

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Иркутский государственный аграрный университет
имени А.А. Ежевского»

А.В. Кузьмин, В.А. Беломестных

ВЫБОР
ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Учебное пособие

Иркутск
2018

УДК 631.158:006
К 893

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
Иркутского государственного аграрного университета им. А.А. Ежевского
(протокол № 5 от 25 июня 2018 г.)

Рецензенты:

Н.Т. Татаров, к.т.н., доцент кафедры «Механизация сельскохозяйственных процессов» ФГБОУ ВО «Бурятская государственная сельскохозяйственная академия имени В.Р. Филиппова»;

П.И. Ильин, зав. кафедрой «ЭМТП, БЖД и ПО» Иркутского государственного аграрного университета имени А.А. Ежевского.

Кузьмин А.В., Беломестных В.А. Выбор допусков и посадок : Учебное пособие. – Иркутск : Издательство Иркутского ГАУ, 2018.- 145 с.: ил.

В учебном пособии представлены методические рекомендации по обоснованию и проектированию посадок, выбору допусков и квалитетов на размеры, исходя из анализа условий работы агрегатов, узлов и их деталей. Приводятся примеры оформления графических материалов.

Учебное пособие предназначено для теоретического изучения и выполнения лабораторных и контрольных работ по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация» студентов направления бакалавриата 35.03.06 – «Агроинженерия» и 23.03.03 – «Автомобили и автомобильное хозяйство» очной и заочной формы обучения.

Учебное пособие может быть полезным для аспирантов и преподавателей, интересующихся данными вопросами.

ISBN

© А.В. Кузьмин, В.А. Беломестных, 2018
© Издательство Иркутского ГАУ, 2018

ВВЕДЕНИЕ

В связи с вступлением России в ВТО и выходом на мировой рынок, а также с развитием экономических отношений возрастает роль метрологии, стандартизации и сертификации. Рыночная экономика требует формирования новых взглядов на обеспечение качества и безопасность производимой продукции и услуг. Качество продукции, ее конкурентоспособность приобретают первостепенное значение. Качество продукции становится одним из основных критериев эффективности труда. Применительно к технической продукции одним из главных критериев обеспечения качества является точность размеров. В учебном пособии рассматриваются такие параметры точности размеров, как квалитеты, допуски и посадки.

Целью изучения дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация» является формирование у студентов понятия об основных положениях стандартизации, качества продукции, взаимозаменяемости гладких цилиндрических соединений и сложных пар, средствах и методах измерения геометрических параметров, а также умения производить необходимые расчеты для выбора допусков и посадок.

Данное учебное пособие имеет перед собой задачи научить студентов:

- пользоваться стандартами;
- графически изображать поля допусков деталей соединений и посадки на схемах;
- выбирать допуски и посадки для типовых соединений сельскохозяйственных машин;
- проводить расчеты размерных цепей по сборочному чертежу;
- выбирать средства измерений детали.

В учебном пособии представлены все необходимые справочные данные, что позволит студентам выполнить индивидуальные задания без использования справочников и другой литературы.

1 Общие указания по решению заданий

Цель решения заданий – закрепить знания студентов по метрологии, стандартизации и сертификации, привить навыки использования таблиц допусков и посадок, а также других справочных материалов; научить производить расчет и выбор посадок (или назначение квалитетов), обозначение их на чертежах; научить определять шероховатость поверхности детали и назначать экономичный способ их окончательной обработки, правильно выбирать средства измерения.

Задания включают комплекс инженерных задач, которые студент решает в процессе обучения и состоит из нижеследующих тем.

1. Расчет элементов присоединительных размеров сопряжения.
2. Выбор посадок и квалитетов.
3. Расчет полей допусков рабочих калибров.
4. Расчет и выбор посадок с гарантированным зазором.
5. Расчет и выбор посадок с гарантированным натягом.
6. Расчет и выбор посадок подшипников качения.
7. Допуски, посадки и предельные размеры шпоночного соединения.
8. Определение допусков, посадок и предельных размеров прямобочного шлицевого соединения.
9. Расчет допусков размеров, входящих в размерные цепи.

Отчеты по решению заданий контрольных работ выполняются в виде расчетно-пояснительной записки на одной стороне пронумерованных листов формата А4 с титульным листом в соответствии с ГОСТ 2.105. Студент выполняет задания по варианту, указанному преподавателем.

2 Основные принятые обозначения

Обозначения	Наименование обозначений
D_H, d_H	Номинальный размер соединения, мм
L	Номинальный размер длины, мм
D_{max}, D_{min}	Предельные размеры отверстия, мм
d_{max}, d_{min}	Предельные размеры вала, мм
S_{max}, S_{min}	Предельные зазоры, мкм
N_{max}, N_{min}	Предельные натяги, мкм
ES, EI	Верхнее и нижнее отклонения размера отверстия, мкм
es, ei	Верхнее и нижнее отклонения размера вала, мкм
TD, Td	Допуск размера отверстия и вала соответственно, мкм
CH, Ch	Система отверстия и вала соответственно
η	Абсолютная вязкость масла при рабочей температуре 50° С, Па·с
ω	Угловая скорость, рад/с
q	Удельное давление на опору, Па
R_{ZD}, R_{Zd}	Шероховатость отверстия и вала, мкм
Δ_{lim}	Предельная погрешность средств измерения, мкм
$\delta_{изм}$	Допускаемая погрешность измерения, мкм

