Государственное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

«ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ МИНИСТЕРСТВА ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ»

Кафедра «Технология металлов»

**МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИИ**

**И СЕРТИФИКАЦИИ**

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

НА ТЕМУ:

**АНАЛИЗ КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

# 2011

**Реферат**

Данная курсовая работа посвящена анализу качества изделия машиностроения.

Она состоит из пояснительной записки и чертежа вала на формате А4. Пояснительная записка состоит из 27 листов, содержит 16 рисунков и 7 таблиц. В записке описывается 11 задач.

В первой задаче приведен пример стандарта, используемого на предприятии, и определение стандартизации.

Во второй задаче рассчитана и выбрана посадка с натягом для соединения зубчатого колеса с валом. Выполнен анализ полученной посадки и построена схема расположения полей допусков. Обозначена посадка соединения и поля допусков сопрягаемых деталей на эскизах.

В третьей задаче подобраны посадки внутреннего и наружного колец подшипника.

Выполнен анализ полученных посадок. Построены схемы расположения полей допусков. Обозначены на эскизах посадки соединяемых деталей и поля допусков этих деталей.

В четвертой задаче подобраны размеры шпонки для соединения шкива с валом.

Назначены посадки шкива на вал и посадки шпонки с пазом вала и пазом втулки в соответствии с вариантом задания. Выполнен анализ полученных посадок шпонки с пазом вала и пазом втулки. Построены схемы расположения полей допусков этих соединений. Обозначены на эскизах посадки соединяемых деталей и поля допусков деталей соединения.

В пятой задаче назначены недостающие осевые и диаметральные размеры ступеней вала, исходя из особенностей конструкции.

В шестой задаче составлена схема размерной цепи. Решена задача расчета размерной цепи с помощью метода полной взаимозаменяемости.

# В задачах 7-11 рассмотрены вопросы дальнейшего проектирования вала.

деталь конструкция вал колесо

**Задача 1**

Приведите пример стандарта, используемого на вашем предприятии, и определение стандартизации.

Стандартизация – установление и применение правил с целью упорядочения деятельности в определенной области на пользу и при участии всех заинтересованных сторон, в частности для достижения всеобщей оптимальной экономии при соблюдении условий эксплуатации и требований безопасности. Стандартизация основывается на объединенных достижениях науки, техники и передового опыта. Она определяет основу не только настоящего, но и будущего развития и должна осуществляться непрерывно.

Стандарт – нормативно-технический документ по стандартизации, устанавливающий комплекс норм, правил, требований к объекту стандартизации и утвержденный компетентным органом.

Приведем примеры стандартов, используемых на предприятии.

При оформлении конструкторской документации используются: ГОСТ 2.301-68, ГОСТ 2.302-68, ГОСТ 2.303-68, ГОСТ 2.304-68 и т.д.

Электромонтаж производится в соответствии с требованиями ГОСТ 23592-79.

Разделка проводов и крепление жил производится в соответствии с требованиями ГОСТ 23587-79.

# Задача 2

1. Рассчитать и выбрать посадку с натягом для соединения зубчатого колеса с валом.

2. Выполнить анализ полученной посадки и построить схему расположения полей допусков.

3. Обозначить посадку соединения и поля допусков сопрягаемых деталей на эскизах.

Решение.

Значение наименьшего расчетного натяга:

,

где Рэ – удельное контактное эксплуатационное давление при действии крутящего момента, Па.

,

где f = 0,15 – коэффициент трения,

n = 1,5 – 2 – коэффициент запаса прочности соединения,

D = d – номинальный диаметр соединения, м,

L – длина соединения, м.

СD и Cd – коэффициенты Ламэ:

,

,

где d1 – внутренний диаметр вала (если вал полый). d1 = 0.

d2 – диаметр впадин зубчатого колеса.

Наибольший расчетный натяг:

,

где Рдоп – наибольшее допускаемое давление на поверхности вала или втулки, Па.

На поверхности втулки отсутствуют пластические деформации при:

На поверхности вала отсутствуют пластические деформации при:

Поправка к расчетному натягу на смятие неровностей поверхности детали URz, остальные поправки можно принять равными нулю.

