуск параллельности поверхности И относительно поверхности З ($T = 0,1$ мм) 3 Допуск плоскости поверхности М ($T = 0,2$ мм) 4 Шероховатость поверхности К (высота неровностей по 10 точкам составляет 40 мкм) |

Контрольные вопросы

- 1 Назовите отклонения формы для цилиндрических плоских деталей.
- 2 Назовите основные отклонения взаимного расположения поверхностей деталей.
- 3 Какими значками обозначается радиальное и торцовое биение?
- 4 Как обозначается база?

9 Лабораторная работа № 9. Нормирование точности зубчатых колес и передач

Система допусков цилиндрических зубчатых передач (ГОСТ 1643–81) устанавливает 12 *степеней точности* зубчатых колес. Для каждой степени точности устанавливаются независимые нормы допускаемых отклонений параметров, определяющих *кинематическую точность* колес и передачи, *плавность работы* и *контакт* зубчатых колес в передаче. Степень точности вновь проектируемых зубчатых передач и колес в большинстве случаев устанавливают в зависимости от окружной скорости колес (таблица 9.1).

Таблица 9.1 – Зависимость степеней точности по нормам плавности работы передачи от окружной скорости

| Степень точности по норме плавности | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|--------------|-------------|------------|------|
| Окружная скорость V , м/с | Св. 10 до 15 | Св. 8 до 10 | Св. 2 до 8 | До 2 |
| Шероховатость рабочей поверхности зубьев Ra , мкм | 0,63 | 1,25 | 3,2 | 6,3 |

При *комбинировании норм* различных степеней точности нормы плавности работы колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев (витков) не могут назначаться по степеням точности более грубым, чем нормы плавности, хотя для цилиндрических зубчатых передач допускаются на одну степень грубее.

Кроме степеней точности, ГОСТ 1643–81 устанавливает шесть *видов со-*



пряжения зубьев колес в передаче (А, В, С, D, Е, Н), которые определяют величину *гарантированного*, т. е. наименьшего из возможных в передаче, *бокового зазора* между нерабочими профилями зубьев. Вид сопряжения передачи выбирается по величине гарантированного бокового зазора в зависимости от межосевого расстояния.

Боковой зазор – это зазор между нерабочими профилями зубьев, который необходим для размещения смазки, компенсации погрешностей изготовления при сборке и для компенсации изменения размеров от температурных деформаций.

Ориентировочно величину гарантированного минимального бокового зазора можно определить по формуле

$$j_{n.min.pacc} = k \cdot m, \quad (9.1)$$

где k – коэффициент (для тихоходных передач ($V_{окр}$ до 3 м/с) $k = 0,01$, для среднескоростных передач ($V_{окр} = 3...15$ м/с) $k = 0,02$, для быстроходных передач ($V_{окр}$ свыше 15 м/с) $k = 0,03$);

m – модуль нормируемого колеса, мм.

Для прямозубых колес межосевое расстояние определяется как

$$a_w = (Z_1 + Z_2) \cdot m / 2, \quad (9.2)$$

где Z_1, Z_2 – число зубьев колес передачи.

Пример – Установить степени точности по всем нормам точности, используя принцип комбинирования степеней точности, определить вид сопряжения для зубчатой передачи: $Z_1 = 58, Z_2 = 201, m = 3,5$ мм, $V_{окр} = 1,8$ м/с.

Решение

1 *Назначение степеней точности зубчатой передачи.* Степень точности проектируемого колеса устанавливается в зависимости от окружной скорости колеса. Используем принцип комбинирования степеней. По окружной скорости $V_{окр} = 1,8$ м/с назначим степень точности зубчатой передачи по плавности работы 9 (вторая цифра в обозначении колеса) (таблица 9.1). По рекомендациям [3] по кинематической норме точности назначим степень такую же, как по плавности, т. е. 9, а по полноте контакта – на одну точнее, т. е. 8 (9-9-8).

2 *Выбор вида сопряжения по боковому зазору.* Вид сопряжения передачи выберем по величине гарантированного бокового зазора, который рассчитывается по формуле (9.1). Для тихоходной передачи

$$j_{n.min.pacc} = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 3,5 = 0,035 \text{ мм} = 35 \text{ мкм.}$$

Межосевое расстояние рассчитаем по формуле (9.2)

$$a_w = (28 + 201) \cdot 3,5 / 2 = 129,5 \text{ мм.}$$



По рассчитанной величине $j_{n \min \text{ расч.}}$, равной 35 мкм, в зависимости от межосевого расстояния $a_w = 129,5$ мм из [3, таблица 13] выберем вид сопряжения, причем выполняется условие $j_{n \min \text{ табл.}} \geq j_{n \min \text{ расч.}}$.