ЗАДАНИЕ 1

Расчет элементов присоединительных размеров сопряжения

Таблица 1.1 - Варианты задания

№№ вариан- та	Номинальный размер	Предельные отклонения, мкм					
		Система отверстия		Система вала		Комбинированная посадка	
		отвер- вер- стие	вал	отвер- вер- стие	вал	отверстие	вал
1	2	3	4	5	6	7	8
1	7	+15 0	-5 -14	+11 +5	0 -22	+11 +5	-13 -22
2	10	+22 0	+16 +10	+19 +13	0 -36	-3 -25	+25 +19
3	12	+18 0	+15 +7	+34 +16	0 -18	+14 +6	-16 -34
4	15	+27 0	-16 -27	+13 -13	0 -43	+75 +32	+26 +18
5	18	+43 0	+18 +7	-3 -30	0 -110	-33 -60	-16 -34
6	19	+13 0	-40 -73	-28 -61	0 -52	+41 +20	+21 +15
7	21	+84 0	+24 +15	+41 +20	0 -84	+4 -29	+50 +41
8	25	+21 0	-20 -33	+28 +7	0 -21	-22 -74	-20 -41
9	31	+39 0	+42 +17	+19 -19	0 -100	+50 +25	-50 -75
10	37	+62 0	+34 +9	-3 -42	0 -39	-26 -65	+42 +26
11	41	+39 0	-25 -50	-26 -88	0 -25	-3 -42	+33 +17
12	50	+100 0	+81 +70	+5 -34	0 -39	+50 +25	-50 -75
13	65	+190 0	+121 +102	+130 +100	0 -190	-87 -133	+121 +102
14	70	+19 0	-10 -40	+60 +30	0 -46	-43 -89	+62 +43

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
15	80	+30 0	+28 +20	+40 +10	0 -13	-4 -50	+40 +32
16	85	+54 0	+52 +37	+6 -48	0 -35	-51 -105	+59 +37
17	90	+87 0	-72 -126	+16 -38	0 -54	+155 +120	-120 -207
18	92	+350 0	-120 -155	+107 +72	0 -140	-124 -178	+139 +124
19	95	+140 0	+139 +124	+107 +72	0 -220	-51 -105	+106 +91
20	100	+22 0	+33 +23	-38 -73	0 -87	-58 -93	+33 +23
21	120	+35 0	-36 -71	+107 +72	0 -140	+87 +72	-120 -340
22	150	+400 0	+208 +190	-85 -125	0 -63	-119 -159	+208 +190
23	180	+63 0	-43 -83	+61 +43	0 -100	+20 -43	+55 +43
24	200	+46 0	-50 -79	+47 -25	0 -115	-33 -79	-50 -96
25	240	+290 0	+216 +196	-131 -160	0 -290	-179 -225	+216 +196

Цель задания

1. Изучить основную терминологию курса и научиться определять основное и предельные отклонения поля допуска, предельные размеры, допуски размеров и качества, а также предельные зазоры или натяги и допуск посадки.
2. Научиться обозначать посадки и допуски размеров деталей на сборочных и рабочих чертежах.
3. Научиться работать с таблицами стандартов.

Общие сведения

Детали машин представляют собой определенные комбинации геометрических тел, ограниченные поверхностями простейших форм: плоскими, цилиндрическими, коническими и т.д. Это объясняется широким использованием в механизмах низших кинематических пар и технологическими соображениями, так как существующие станки в основном приспособлены для обработки простейших поверхностей и их комбинаций. Простейшие геометрические тела, составляющие детали, называются их *элементами*.

Две детали, элементы которых входят друг в друга, образуют *соединение*. Такие детали называются *сопрягаемыми* деталями, а поверхности соединяемых элементов – *сопрягаемыми* поверхностями.

В соединении элементов двух деталей один из них является внутренним (охватывающим), другой – наружным (охватываемым). В системе допусков и посадок гладких соединений всякий наружный элемент условно называется *валом*, всякий внутренний – *отверстием*.

Действительным размером (D_d, d_o) называется размер, установленный измерением детали с допускаемой погрешностью. Два предельно допускаемых размера, между которыми должен находиться действительный размер годной детали, называют *предельными размерами*. Деталь считается годной и в том случае, когда действительный размер равен предельному. Большой из двух предельных размеров называется **наибольшим предельным размером** (D_{max}, d_{max}), меньший – **наименьшим предельным размером** (D_{min}, d_{min}) (рисунок 1.1).

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами называется *допуском размера*:

$$\text{- для отверстия: } TD = D_{max} - D_{min}; \quad (1.1)$$

$$\text{- для вала: } Td = d_{max} - d_{min}. \quad (1.2)$$

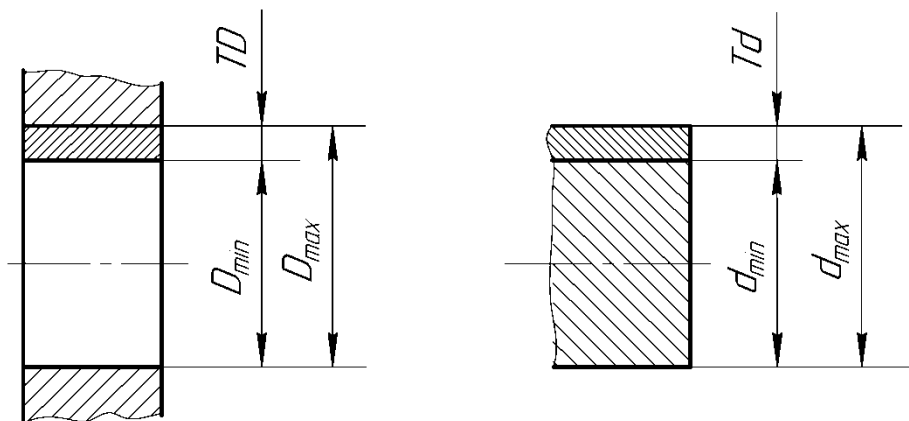


Рисунок 1.1 - Предельные размеры деталей

Допуск является мерой точности размера. Чем меньше допуск, тем выше требуемая точность детали, тем меньше допускается колебание действительных размеров деталей и, следовательно, колебание зазоров и натягов в соединении. И, наоборот, низкая точность характеризуется большим допуском. Допуск непосредственно влияет на трудоемкость изготовления и себестоимость деталей. Чем больше допуск, тем проще и дешевле изготовление. От допуска в значительной степени зависит выбор оборудования и средств контроля, разрядность рабочей силы, производительность обработки.