,

где к – коэффициент, учитывающий высоту смятия неровностей отверстия втулки и вала. Для принятого метода сборки (с нагревом зубчатого колеса) принимаем: к = 0,5.

С учетом поправки величины граничных допустимых значений функциональных натягов для выбора посадки будут равны:

Выберем стандартную посадку по наибольшему натягу.

Посадку будем выбирать в системе отверстия.

В этой системе отверстие имеет основное нижнее отклонение Н, где ЕI=0.

Исходя из условия, что натяг, обеспечиваемый стандартной посадкой (ГОСТ 25347-82), должен быть меньше функционального:

Nmax ф > Nmax = es – EI,

Определяем наибольшее допустимое значение верхнего отклонения вала:

es < Nmax ф – EI = 232 – 0 = 232 мкм.

В соответствии с неравенством по ГОСТ 25347-82 выбираем поле допуска вала:

95u8: es = +173 мкм < (232 мкм = Nmax ф).

Принимаем поле допуска 95u8 (es = +173 мкм, ei = +124 мкм).

Исходя из условия:

Nmin ф < Nmin = ei – ES

определяем наибольшее допустимое значение верхнего отклонения основного отверстия:

ES < ei - Nmin ф = +124 – 21 = 103 мкм.

В соответствии с неравенством по ГОСТ 25347-82 выбираем поле допуска основного отверстия:

95Н8: ES = +54 мкм < 103 мкм.

Принимаем поле допуска 95Н8 (ES = +54 мкм, EI = 0).

Посадка 95Н8/u8 – относится к рекомендуемым.

Проанализируем выбранную посадку с натягом, данные сведем в табл. 1.

Построим схему расположения полей допусков (рис. 1) и эскизы сопрягаемых деталей (рис. 2).

Таблица 1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры сопряжения | Для вала | Для отверстия |
| Номинальный размер, мм | 95 | 95 |
| Квалитет | 8 | 8 |
| Условное обозначение основного отклонения | u | Н |
| Условное обозначение поля допуска | u8 | Н8 |
| Верхнее отклонение, мм | еs = +0,173 | ES = +0,054 |
| Нижнее отклонение, мм | ei = +0,124 | EI = 0 |
| Наибольший предельный размер, мм | dmax = 95,173 | Dmax = 95,054 |
| Наименьший предельный размер, мм | dmin = 95,124 | Dmin = 95,0 |
| Допуск размера, мм | Td = 0,049 | TD = 0,054 |

Характеристики посадки с натягом.

Наибольший натяг: Nmax = dmax – Dmin = 95,173 – 95,0 = 0,173 мм

Наименьший натяг: Nmin = dmin – Dmax = 95,124 – 95,054 = 0,070 мм

Средний натяг: Nm = (Nmax + Nmin)/2 = (0,173 + 0,070)/2 = 0,1215 мм

Допуск натяга: TN = Nmax – Nmin = 0,173 – 0,070 = 0,103 мм

TN = TD + Td = 0,054 + 0,049 = 0,103 мм


# Задача 3

Вал вращается, корпус редуктора неподвижен. Вид нагружения наружного кольца – местный, внутреннего – циркуляционный. Осевая нагрузка на опору отсутствует.

1. Подобрать посадки внутреннего и наружного колец подшипника.

2. Выполнить анализ полученных посадок.

3. Построить схемы расположения полей допусков.

4. Обозначить на эскизах посадки соединяемых деталей и поля допусков этих деталей.

Подшипник №214, класс точности: 5, d = 70 мм, D = 125 мм, В = 24 мм, r = 2,5 мм,

d’ = 79 мм, R = 19,5 кН, перегрузка: 300%.

Решение

Интенсивность нагрузки на посадочные поверхности:

,

где B1 – рабочая ширина посадочного места, м:

В1 = В – 2r = 24 – 5 = 19 мм.

kp = 1,8 - динамический коэффициент посадки, при перегрузке до 300%.

F = 1 – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга (при сплошном вале).

FА = 1 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки.

По найденному значению РR и исходным данным выбираем поле допуска посадочной поверхности вала: n6. [2]

Поле допуска отверстия в корпусе под наружное кольцо выбираем в зависимости от перегрузки, типа корпуса и типа подшипника: Js7. [2]

Определяем числовые значения отклонений для этих полей допусков вала и отверстия в корпусе согласно ГОСТ 25347-82.