Данному условию соответствует вид сопряжения С, для которого $100 > 35$ мкм. Таким образом, точность зубчатой передачи будет 9-9-8С ГОСТ 1643–81.

Задача. По условиям работы зубчатого колеса установить степени точности по всем нормам точности, используя принцип комбинирования степеней точности, определить вид сопряжения. Исходные данные взять из таблицы 9.2.

Таблица 9.2 – Варианты заданий к задаче

| Вариант | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|-----------------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|
| Z_1 | 32 | 48 | 55 | 40 | 36 | 28 | 46 | 38 |
| Z_2 | 18 | 20 | 22 | 36 | 28 | 24 | 18 | 20 |
| Модуль m , мм | 5 | 3 | 2 | 4 | 5 | 3 | 2 | 4 |
| Окружная скорость $V_{окр}$, м/с | 3 | 7 | 5 | 8 | 4 | 7 | 3 | 8 |

Продолжение таблицы 9.2

| Вариант | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
|-----------------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|
| Z_1 | 45 | 36 | 44 | 28 | 38 | 40 | 28 | 48 |
| Z_2 | 25 | 30 | 24 | 18 | 30 | 25 | 70 | 32 |
| Модуль m , мм | 3 | 5 | 4 | 5 | 3 | 4 | 5 | 2 |
| Окружная скорость $V_{окр}$, м/с | 5 | 7 | 4 | 6 | 8 | 7 | 4 | 3 |

Оформление чертежа цилиндрического зубчатого колеса. На чертеже зубчатого колеса должна быть помещена таблица параметров зубчатого венца, состоящая из трех частей: основные данные, данные для контроля, справочные данные (рисунок 9.1). В строку «Степень точности ...» записываются три степени точности и вид сопряжения, например 8-8-7С. Если все степени одинаковые, то пишется только одна цифра и вид сопряжения, например 7С.

Допуски на базовые отверстия насадных зубчатых колес должны назначаться в зависимости от их степени точности. Неответственные размеры колес выбираются конструктивно.

Если в процессе контроля наружная цилиндрическая поверхность не используется в качестве измерительной базы, допуск на радиальное биение определяют по формулам:

– допуск на диаметр окружности вершин

$$F_{da} = 0,1 \cdot m; \quad (9.3)$$

– допуск на торцевое биение базового торца для прямозубых колес



$$F_m = 0,5 \cdot F_\beta \frac{d}{B}, \quad (9.4)$$

где d – диаметр, на котором определяется биение,

$$d = (Z_1 - 2,4) \cdot m; \quad (9.5)$$

Z_1 – число зубьев нормируемого колеса.

B – ширина зубчатого венца, $B = (8 \dots 10) \cdot m$;

F_β – допуск на погрешность направления зуба.

В других случаях допуски на параметры поверхности вершин и базового торца назначаются как для размеров несопрягаемых поверхностей (по ИТ14).

Рассчитаем длину общей нормали по формуле

$$W = m \cdot W_1, \quad (9.6)$$

где W_1 – длина общей нормали для зубчатого колеса при $m = 1$ мм [2].