Номинальным размером (D_n , d_n) называется размер, который указывается на чертеже на основании инженерных расчетов, опыта проектирования, обеспечения конструктивного совершенства или удобства изготовления детали (изделия).

Размер, полученный в результате расчета, не всегда может быть принят за номинальный. С целью сокращения номенклатуры режущего инструмента, калибров, типоразмеров заготовок и т.д. (а это дает очень большой экономический эффект) стандарт «Нормальные линейные размеры» (ГОСТ 6636-69) содержит его разрешенные значения. В стандарте установлены 4 ряда нормальных линейных размеров: R_{a5} , R_{a10} , R_{a20} и R_{a40} [3].

При назначении номинальных размеров значения, полученные расчетом, следует округлить до ближайшего большего значения, имеющегося в стандарте. Следует предпочитать ряды с более грубой градацией, то есть ряд

R_a5 предпочтительнее ряда R_a10 , ряд R_a10 – ряда R_a20 и т.д. Это приводит к дальнейшему уменьшению типоразмеров, что выгодно для производства. Применение в качестве номинальных размеров значений, не входящих в ГОСТ, допускается лишь в исключительных, технически обоснованных случаях.

Понятие об **отклонениях** от номинального размера вводится для упрощения конструкторской документации.

На чертежах **предельные отклонения** обозначают следующим образом:

$$25_{-0,040}^{-0,020}; 30_{+0,002}^{+0,018}; 20_{-0,021}; 40^{+0,025}; 30 \pm 0,008.$$

Верхнее предельное отклонение – это алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами. Верхнее предельное отклонение обозначают: ES – для отверстия и es – для вала.

Нижнее предельное отклонение – это алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами. Нижнее предельное отклонение обозначают: EI – для отверстия и ei – для вала.

$$\begin{aligned} ES &= D_{\max} - D_n; & EI &= D_{\min} - D_n; \\ es &= d_{\max} - d_n; & ei &= d_{\min} - d_n. \end{aligned} \quad (1.3)$$

Допуск размера также можно определить как разность верхнего и нижнего предельных отклонений

$$TD = ES - EI; \quad Td = es - ei. \quad (1.4)$$

Характер соединения деталей называют **посадкой**, которая определяется величиной, получающихся при соединении деталей зазоров или натягов.

Существуют три разновидности посадок.

Посадки с гарантированным зазором. **Зазором** называют положительную разность диаметров отверстия и вала. Для этой группы посадок размер отверстия всегда больше размера вала (рисунок 1.2,а).

Посадки с зазором назначают для легкой сборки и разборки соединения, возможности относительного перемещения вала и втулки при регулировке узла, обеспечения относительного вращательного движения сопряженных деталей.

Очевидно, что **наибольший зазор** получится при соединении втулки максимального диаметра с валом, имеющим наименьший предельный размер. **Ми-**

минимальный, или **гарантированный**, зазор будет при соединении вала наибольшего размера с втулкой, имеющей наименьший предельный диаметр.

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}; \quad S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}. \quad (1.5)$$

Разность между наибольшим и наименьшим зазорами называют **допуском зазора (допуск посадки)**: $TS = S_{\max} - S_{\min} = TD + Td$. (1.6)

Посадки с гарантированным натягом. Натягом называют положительную разность диаметров вала и отверстия перед сборкой (рисунок 1.2,б). Сборка таких деталей обычно производится с помощью прессы. Силы трения на поверхности контакта вала и втулки не только препятствуют относительному перемещению собранных деталей, но и обеспечивают передачу иногда весьма значительных по величине крутящих моментов или осевых сил без какого-либо усложнения конструкции применением шпонок, штифтов и т.п.

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}; \quad N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}. \quad (1.7)$$

Допуск натяга (допуск посадки): $TN = N_{\max} - N_{\min} = TD + Td$. (1.8)

Натяг в посадке будет обеспечен всегда, когда поле допуска вала будет расположено выше поля допуска отверстия. **Гарантированный** - наименьший (минимальный) натяг.

Переходные посадки. В этой группе посадок возможно получение как зазора, так и натяга. Отличительной особенностью схемы переходных посадок является частичное перекрытие полей допусков вала и отверстия (рисунок 1.2, в).

Для переходных посадок **допуск посадки** равен

$$TN(S) = N_{\max} + S_{\max} = TD + Td. \quad (1.9)$$

Посадка с гарантированным зазором используется в тех случаях, когда допускается относительное смещение деталей; посадки с гарантированным натягом – когда необходимо передавать усилие или крутящий момент без дополнительного крепления только за счет упругих деформаций, возникающих при сборке сопрягаемых деталей. Переходные посадки имеют небольшие предельные зазоры и натяги, поэтому их применяют в тех случаях, когда необходимо обеспечить центрирование деталей, то есть совпадение осей отверстия и вала; при этом требуется дополнительное закрепление соединяемых деталей.