Отклонения вала Ø70n6: es = +39 мкм; ei = +20 мкм.

Отклонения отверстия в корпусе Ø125Js7: ES = +20 мкм; EI = -20 мкм.

Числовые значения отклонений для полей допусков подшипника L5 и l5 определяем по ГОСТ 520-89.

Отклонения отверстия внутреннего кольца Ø70L5: ES = 0; EI = -9 мкм.

Отклонения наружного кольца подшипника Ø125l5: es = 0; ei = -11 мкм.

Посадка внутреннего кольца подшипника на вал: Ø70L5/n6 (с натягом).

Посадка наружного кольца в отверстие в корпусе: Ø125Js7/l5 (переходная).

На рис. 3 приведем пример обозначения посадок подшипников качения на сборочных чертежах.

По найденным значениям отклонений сопрягаемых деталей строим схемы расположения полей допусков наружного кольца подшипника с корпусом и внутреннего кольца с валом и проводим анализ этих посадок аналогично второй задаче (табл. 2,3; рис. 4,5).

Характеристики посадки с натягом.

Наибольший натяг: Nmax = dmax – Dmin = 70,039 – 69,991 = 0,048 мм

Наименьший натяг: Nmin = dmin – Dmax = 70,020 – 70 = 0,020 мм

Средний натяг: Nm = (Nmax + Nmin)/2 = (0,048 + 0,020)/2 = 0,034 мм

Допуск натяга: TN = Nmax – Nmin = 0,048 – 0,020 = 0,028 мм

TN = TD + Td = 0,019 + 0,009 = 0,028 мм

Таблица 2

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры сопряжения | Для вала | Для отверстия |
| Номинальный размер, мм | 70 | 70 |
| Квалитет | 6 | 5 |
| Условное обозначение основного отклонения | n | L |
| Условное обозначение поля допуска | n6 | L5 |
| Верхнее отклонение, мм | еs = +0,039 | ES = 0 |
| Нижнее отклонение, мм | ei = +0,020 | EI = -0,009 |
| Наибольший предельный размер, мм | dmax = 70,039 | Dmax = 70 |
| Наименьший предельный размер, мм | dmin = 70,020 | Dmin = 69,991 |
| Допуск размера, мм | Td = 0,019 | TD = 0,009 |

Таблица 3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры сопряжения | Для вала | Для отверстия |
| Номинальный размер, мм | 125 | 125 |
| Квалитет | 5 | 7 |
| Условное обозначение основного отклонения | l | Js |
| Условное обозначение поля допуска | l5 | Js7 |
| Верхнее отклонение, мм | еs = 0 | ES = +0,020 |
| Нижнее отклонение, мм | ei = -0,011 | EI = -0,020 |
| Наибольший предельный размер, мм | dmax = 125,0 | Dmax = 125,020 |
| Наименьший предельный размер, мм | dmin = 124,989 | Dmin = 124,980 |
| Допуск размера, мм | Td = 0,011 | TD = 0,040 |

Характеристики переходной посадки.

Наибольший зазор: Smax = Dmax – dmin = 125,020 – 124,989 = 0,031 мм

Наибольший натяг: Nmax = dmax – Dmin = 125,0 – 124,980 = 0,020 мм

Средний зазор: Sm = (Smax + Smin)/2 = (0,031 – 0,020)/2 = 0,011 мм

Средний натяг: Nm = (Nmax + Nmin)/2 = (0,020 - 0,031)/2 = -0,011 мм

Допуск зазора: TS = Smax + Nmax = 0,031 + 0,020 = 0,051 мм

Допуск натяга: TN = Smax + Nmax = 0,031 + 0,020 = 0,051 мм

# Задача 4

1. Подобрать размеры шпонки для соединения шкива с валом.

2. Назначить посадку шкива на вал и посадки шпонки с пазом вала и пазом втулки в соответствии с вариантом задания.

3. Выполнить анализ полученных посадок шпонки с пазом вала и пазом втулки.

4. Построить схемы расположения полей допусков этих соединений.

5. Обозначить на эскизах посадки соединяемых деталей и поля допусков деталей соединения.

Вид шпоночного соединения: нормальное, d = 55 мм, l = 56 мм.