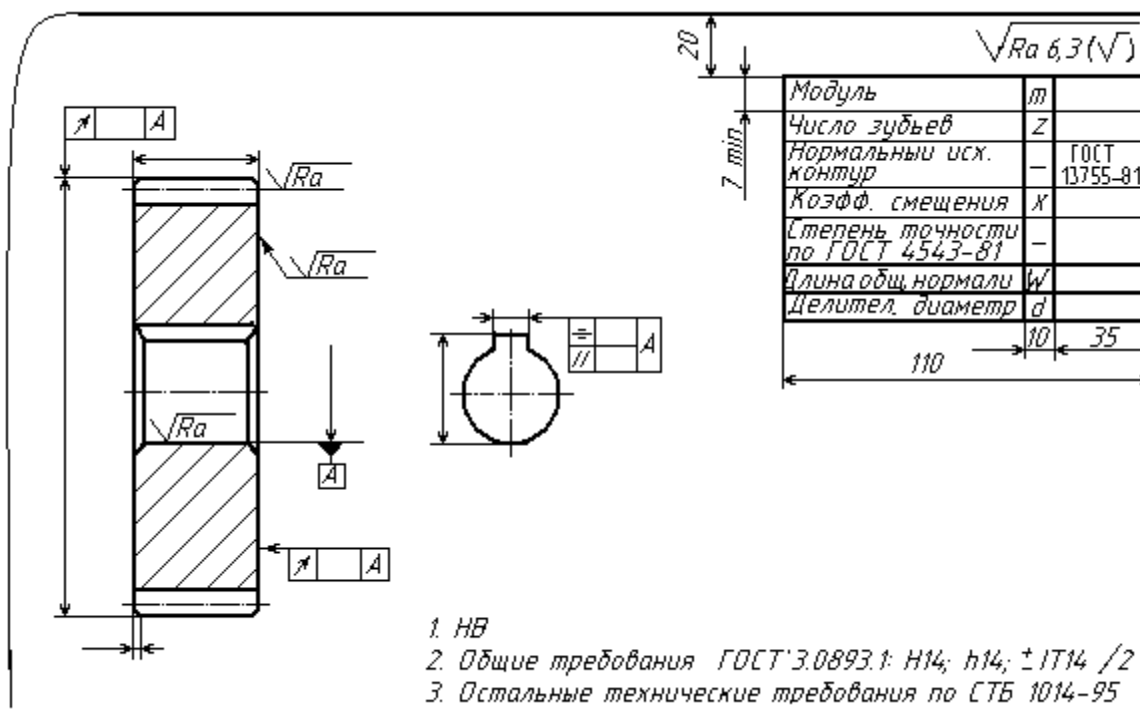


Рисунок 9.1 – Пример оформления чертежа цилиндрического зубчатого колеса

Наименьшее отклонение длины общей нормали E_{w_s} и допуск на длину общей нормали T_w определяют по таблицам стандарта [3].

Шероховатость боковой поверхности зубьев выбирается в зависимости от степени точности по нормам плавности.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите степени и нормы точности зубчатых колес.
- 2 Что такое боковой зазор в передаче? Как он определяется?
- 3 В чем заключается принцип комбинирования норм точности?
- 4 Как выбрать вид сопряжения в передаче?
- 5 Как рассчитать длину общей нормали?

10 Лабораторная работа № 10. Контроль радиального биения зубчатого колеса

Цель работы: ознакомиться с биениемером, освоить приемы наладки прибора и отсчета отклонений, научиться строить диаграммы и вычислять действительную величину радиального биения.

Оборудование рабочего места

- 1 Индикаторный прибор Московского инструментального завода (МИЗ), биениемер с комплектом наконечников с метрологическими характеристиками: пределы измерения – диаметр до 400 мм, модуль от 1 до 10 мм; наибольшее расстояние между центрами – 300 мм.
- 2 Многооборотный индикатор 2 МИГ с ценой деления индикатора 0,001 мм.
- 3 Оправка к зубчатым колесам с модулем 2,5 мм и числом зубьев 21, с посадкой на оправку 15 H7/n7, бланк отчета.

10.1 Теоретические положения

Кинематическая точность зубчатых колес зависит от погрешностей, суммарное влияние которых обнаруживается один раз за оборот колеса. К ним относятся погрешность обката F_{cr} , накопленная погрешность шага F_{pr} , радиальное биение зубчатого венца F_{rr} , колебания длины общей нормали F_{vwr} и измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F_{ir}'' .

Радиальным биением зубчатого венца F_{rr} называется разность действительных предельных положений исходного контура в пределах зубчатого колеса (от его рабочей оси) (рисунок 10.1). Практически радиальное биение определяется разностью расстояний от рабочей оси колеса до постоянной хорды S_c зубьев.

10.2 Порядок выполнения работы

- 1 Выбрать наконечник, установить его в прибор.
- 2 Измерить отклонения в каждой впадине зуба и записать их в отчетный бланк.
- 3 Построить диаграмму и подсчитать действительную величину радиального биения. Сделать заключение о годности по допуску на радиальное



биение зубчатого венца.



Рисунок 10.1 – Схема к определению радиального биения

10.3 Измерение радиального биения цилиндрического зубчатого колеса

10.3.1 Описание биениемера (МИЗ).

Биениемер (рисунок 10.2) имеет станину 1 с кронштейнами, несущими центрами и измерительную бабку 2, несущую каретку 3 с измерительным устройством. Каретка 3 может перемещаться по направляющим станины вращением маховичка 4. Перемещение измерительного механизма осуществляется маховичком 5, крепление – рукояткой 6.