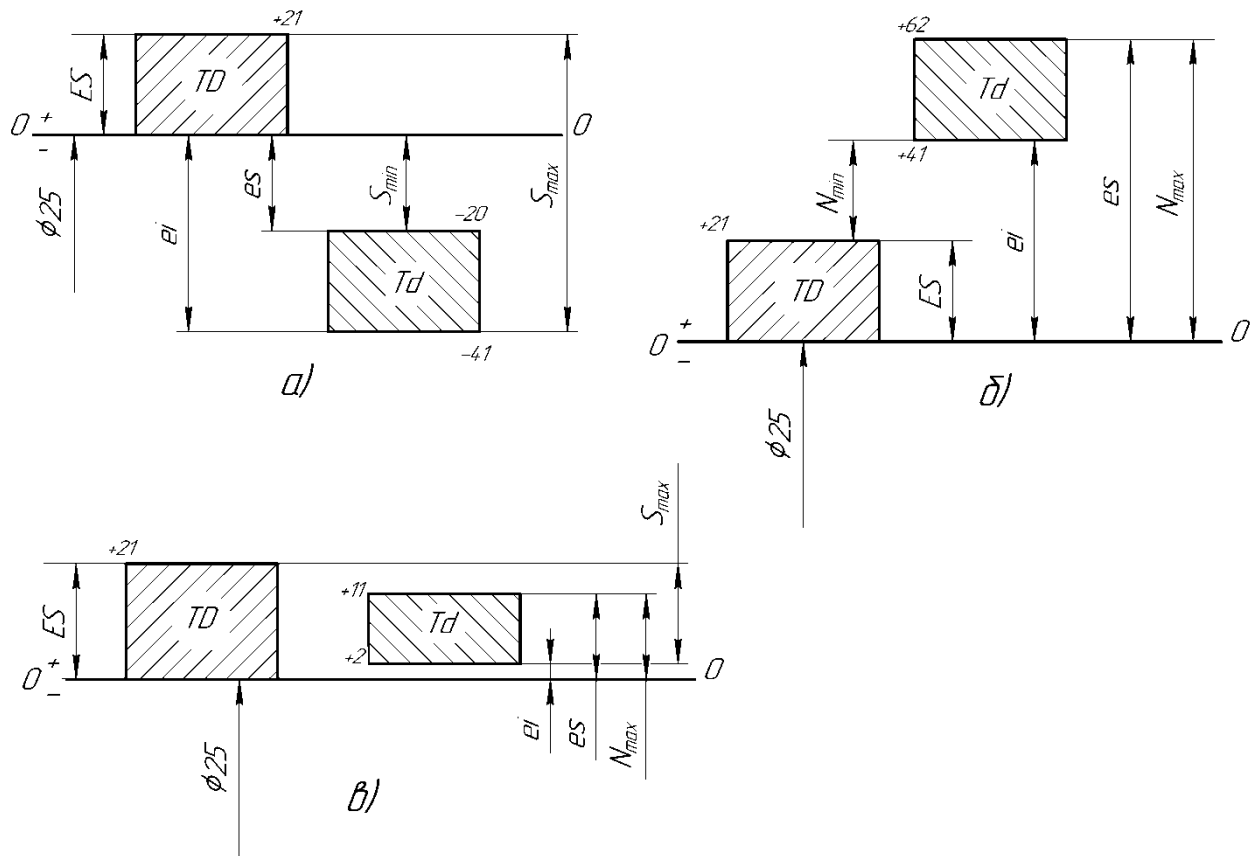


Рисунок 1.2 - Виды посадок в системе отверстия

Способ образования посадок изменением только полей допусков валов при постоянном поле допуска отверстия, нижнее отклонение которого равняется нулю, называется **системой отверстия**.

Деталь, у которой положение поля допуска является базовым и не зависит от требуемого характера соединения, называют **основной** деталью системы (в рассмотренном случае – отверстие).

Способ образования различных посадок изменением поля допуска отверстий при постоянном поле допуска вала, верхнее отклонение которого равняется нулю, называется **системой вала**.

Во всех стандартных посадках системы отверстия нижнее отклонение отверстия равно нулю, т.е. отверстие называется основным. В системе вала во всех стандартных посадках верхнее отклонение вала равно нулю (вал – основной).

Стандарт рассматривает обе системы как равноправные. Однако в каждом конкретном случае систему выбирают исходя из конструкторских, техно-

логических и экономических соображений. В большинстве случаев, с экономической точки зрения, целесообразнее назначать систему отверстия. Это объясняется тем, что валы могут обрабатываться на токарных станках одним инструментом (резцом) при изменении только наладки станка. Отверстия же обычно обрабатываются комплектом режущих инструментов (сверло, зенкер, развертка) для каждого размера отдельно. Иногда применение системы вала целесообразнее и даже является единственно возможным. Например, при использовании пруткового калиброванного материала назначение системы вала исключает его обработку, если точность диаметра вала соответствует допуску.

Классы точности в ЕСДП называются квалитетами (с немецкого *qualität* – качество), за исключением резьбовых и зубчатых соединений, где действует термин «степень точности». Всего в ЕСДП для размеров от 1 мм до 500 мм предусмотрены 20 квалитетов, обозначаемых порядковыми номерами: 01, 0, 1, 2, 3, ..., 18.

Известно, что с увеличением линейных размеров погрешность механической обработки увеличивается. Однако установление количественной зависимости представляло серьезные трудности. Для определения такой зависимости было проведено детальное исследование процессов обработки.

На основании исследований в ЕСДП величина допуска выражается зависимостью

$$IT = a \cdot I, \quad (1.10)$$

где IT – международный допуск, мкм;

a – количество единиц допуска;

I – единица допуска, мкм, для размеров до 500 мм

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001D, \quad (1.11)$$

где D – размер, мм.

Второй член в выражении единицы допуска учитывает погрешности измерения из-за неизбежной разности температур детали и прибора, а также вследствие упругих деформаций его измерительным усилием. Для малых размеров он несущественен, но с увеличением размеров он быстро возрастает.

Контрольные вопросы

1. Что такое номинальный, предельный и действительный размеры?
2. Что такое нижнее отклонение?
3. Назовите виды отклонений?
4. Дайте определение допуска размера?
5. Что такое посадка? Какие виды посадок Вы знаете?
6. Что такое допуск посадки?
7. Что принято за единицу допуска в ЕСДП?
8. Что такое система отверстия?
9. Что такое система вала?
10. Что называется гарантированным зазором?

Методические указания к выполнению

1 Так как (в нашем случае) система и точность (допуск) размера нам заданы с помощью предельных отклонений: ES – верхнего и EI – нижнего для системы отверстия, или es – верхнего и ei – нижнего – для системы вала, то условное (буквенное) обозначение поля допуска определяют по таблицам ГОСТ 25346-82 [1]. Сначала определяют по строке, соответствующей нужному интервалу номинальных размеров, место расположения данного поля допуска (для данных предельных отклонений). Обозначение столбца, соответствующего этим отклонениям, и будет условным (буквенным) обозначением поля допуска. Каждое поле допуска обозначается одной или двумя буквами латинского алфавита (основное отклонение): малыми – для валов и большими – для отверстий, а также цифрой (кавалитет). При определении значений полей допусков для граничных номинальных размеров, указанных в строках упомянутых таблиц, надо иметь в виду, что указанные размеры (кроме первого) заданы не от... до ..., а свыше ... до Поэтому, например, для номинального размера 10 мм значения поля допуска надо брать из строки свыше 6 до 10 мм, а не из строки свыше 10 до 18 мм.