Решение.

По ГОСТ 23360-78 для вала Ø55 находим сечение шпонки bxh = 16х10 мм и ширину ступицы шкива lc = 75 мм > l.

Допуски на глубину пазов вала и втулки:

t1 = 6+0,2 или d - t1 = 55 – 6 = 49-0,2;

t2 = 4,3+0,2 или d + t2 = 55 + 4,3 = 59,3+0,2.

Предельные отклонения размеров по ширине паза вала и паза втулки должны соответствовать полям допусков ГОСТ 25347-82:

При нормальном соединении: на валу N9, во втулке Js9.

Предельные отклонения на ширину шпонки устанавливают по h9.

Сопряжение шпонки с пазом вала будет осуществляться по посадке 16N9/h9, а с пазом втулки - 16Js9/h9 (переходные посадки).

Отклонения на несопрягаемые размеры, которые рекомендует ГОСТ 23360.

На высоту шпонки 10h11 = 10-0,090

На длину шпонки 56h14 = 56-0,74

На длину паза вала 56H15 = 56-1,2

В соответствии с рекомендациями [2] принимаем посадку шкива на вал 55Н9/h9.

По ГОСТ 25347-82 находим отклонения, соответствующие принятым полям допусков.

Для ширины шпонки b = 16h9; es = 0, ei = -43 мкм.

Для ширины паза вала: В = 16N9: ES = 0, EI = -43 мкм.

Для ширины паза втулки: Ввт = 16Js9: ES = +21 мкм, EI = -21 мкм.

Проведем анализ посадок табл. 4,5; приведем схему расположения полей допусков рис. 6 и эскиз шпоночного соединения рис. 7.

Таблица 4

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры сопряжения | Для вала | Для отверстия |
| Номинальный размер, мм | 16 | 16 |
| Квалитет | 9 | 9 |
| Условное обозначение основного отклонения | h | N |
| Условное обозначение поля допуска | h9 | N9 |
| Верхнее отклонение, мм | еs = 0 | ES = 0 |
| Нижнее отклонение, мм | ei = -0,043 | EI = -0,043 |
| Наибольший предельный размер, мм | 16,0 | 16,0 |
| Наименьший предельный размер, мм | 15,957 | 15,957 |
| Допуск размера, мм | Td = 0,043 | TD = 0,043 |

Характеристики переходной посадки.

Наибольший зазор: Smax = Dmax – dmin = 16,0 – 15,957 = 0,043 мм

Наибольший натяг: Nmax = dmax – Dmin = 16,0 – 15,957 = 0,043 мм

Средний зазор: Sm = (Smax + Smin)/2 = (0,043 – 0,043)/2 = 0

Средний натяг: Nm = (Nmax + Nmin)/2 = (0,043 – 0,043)/2 = 0

Допуск зазора: TS = Smax + Nmax = 0,043 + 0,043 = 0,086 мм

Допуск натяга: TN = Smax + Nmax = 0,043 + 0,043 = 0,086 мм

Характеристики переходной посадки.

Наибольший зазор: Smax = Dmax – dmin = 16,021 – 15,957 = 0,064 мм

Наибольший натяг: Nmax = dmax – Dmin = 16,0 – 15,979 = 0,021 мм

Средний зазор: Sm = (Smax + Smin)/2 = (0,064 – 0,021)/2 = 0,0215 мм

Средний натяг: Nm = (Nmax + Nmin)/2 = (0,021 – 0,064)/2 = -0,0215 мм

Допуск зазора: TS = Smax + Nmax = 0,064 + 0,021 = 0,085 мм

Допуск натяга: TN = Smax + Nmax = 0,064 + 0,021 = 0,085 мм

Таблица 5

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры сопряжения | Для вала | Для отверстия |
| Номинальный размер, мм | 16 | 16 |
| Квалитет | 9 | 9 |
| Условное обозначение основного отклонения | h | Js |
| Условное обозначение поля допуска | h9 | Js9 |
| Верхнее отклонение, мм | еs = 0 | ES = +0,021 |
| Нижнее отклонение, мм | ei = -0,043 | EI = -0,021 |
| Наибольший предельный размер, мм | 16,0 | 16,021 |
| Наименьший предельный размер, мм | 15,957 | 15,979 |
| Допуск размера, мм | Td = 0,043 | TD = 0,042 |


# Задача 5

Используя заданные по варианту размеры назначить недостающие осевые и диаметральные размеры ступеней вала, исходя из особенностей конструкции.