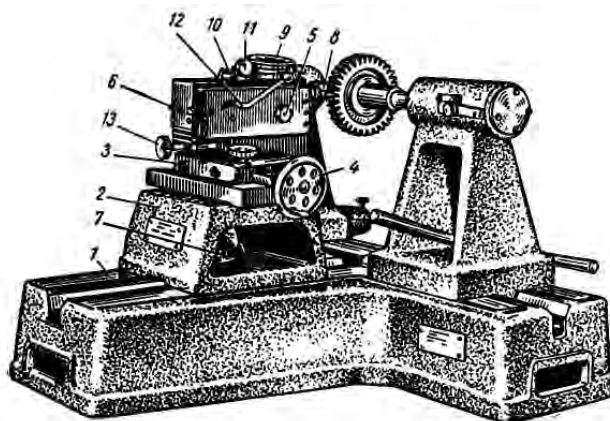


Рисунок 10.2 – Биениемер

10.3.2 Последовательность измерений на биениемере.

- 1 Измеряемое колесо устанавливается в центрах прибора.
- 2 В цанге измерительного стержня закрепляется измерительный наконечник, соответствующий модулю колеса.
- 3 Измерительная бабка вручную подводится к измеряемому колесу так, чтобы между ним и наконечником остался зазор в 4...5 мм, и крепится рукояткой 7.
- 4 Вращением маховичка 5 измерительное устройство подводится к колесу,

чтобы наконечник 8 стал во впадину, дается натяг 1,5...2 мм и наконечник закрепляется.

5 Измерительный наконечник индикатора 9 подводится к упору 10, индикатору сообщается натяг 1,5...2 оборота, и он крепится винтом 11. Шкала индикатора устанавливается на нулевое положение поворотом колеса рукой до плотного соприкосновения впадины зуба с наконечником. Это положение (зуб или впадина) следует отметить на колесе мелом. В отчетный бланк записать нулевой отсчет напротив зуба № 1.

6 Правой рукой рукояткой 12 наконечник выводится из впадины зуба.

7 Зубчатое колесо поворачивают левой рукой, чтобы следующая впадина встала против измерительного наконечника, рукояткой 12 снова вводят наконечник во впадину, создают поворотом колеса контакт с боковыми поверхностями и берут отсчет по индикатору.

8 Измерения проводят последовательно в каждой впадине. Количество измерений соответствует числу зубьев колеса. Результаты измерений заносят в отчетный бланк.

10.4 Обработка результатов измерений, заключение о годности

Действительное значение радиального биения F_{rr} определяется разностью между наибольшим и наименьшим показаниями индикатора.

По результатам измерений строится диаграмма радиального биения зубчатого венца в отчетном бланке (рисунок 10.3).

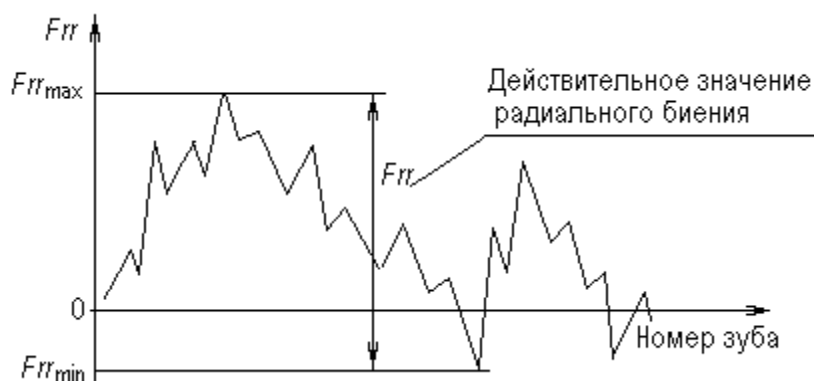


Рисунок 10.3 – Диаграмма радиального биения зубчатого венца

Заключение о годности зубчатого колеса по радиальному биению.

По заданной преподавателем степени точности колеса выбрать из таблицы 10.1 допуск на радиальное биение, записать в отчетный бланк в миллиметрах.

Сравнивая действительное значение радиального F_{rr} (полученное в результате измерений) с допустимым F_r по стандарту [3] дать заключение о годности колеса по этому показателю. Если $F_{rr} < F_r$, то зубчатое колесо по радиальному биению годно.

Отчет оформляется в виде отчетного бланка.