2 Предельные размеры определяют при помощи предельных отклонений (верхнего и нижнего), прибавляя их со своим знаком к номинальному размеру. Верхнее отклонение служит для определения наибольшего предельного размера, а нижнее – для наименьшего.

3 Систему допусков определяют следующим способом.

Основной вал – вал, верхнее отклонение которого равно нулю. Допуск такого вала образуется при помощи основного отклонения «h».

Основное отверстие – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю. Допуск такого отверстия образуется с помощью основного отклонения «H».

Если различные зазоры и натяги получают соединением основного вала с различными отверстиями, то имеют место посадки в системе вала.

При соединении различных валов с основным отверстием получают посадки в системе отверстия.

4 По характеру соединения различают группы посадок с зазором, с натягом и переходные. Прежде чем в посадке определять зазоры и натяги надо сравнить соответствующие предельные размеры вала и отверстия. Только после этого следует приступать к вычислению предельных зазоров и натягов, зная уже конкретно, что определять. Формулы для определения предельных зазоров и натягов приведены ниже, в примере. При помощи известных значений предельных зазоров или натягов определяют допуск посадки.

5 Базой для построения схемы полей допусков соединения служит нулевая линия: соответствующая номинальному размеру соединения. При построении схем полей допусков от этой линии перпендикулярно к ней в произвольном, но строго одинаковом масштабе откладывают предельные отклонения размеров с учетом их знака. В направлении линии величина поля допуска принимается произвольно. Для правильного анализа схем полей допусков надо отчетливо представлять, что нулевая линия является началом отсчета только для отклонений, а размер, соответствующий этой линии, равен номинальному раз-

меру. Пример изображения схемы полей допусков соединения показан на рисунке 1.3.

6 Пример выполнения эскизов сборочного и деталировочного чертежей с обозначением полей допусков, отклонений, заданной посадки и ее деталей на рисунке 1.4. При обозначении размеров на эскизах и чертежах надо помнить, что числовое значение отклонений записывают до последней значащей цифры, выравнивая количество знаков в верхнем и нижнем отклонениях добавлением нулей. Предельные отклонения, равные нулю, следует указывать по числу знаков, эти отклонения допускаются также не указывать, но место для их записи оставлять свободным.

Пример

Исходные данные к заданию: номинальный размер 25 мм,

втулка (отверстие) – $25^{+0,033}$,

вал – $25_{-0,041}^{-0,020}$.

Система отверстия (СН).

Решение

1 Отверстие.

Верхнее отклонение $ES = +0,021$ мм.

Нижнее отклонение $EI = 0$ мм.

Наибольший размер отверстия $D_{\max} = 25,033$ мм.

Наименьший размер отверстия $D_{\min} = 25,000$ мм.

Допуск размера отверстия $TD = 25,033 - 25,000 = 0,033$ мм.

Данному условию соответствует условное буквенное обозначение поля допуска отверстия: Н8 (согласно таблицы А2 приложения А, ближайшее отклонение – Н, а согласно таблицы А1, допуск соответствует 8 качеству).

2 Вал.

Верхнее отклонение $es = -0,020$ мм.

Нижнее отклонение $ei = -0,041$ мм.

Наибольший размер вала $d_{\max} = 25 + (-0,020) = 24,980$ мм.

Наименьший размер вала $d_{\min} = 25 + (-0,041) = 24,959$ мм.

Допуск размера вала $T_d = 24,980 - 24,959 = 0,021$ мм.

Данному условию соответствует условное буквенное обозначение поля допуска отверстия: f7 (согласно таблицы приложения А3, ближайшее отклонение – f, а согласно таблицы А1, допуск соответствует 7 качеству).

3 Сопряжение: посадка $25 \frac{H8}{f7}$ является посадкой с гарантированным зазором.

Зазор наибольший: $S_{\max} = 25,033 - 24,959 = 0,074$ мм.

Зазор наименьший: $S_{\min} = 25,000 - 24,980 = 0,020$ мм.

Допуск посадки (зазора):

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,074 - 0,020 = 0,054 \text{ мм.}$$

4 Схема полей допусков размеров заданного сопряжения представлена на рисунке 1.3.