Решение.

Назначаем недостающие размеры (табл. 6.).

Таблица 6

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Диаметр ступени,мм | Заданные размерысопрягаемых деталей,мм | Конструктивно назначенныеразмеры ступеней вала,мм |
| 1 | 2 | 3 |
| Ø70 | Ширина подшипника В=24 | Ширина ступени: 24 |
| Ø95 | Ширина зубчатого колеса L=150 | Ширина ступени: 170 |
| - | Буртик-упор для зубчатого колеса | Назначаем: Ø115;ширина: 26 |
| - | Ступень для съемника перед правым подшипником | Назначаем: Ø95;ширина: 30 |
| Ø70 | Ширина подшипника В=24 | Ширина ступени: 24 |
| - | Ступень под крышку с сальниковым уплотнением | Назначаем: Ø63;ширина: 50 |
| Ø55 | Ширина шкива b=75 | Ступень под шкив на 5 мм короче: 70 |
|  |  | Общая длина вала: 394 мм |


# Задача 6

При обработке вала с размерами, установленными в задаче 5, необходимо обеспечить отклонения размера между опорами под подшипник по двенадцатому квалитету (h12). Для этого необходимо:

1. Составить схему размерной цепи.
2. Решить прямую задачу (задачу синтеза) размерной цепи с помощью метода полной взаимозаменяемости.

Решение.

Необходимо при обработке вала выдержать размер АΔ= 226h12 = 226-0,46 (рис. 9).

Составим схему размерной цепи (рис. 10).

Производим проверку замкнутости размерной цепи, мм:

,

где Aj – номинальные размеры составляющих звеньев;

m-1 – общее число составляющих звеньев без замыкающего;

εj – передаточные отношения составляющих звеньев.

АΔ = +1·394 - 1·144 - 1·24 = 226 мм

Найдем значения единиц допуска для составляющих звеньев.

А1 = 394 мм;

А2 = 144 мм;

А3 = 24 мм;

Коэффициент точности:

По данным ГОСТ 25346-89 ближайшее меньшее значение коэффициента точности к полученному будет для 10 квалитета. Оно равно 64 (IT10=64i).

Назначаем по ГОСТ 25346-89 допуски составляющих звеньев по 10 квалитету:

ТА1 = 0,230; ТА2 = 0,140 мм.

Звено А3 выбираем увязывающим.

Сумма допусков составляющих звеньев без увязывающего:

Допуск увязывающего звена:

Отклонения составляющих звеньев назначаем в тело детали:

А1 (394h10): Es = 0; Ei = -230; Ec = -115 мкм;

А2 (144Н10): Es = +140; Ei = 0; Ec = +70 мкм;

АΔ (226h12): Es = 0; Ei = -460; Ec = -230 мкм.

Рассчитаем положение середины поля допуска увязывающего звена:

Предельные отклонения увязывающего звена:

EsАувяз = EсАувяз + ТАувяз/2 = +45 + (90/2) = +90 мкм

EiАувяз = EсАувяз - ТАувяз/2 = +45 - (90/2) = 0 мкм

Результаты расчетов сведем в табл. 7.

Таблица 7

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номиналь-ный размер звена Aj, мм | Допуск размера ТАj, мкм | Верхнее отклонение EsAj, мкм | Нижнее отклонение EiAj, мкм | Середина поля допуска ЕсАj, мкм | Передаточ-ное отношение звена εj | Произведе-ние ε·ЕсАj, мкм |
| 226h12 | 460 | 0 | -460 | -230 |  |  |
| A1=394h10A2=144H10 | 230140 | 0+140 | -2300 | -115+70 | +1-1 | -115-70 |
| A3увяз=24 | 90 | +90 | 0 | +45 | -1 | -45 |

Проверка правильности выполненных расчетов.


# Задача 7

Используя данные задач 2, 3, 4, 5, 6 указать на эскизе полученные поля допусков осевых и диаметральных размеров вала.

Решение.