Таблица 10.1 – Допуски на радиальное биение зубчатого венца по ГОСТ 1643–81

В микрометрах

| Степень точности | Модуль | Диаметр делительной окружности | | | |
|------------------|---------------|--------------------------------|---------------|----------------|----------------|
| | | до 50 | св. 50 до 125 | св. 125 до 280 | св. 280 до 500 |
| 8 | Св. 2 до 3,55 | 40 | 50 | 63 | 80 |
| 9 | Св. 2 до 3,55 | 50 | 63 | 80 | 100 |
| 10 | Св. 2 до 3,55 | 63 | 80 | 100 | 130 |
| 11 | Св. 2 до 3,55 | 80 | 95 | 125 | 150 |
| 12 | Св. 2 до 3,55 | 95 | 120 | 150 | 190 |

Контрольные вопросы

- 1 Назовите степени и нормы точности зубчатых колес.
- 2 Какую норму точности зубчатого колеса определяет радиальное биение зубчатого венца?
- 3 От каких погрешностей зависит кинематическая точность цилиндрического зубчатого колеса?
- 4 Что называется радиальным биением зубчатого колеса?
- 5 Что такое исходный контур зубчатого колеса?
- 6 Что называется рабочей и технологической осью зубчатого колеса?

11 Лабораторная работа № 11. Контроль длины общей нормали и отклонения средней длины общей нормали

Цель работы: ознакомиться с индикаторным нормалемером (ЛИЗ), освоить приемы настройки прибора, приобрести навыки в измерении погрешности длины общей нормали.

Оборудование рабочего места

- 1 Нормалемер ЛИЗ № 2. Метрологические показатели: наибольшая контактируемая длина – 300 мм, наименьший модуль контактируемых колес – 1 мм, габаритные размеры – 420 × 35 × 95 мм, вес – 1,25 кг.
- 2 Индикатор часового типа ИЧ ГОСТ 577–68: цена деления шкалы индикатора – 0,001 мм. Плоскопараллельные концевые меры длины ГОСТ 9038–73. Разряд 2; бланк отчета.

11.1 Теоретические положения

Длиной общей нормали зубчатого колеса W называется расстоянием между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям A и B зубьев колеса (рисунок 11.1).

Выбор числа зубьев Z_n , охватываемых при измерении размера W , обуслов-



лен требованием, чтобы точки *A* и *B* (рисунок 11.1) лежали в пределах эвольвентного участка профиля зуба.

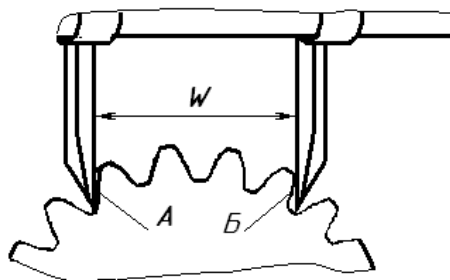


Рисунок 11.1 – Схема измерения длины общей нормали

При назначении коэффициента смещения исходного контура $X < 2$ можно использовать формулу

$$Z_n = Z / 9 + 0,5. \quad (11.1)$$

Рассчитанное значение Z_n округляется до ближайшего целого числа.

Колебанием длины общей нормали называется разность между W_{\max} и W_{\min} на одном и том же зубчатом колесе, полученными в результате измерения.

$$F_{vwr} = W_{\max} - W_{\min}. \quad (11.2)$$

Эта погрешность ограничена допуском F_{vw} ГОСТ 1643–81.

Этот показатель *характеризует* кинематическую точность колеса.

В этом случае колебания длины общей нормали можно определить следующим образом:

$$F_{vwr} = F'_{vwr \max} - F'_{vwr \min}. \quad (11.3)$$

Номинальный размер длины общей нормали для зубчатых колес с углом профиля исходного контура, равного 20° , рассчитывается по формуле

$$W = k \cdot m, \quad (11.4)$$

где k – коэффициент, определяется по таблице 11.1 в зависимости от количества зубьев на измеряемом колесе.

Таблица 11.1 – Значение коэффициента k

| Z | k | Z | k | Z | k | Z | k |
|-----|----------|-----|----------|-----|----------|-----|----------|
| 30 | 10,76662 | 33 | 10,82264 | 36 | 10,79462 | 39 | 13,83079 |
| 31 | 10,78062 | 34 | 10,83664 | 37 | 10,80863 | 41 | 13,85880 |
| 32 | 10,72460 | 35 | 13,80227 | 38 | 13,81678 | 42 | 13,87280 |

Отклонением средней длины общей нормали называется отклонение средней длины общей нормали по зубчатому колесу от номинальной:

$$E_{wmr} = W_m - W. \quad (11.5)$$

Этот показатель *характеризует норму бокового зазора*.