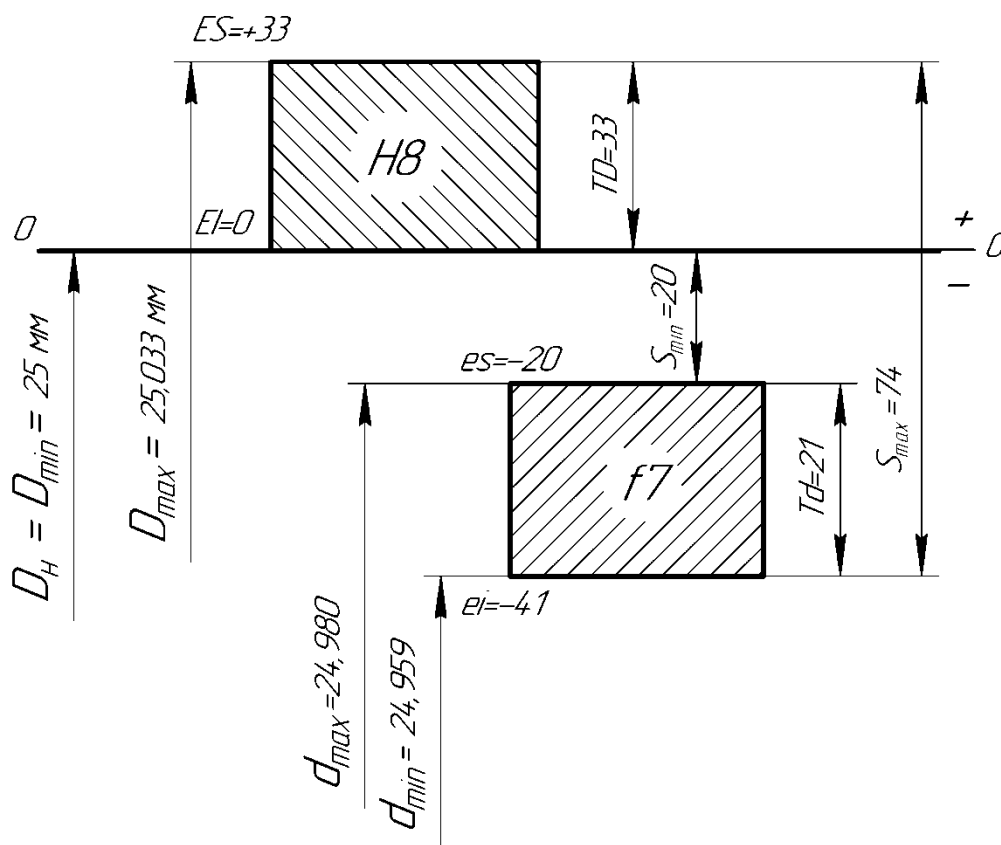


Рисунок 1.3 - Схема расположения полей допусков сопряжения $25 \frac{H8}{f7}$

Уточняем шероховатость поверхности отверстия и вала:

зная следующие зависимости: для 5-10 квалитетов:

$$R_{zD} \leq 0,125 TD, R_{zd} \leq 0,125 Td,$$

а для квалитетов грубее 10 –го:

$$R_{zD} \leq 0,25 TD, R_{zd} \leq 0,25 Td.$$

Находим: $R_{zD} = 0,125 \cdot 33 = 4,125 \approx 4,0$ мкм;

$$R_{zd} = 0,125 \cdot 21 = 2,625 \approx 2,5 \text{ мкм.}$$

5. Сопряжение в сборе и подетально

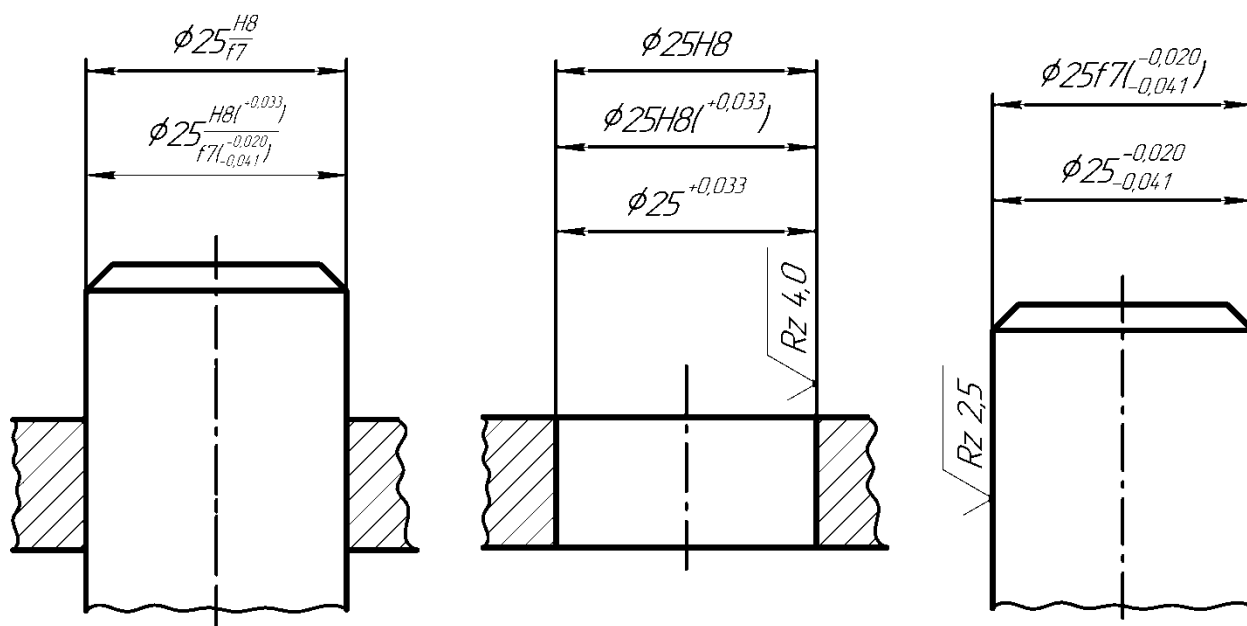


Рисунок 1.4 - Обозначение допусков и посадок на чертежах

ЗАДАНИЕ 2

Выбор посадок и квалитетов

Таблица 2.1 – Варианты задания

№ варианта	Номинальный размер, мм	Зазор максимальный, S_{max} , мкм	Зазор минимальный, S_{min} , мкм	Система посадок
1	2	3	4	5
1	7	36	9	Ch*
2	210	218	98	CH*
3	9	62	23	CH
4	220	-80*	-4*	Ch
5	11	36	6	CH
6	205	359	170	CH
7	15	126	40	Ch
8	200	-79*	-3*	Ch

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4	5
9	18	42	6	CH
10	196	78	31	CH
11	20	-56*	-12*	CH
12	192	400	168	CH
13	24	64	20	CH
14	180	188	80	CH
15	28	-42*	-7*	Ch
16	184	152	50	Ch
17	34	182	80	CH
18	182	180	70	CH
19	170	188	82	CH
20	38	156	50	Ch
21	43	-52*	-9*	CH
22	164	214	85	CH
23	48	114	49	CH
24	161	-93*	-26*	CH
25	53	97	30	Ch

*Примечание: «+» - зазор; «-» - натяг; CH – система отверстия; Ch – система вала.