Проставим размеры на рабочем чертеже вала, используя комбинированный метод (рис. 11).

Для обработки левой части (после обработки правой) вал поворачивают на 180°, т.е. происходит смена технологических баз для формирования размеров как вдоль оси, так и диаметральных.

Обеспечение при обработки точности размеров 24+0,09, 144Н10, 394h10 обеспечит точность размера 226h12, определяющего качество сборки.

Для всех свободных размеров отклонения принимаем по 14 квалитету (по «среднему» классу точности). На чертеже об этом сделаем запись в технических требованиях.


# Задача 8

1. Выбрать средство измерения для контроля размера вала под посадку с натягом.

2. Охарактеризовать выбранное измерительное средство: наименование, ГОСТ, цена деления шкалы, диапазон измерений, погрешность измерения, температурный режим, вариант использования.

Решение.

Размер вала под посадку с натягом: 95u8. По ГОСТ 8.051-81 определяем:

Допускаемая погрешность измерения: 12 мкм.

Допуск размера: 54 мкм.

Так как вал имеет значительную массу, то будем использовать не станковые, а накладные средства измерения.

Рекомендуемые средства измерения:

1. Микрометр гладкий МК с величиной отсчета 0,01 мм, с закреплением на стойке, предельная погрешность измерения: 5 мкм.
2. Скобы индикаторные с ценой деления 0,01 мм, с закреплением на стойке, предельная погрешность измерения: 15 мкм.

Для контроля размера выберем микрометр. Микрометр гладкий МК ГОСТ 6507-78; цена деления 0,01 мм; диапазон измерений 75-100; погрешность измерения 5 мкм; температурный режим - 2°С; закреплен на стойке (изолирован от рук оператора).

# Задача 9

Назначить допуски соосности и цилиндричности для поверхностей вала под подшипники, и радиального биения – для поверхностей вала под зубчатое колесо и под шкив, используя нормальный уровень относительной геометрической точности.

Решение.

Назначим отклонения формы и расположения для поверхностей вала диаметром Ø95u8, Ø70n6, Ø55h9.

Задан нормальный уровень относительной геометрической точности А. По ГОСТ 24643-81 определяем соответствующую степень точности формы. Для Ø95u8 – 7 степень точности, для Ø70n6 – 5 степень точности, для Ø55h9 – 8 степень точности.

Допуск цилиндричности по ГОСТ 24643-81 для Ø70n6 и 5 степени точности – 6 мкм.

Допуск радиального биения по ГОСТ 24643-81 для Ø95u8 и 7 степени точности – 40 мкм, для Ø55h9 и 8 степени точности – 60 мкм.

Допуск соосности поверхностей под подшипники в диаметральном выражении по ГОСТ 24643-81. Для вала Ø70n6 (5 степень точности) он составит 16 мкм. В радиусном выражении – 16/2=8 мкм.

В качестве базы для оценки радиального биения примем ось вала.

Обозначение отклонений формы и расположения поверхностей покажем на рисунке 12.


# Задача 10

Назначить требования к шероховатости поверхностей вала, исходя из нормального уровня относительной геометрической точности А.

Решение.

Для нормального уровня точности А принимаем Rz≤0,2T в пределах от 320 до 10 мкм и от 0,10 до 0,025 мкм. Rа≤0,05T в пределах от 2,5 до 0,002 мкм.

Величины допусков для рассматриваемых размеров принимаются по ГОСТ 25346-89. Расчетные значения Rа или Rz округляем до ближайшего меньшего стандартного значения.

Для Ø70n6: Т = 19 мкм, Rа ≤ 0,95 мкм, выбираем Rа = 0,8 мкм.

Для Ø95u8: Т = 54 мкм, Rz ≤ 10 мкм, выбираем Rz = 10 мкм.

Для Ø55h9: Т = 74 мкм, Rz ≤ 14 мкм, выбираем Rz = 12,5 мкм.

Для 16N9: Т = 43 мкм, Rz ≤ 8 мкм, выбираем Rz = 8 мкм.

Для прочих поверхностей назначаем Rz = 20.

Обозначение параметров шероховатости поверхностей вала приведем на рисунке 13.


# Задача 11

1. Проанализировать точность резьбового соединения в соответствии с заданием по своему варианту.