Стандартом установлены допуски на среднюю длину общей нормали: наименьшее отклонение средней длины общей нормали E_{wms} и допуск на среднюю длину общей нормали T_{wm} .

Заключение о годности зубчатого колеса дается по результатам измерения контролируемых показателей по кинематической точности, по нормам плавности, по нормам полноты контакта и по нормам бокового зазора. Зубчатое колесо в целом признается годным, если по всем перечисленным нормам оно годно, т. е. величина каждого измеренного показателя не превышает заданную стандартом величину допуска на этот показатель. В лабораторной работе необходимо дать оценку годности зубчатого колеса по двум измеренным показателям: F_{vwr} , характеризующему кинематическую точность, и E_{wm} , характеризующему боковой зазор в зацеплении.

11.2 Порядок выполнения работы

11.2.1 Измерение колебания длины общей нормали F_{vwr} .

11.2.1.1 Определить количество зубьев измеряемого колеса Z .

11.2.1.2 Рассчитать количество зубьев Z_n , входящих в длину общей нормали, по формуле (11.1). Полученное значение округлить до ближайшего целого значения.

11.2.1.3 Произвести настройку нормалемера на нулевую отметку стрелки индикатора (рисунок 11.2).

11.2.1.4 В отчетный бланк в первую строку записать показания прибора – 0 мм. Все остальные измерения покажут величину отклонения длины общей нормали от настроечного положения.

11.2.1.5 Последовательно произвести Z замеров F'_{vwr} и занести их в отчетный бланк. Записать результаты со своим знаком в первую строку таблицы отчетного бланка.

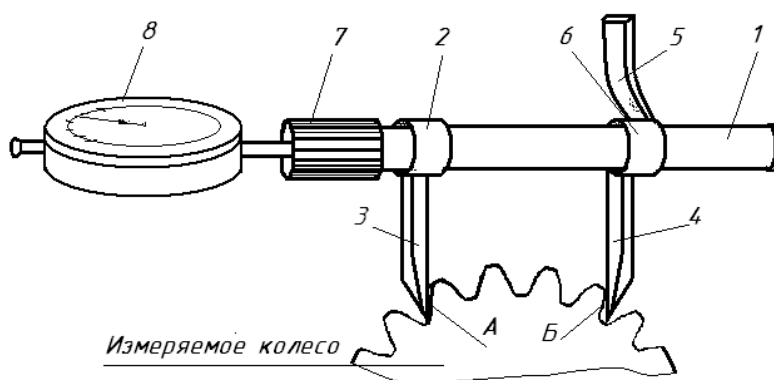


Рисунок 11.2 – Схема измерения индикаторным нормалемером

11.2.2 Измерение отклонения средней длины общей нормали E_{wms} .

11.2.2.1 Рассчитать номинальное значение длины общей нормали по формуле (11.4). Значение коэффициента k принять из таблицы 11.1. При расчете значение k подставлять полностью, а результат округлить до трех знаков после запятой. Полученное значение записать в отчетный бланк.

11.2.2.2 Набрать блок плоскопараллельных концевых мер, равный номинальному размеру общей нормали W . Набор производить по последней цифре.

11.2.2.3 Произвести настройку нормалемера на нулевую отметку стрелки индикатора по набранному блоку концевых мер (рисунок 11.3).

11.2.2.4 Снять блок плиток и последовательно произвести Z замеров, определить показания индикатора для каждого замера E_{wmr} . Измеренные отсчеты занести в отчетный бланк во вторую строку таблицы «Отклонение средней длины общей нормали».

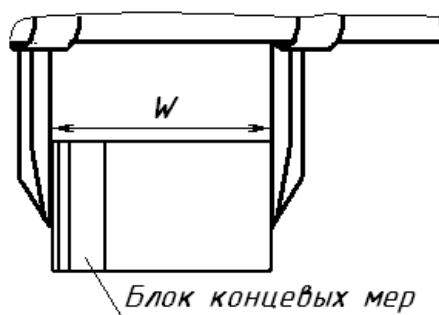


Рисунок 11.3 – Схема настройки нормалемера с помощью блока концевых мер

11.2.3 Обработка результатов измерений, заключение о годности.

11.2.3.1 Все расчеты провести в отчетном бланке.