Цель задания

1. Научиться определять посадку и квалитет по заданным натягам или зазорам.
2. Научиться определять зависимость между точностью обработки и шероховатостью поверхности.
3. Научиться выбирать способ финишной обработки и назначать измерительные средства.

Методические указания к выполнению

1. Исходя из данных, определяем вид посадки и в какой системе дана посадка.
2. Строим схему полей допусков данной посадки.
3. Определяем допуск посадки по формулам: $TS = S_{\max} - S_{\min}$

$$TN = N_{\max} - N_{\min}; \quad (2.1)$$

4. Зная, что допуск посадки всегда равен сумме допусков размеров деталей, образующих соединение (сумме допусков отверстия и вала), определим эти допуски по таблице допусков:

$$\left. \begin{array}{l} TS= \\ TN= \\ TS(N)= \end{array} \right\} \geq TD + Td \quad (2.2)$$

5. Определим по таблице допусков качества для вала и отверстия (Приложение 1).

6. Зная, какая система посадок, определим условное обозначение поля допуска для основной детали (в системе отверстия – основное отверстие обозначается буквой H, а для системы вала – основной вал обозначается буквой h).

7. Определяем условное обозначение поля допуска второй детали (по ближайшему отклонению, исходя из схемы полей допуска). Например, для системы отверстия: если дана посадка с гарантированным зазором, то ближайшее отклонение вала совпадает с минимальным зазором S_{\min} . Если посадка с гарантированным натягом, то ближайшее отклонение вала совпадает с суммой величины допуска отверстия и минимальным натягом N_{\min} . Для переходной посадки - ближайшее отклонение вала совпадает с разностью максимального натяга N_{\max} и величины допуска вала Td или разностью величины допуска отверстия TD и максимального зазора S_{\max} . Для системы вала: если дана посадка с гарантированным зазором, то ближайшее отклонение вала совпадает с минимальным зазором S_{\min} . Если посадка с гарантированным натягом, то ближайшее отклонение вала совпадает с суммой величины допуска вала и минимальным натягом N_{\min} . Для переходной посадки - ближайшее отклонение вала совпадает с разностью максимального натяга N_{\max} и величины допуска отверстия TD или разностью величины допуска вала Td и максимального зазора S_{\max} .

8. Сравниваем величину ближайшего отклонения со стандартным значением. В случае несовпадения выбираем ближайшее большее (по модулю) значение.

9 Определяем второе отклонение по величине допуска.

10 Сравниваем полученные значения предельных зазоров или натягов с заданными. В случае необходимости корректируем значения наибольших натягов и зазоров. Они должны быть меньше или равны заданным значениям. Если это условие не соблюдается, то придется уменьшать величину допуска вала или отверстия.

11 Определяем вероятностные натяги (зазоры)

$$N_{\max B} = N_c + 3\sigma_N; \quad N_{\min B} = N_c - 3\sigma_N;$$
$$\sigma_N = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2}; \quad \sigma_D = \frac{TD}{6}; \quad \sigma_d = \frac{Td}{6}. \quad (2.3)$$

12 Определить шероховатость поверхности и назначить финишный способ обработки деталей (см. таблица приложение Б1).

13 Вычертить сопряжение в сборе подетально с обозначением посадок, отклонений и шероховатости.

14 Выбрать универсальные средства измерения для отверстия и вала (таблицы приложения Б2,Б3,Б4) из условия

$$\Delta_{\text{lim}} \leq \delta_{\text{изм}}. \quad (2.4)$$

Пример

Исходные данные к заданию: - номинальный размер 50 мм;

- наибольший натяг $N_{\max} = 33$ мкм;

- наименьший натяг $N_{\min} = 7$ мкм;

- система отверстия (СН).

Решение

1 Задана посадка с гарантированным натягом в системе отверстия.

2 Строим схему полей допусков данной посадки.

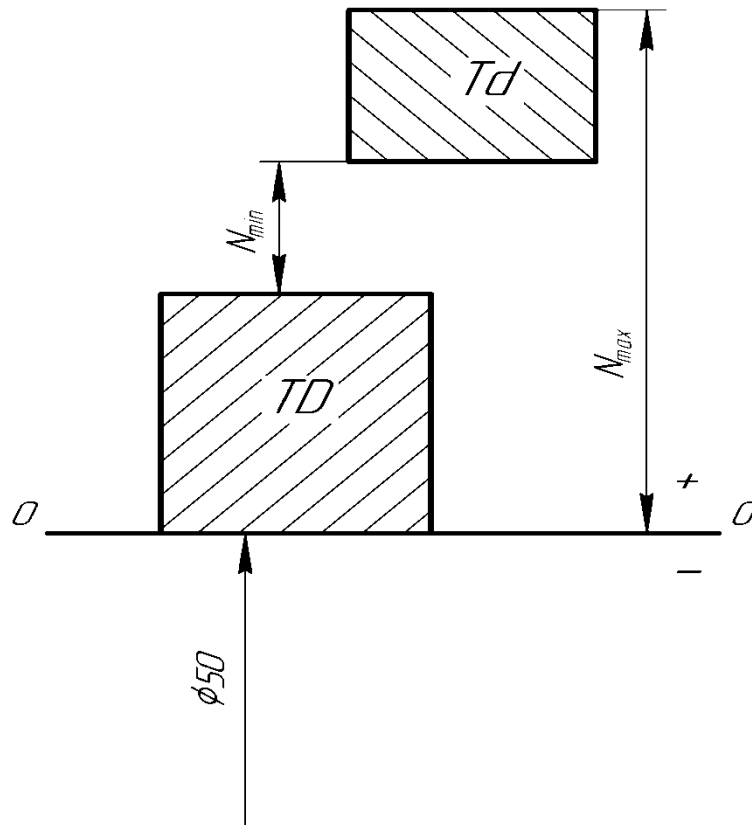


Рисунок 2.1 - Схема полей допусков

2 Определяем допуск посадки: $TN = N_{\max} - N_{\min} = 33 - 7 = 26$ мкм.