Привести эскизы резьбового соединения с обозначением посадки и отдельно деталей соединения с обозначением полей допусков.

1. Пояснить содержание условных обозначений.
2. Определить номинальные размеры параметров резьбы, показав их на эскизе.
3. Установить предельные отклонения диаметров резьбы, их предельные размеры и допуски. Определить зазоры.
4. Построить в масштабе схему расположения полей допусков, указав предельные размеры диаметров резьбы.

Резьба М22-6Н/6d-30.

Решение.

Проанализируем точность резьбового соединения М22-6Н/6d-30. На рис. 14 приведем эскизы резьбового соединения, и эскизы полей допусков деталей соединения.

Условное обозначение указывает, что резьба метрическая (угол профиля 60°), с крупным шагом, диаметром 22 мм, длиной свинчивания 30 мм.

6Н/6d – обозначение посадки резьбового соединения;

6Н – поле допуска среднего и внутреннего диаметров резьбы гайки;

6d – поле допуска среднего и наружного диаметров резьбы болта;

6 – степень точности, определяющая допуски диаметров резьбы гайки и болта;

Н, d – основные отклонения соответственно диаметров резьбы гайки и болта.

ГОСТ 24705-81 и ГОСТ 8724-81 определяем номинальные размеры наружного D (d), внутреннего D1 (d1) и среднего D2 (d2) диаметров резьбы, шага резьбы Р, исходной высоты профиля Н, а также угла профиля α для резьбы с номинальным диаметром 22 и крупным шагом.

D = d = 22,000; D1 = d1 = 19,294; D2 = d2 = 20,376; Р = 2,5;

Н = 0,8667Р = 2,167; α = 60°.

На рис. 15 показаны основные параметры анализируемой резьбы.

По ГОСТ 16093-81 устанавливаем предельные отклонения диаметров резьбы, сопрягаемых на посадках с зазором, мкм:

Для гайки М22-6Н:

ESD = +Н/8; EID = 0;

ESD2 = +224; EID2 = 0;

ESD1 = +450; EID1 = 0.

Для болта М22-6d:

esd = -106; eid = -441;

esd2 = -106; eid2 = -276;

esd1 = -106; eid1 = -Н/8.

Предельные размеры и допуски средних диаметров резьбы болта и гайки, мм:

D2max = 20,376 + 0,224 = 20,6; d2max = 20,376 - 0,106 = 20,27;

D2min = 20,376 + 0= 20,376; d2min = 20,376 - 0,276 = 20,1;

TD2 = D2max - D2min = 0,224; Td2 = d2max - d2min = 0,17

Для других диаметров резьбы расчет предельных размеров аналогичен. Отклонения шага и половины угла профиля, влияющие на взаимозаменяемость, учитываются допуском на средний диаметр.

Зазоры в соединении по среднему диаметру, мм:

S2max = D2max - d2min = 20,6 - 20,1 = 0,5;

S2min = D2min - d2max = 20,376 - 20,27 = 0,106.

На рис. 16 покажем расположение полей допусков диаметров резьбы, предельные размеры и зазоры в масштабе 100:1.

В отличие от схем расположения полей допусков гладких соединений для схемы расположения полей допусков резьбового соединения условно принимается соосное расположение резьбы болта и гайки, поэтому на схеме откладываются половины значений отклонений.

Учитывая особенности работы резьбового соединения М22-6Н/6d-30 и его точность, контроль параметров резьбы рекомендуется осуществлять резьбовыми калибрами.

**Список использованной литературы**

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 2 т. / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 912 с.
2. Допуски и посадки: справочник: в 2 ч. / под ред. В.Д. Мягкова. – Л.: Машиностроение, 1982. – Ч. 1. – 544 с.; Ч. 2. – 448 с.
3. Крылова Г.Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии/ Г.Д. Крылова. – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2000. – 711 с.
4. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А.И. Якушев. – М.: Машиностроение, 1986. – 352 с.
5. Зябрева Н.Н. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» / Н.Н. Зябрева, Е.И. Перельман, М.Я. Шегал. – М.: Высшая школа, 1977. – 176 с.
6. Сергеев А.Г. Сертификация. / А.Г. Сергеев, М.В. Латышев. - М.: Логос, 2000. – 248 с.