11.2.3.2 Дать заключение о годности зубчатого колеса по двум измеренным показателям E_{wms} и F_{vwr} . Для этого по заданной преподавателем степени точности колеса и виду сопряжения по таблицам ГОСТ1643–81 найти допуск на колебание длины общей нормали F_{vw} и наименьшее отклонение средней длины общей нормали E_{wms} .

11.2.3.3 Сравнить действительные значения F_{vwr} и E_{wms} изм с допустимыми и дать заключение о годности колеса по двум показателям в отдельности.

Контрольные вопросы

- 1 Что называется длиной общей нормали?
- 2 Как определяется число зубьев, охватываемое общей нормалью?
- 3 Что такое колебание длины общей нормали?
- 4 Что такое отклонение средней длины общей нормали?
- 5 Назовите степени и нормы точности зубчатых колес.
- 6 Какие нормы определяют показатели F_{vw} и E_{wms} ?
- 7 Что такое исходный контур?

12 Лабораторная работа № 12. Определение годности резьбы дифференцированным методом

Цель работы: ознакомиться с устройством малого микроскопа инструментального; освоить приемы контроля элементов резьбы на инструментальном микроскопе и приемы контроля среднего диаметра резьбы методом трех проволок.

Оборудование рабочего места

1 Микрометры гладкие МК с пределами измерения от 0 до 25 мм и от 25 до 50 мм с ценой деления 0,01 мм.

2 Комплекты трех проволок для измерения среднего диаметра резьбы. Класс точности проволок – первый.

3 Инструментальный микроскоп ММИ: пределы измерения шага резьбы – от 1 до 7,5 мм, пределы измерения половины угла профиля – от 0 до 360°, диаметр резьбы – не более 35 мм, цена наименьшего деления шкал отсчетной системы для измерения длины – 0,005 мм, бланк отчета.

12.1 Теоретические положения

Определение годности резьбы в зависимости от ее точности может определяться двумя методами: дифференцированным и комплексным.

Дифференцированный метод контроля резьбы основан на измерении каждого элемента в отдельности. Заключение о годности детали в этом случае делается также по каждому элементу отдельно. Допуски для таких резьб, как правило, назначают дифференцированно – на каждый элемент резьбы.

Резьба считается годной, если приведенный и собственный средний диаметр находятся в пределах допуска на средний диаметр.

При *комплексном методе* контроль осуществляется резьбовыми калибрами. Внутренняя резьба контролируется резьбовыми пробками, а наружная – резьбовыми кольцами. Для каждой резьбы делают два калибра – проходной ПР и непроходной НЕ. Резьба считается годной, если проходной калибр свинчивается с проверяемой резьбой на всей ее длине, а непроходной не свинчивается с проверяемой резьбой (допускается свинчивание до 1...1,5 витков вначале резьбы).

12.2 Последовательность выполнения работы

12.2.1 Измерение шага резьбы на микроскопе.

Шагом резьбы P называется расстояние между параллельными сторонами двух лежащих рядом витков, измеренное вдоль оси.

На микроскопе провести измерения по четыре отсчета согласно схеме измерения для верхнего и нижнего профилей резьбы (рисунок 12.1).

Обработку результатов провести в отчетном бланке. Рассчитать диаметральною компенсацию погрешности шага.



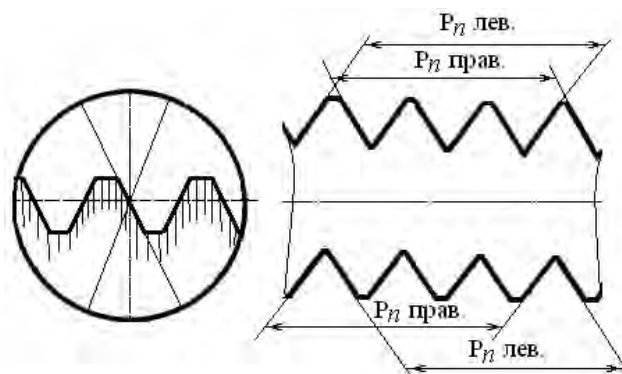


Рисунок 12.1 – Схема измерения погрешности шага резьбы на инструментальном микроскопе

12.2.2 Измерение погрешности половины угла профиля на микроскопе.

Половина угла профиля $\alpha/2$ – это угол между боковой стороной профиля и перпендикуляром, опущенным из вершины остроугольного профиля симметричной резьбы на ось резьбы.

Измерение половины, а не целого угла профиля необходимо для того, чтобы можно было судить о наклоне профиля к оси резьбы. При этом измерение производится для обеих половинок угла профиля $\Delta\alpha/2_{лев}$, $\Delta\alpha/2_{прав}$. Измерения провести согласно схеме измерения (рисунок 12.2).

Обработку результатов провести в отчетном бланке, который содержит все необходимые формулы. Рассчитать диаметральную компенсацию половины угла профиля.

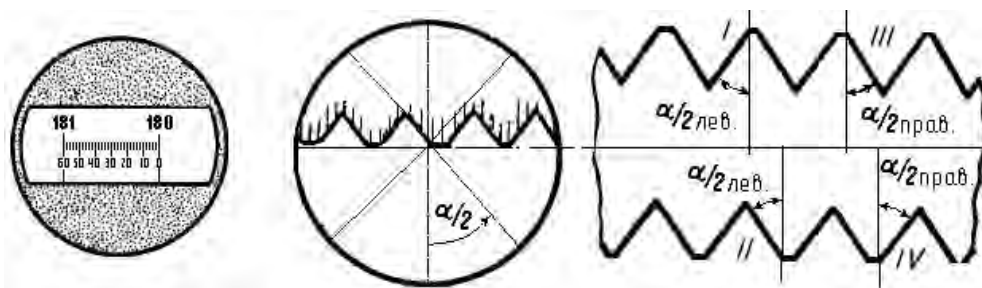


Рисунок 12.2 – Схема измерения половины угла профиля метрической резьбы

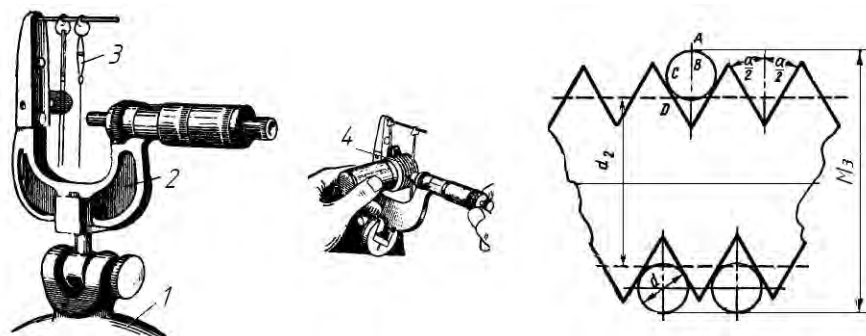
12.2.3 Измерение среднего диаметра резьбы методом трех проволочек и при помощи микрометра.

Проволочки закладываются во впадины резьбы, затем при помощи контактного прибора (микрометра) измеряется размер M_3 (рисунок 12.3).

Размер среднего диаметра рассчитать в отчетном бланке.

12.2.4 Оценка годности резьбы. Оценку годности резьбы произвести по приведенному среднему диаметру резьбы. Резьба считается годной, если значение приведенного среднего диаметра будет находиться между или будет равно двум предельным размерам среднего диаметра $d_{min} \leq d_{2np} \leq d_{max}$. Для расчета предельных размеров среднего диаметра выписать предельные отклонения на

средний диаметр d_2 из ГОСТ 16093–81. Точности резьбы задает преподаватель. Все расчеты провести в бланке отчета.



1 – подставка чугунная; 2 – микрометр; 3 – мерные проволочки; 4 – контролируемая резьба

Рисунок 12.3 – Схема измерения среднего диаметра резьбы методом трех проволочек

Контрольные вопросы

- 1 Что называется шагом резьбы, углом профиля резьбы?
- 2 Что называется отклонением шага и половины угла профиля резьбы?
- 3 Какие методы контроля точности цилиндрической резьбы Вам известны?
- 4 В чем сущность дифференцированного метода контроля резьбы?
- 5 Как формулируется заключение о годности при контроле калибрами?
- 6 Что называется приведенным средним диаметром резьбы?
- 7 Что называется диаметальной компенсацией погрешностей шага резьбы и погрешности половины угла профиля?
- 8 Дайте заключение о годности резьбы при дифференциальном методе контроля.

Список литературы

- 1 Палей, М. А. Допуски и посадки : справочник в 2 ч. / М. А. Палей. – 9-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург : Политехника, 2011. – Ч. 1. – 576 с.
- 2 Палей, М. А. Допуски и посадки : справочник в 2 ч. / М. А. Палей. – 9-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург : Политехника, 2011. – Ч. 2. – 629 с.
- 3 ГОСТ 1643–81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – Москва : Изд-во стандартов, 1981. – 69 с.