3 Определим допуски отверстия и вала: $26 \geq TD + Td$, откуда по таблице допусков (приложение А1) находим для номинального диаметра 50 мм:

$TD = 16$ мкм, $Td = 7$ мкм.

4 Определим по таблице допусков (таблица приложение А1) квалитеты для вала и отверстия: для отверстия – это 6 квалитет, а для вала – 4.

5 Так как посадка нам задана в системе отверстия, то поле допуска основного отверстия: Н6.

6 Находим ближайшее отклонение вала. Поскольку посадка с гарантированным натягом, то ближайшее отклонение вала совпадает с суммой величины допуска отверстия и минимальным натягом N_{\min} : $16 + 7 = +23$ мкм.

7 Так как основное отклонение $e_i = +23$ не совпадает со стандартным значением, а есть стандартные отклонения только +17 и +26 (таблица А3), мы можем выбрать только +26, что соответствует буквенному обозначению **p** для

данного номинального размера (в противном случае уменьшится заданный минимальный натяг).

8 Получаем условное обозначение поля допуска вала - **p4**. Тогда верхнее отклонение вала будет: $es = +26 + 7 = +33$ мкм.

9 Строим окончательно схему полей допусков (рисунок 2.2).

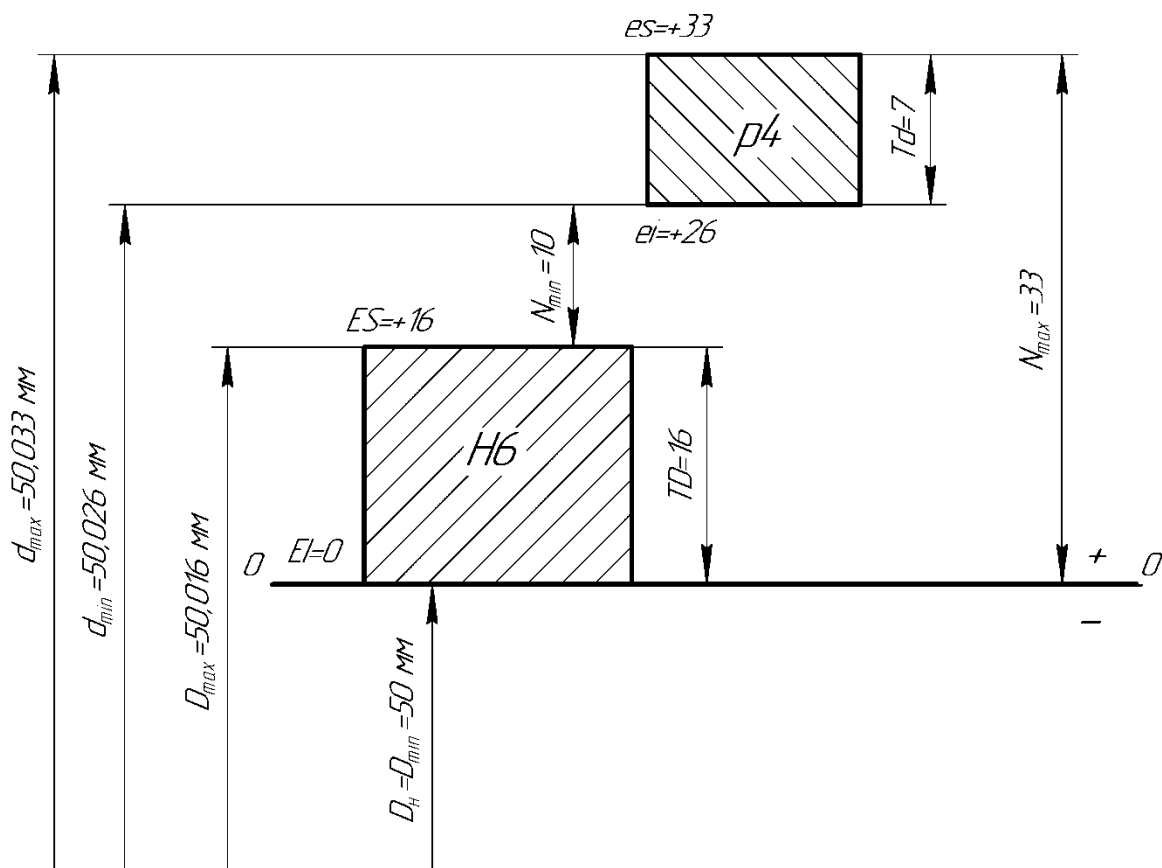


Рисунок 2.2 - Схема полей допусков посадки

Сравниваем полученные значения предельных зазоров или натягов с заданными: они соответствуют нашим данным.

10 Определяем вероятностные натяги (зазоры)

$$N_c = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{0,033 + 0,010}{2} \approx 0,022;$$

$$\sigma_D = \frac{TD}{6} = \frac{16}{6} \approx 2,7 \text{ мкм};$$

$$\sigma_d = \frac{Td}{6} = \frac{7}{6} \approx 1,2 \text{ мкм};$$

$$\sigma_N = \sqrt{2,7^2 + 1,2^2} \approx 3 \text{ мкм};$$

$$N_{\max B} = 22 + 3 \cdot 3 = 31 \text{ мкм};$$

$$N_{\min B} = 22 - 3 \cdot 3 = 13 \text{ мкм.}$$

11 Определим шероховатость поверхности и назначим финишный способ обработки деталей:

а) отверстие $\varnothing 50H6$ – шероховатость $R_a = 2,5$ мкм финишная обработка – растачивание чистовое (таблица приложение Б1);

б) вал $\varnothing 50p4$ – шероховатость $R_a = 1,25$ мкм финишная обработка – шлифование предварительное (таблица приложение Б1).

12 Вычертим сопряжение в сборе и подетально с обозначением посадок, отклонений и шероховатости.

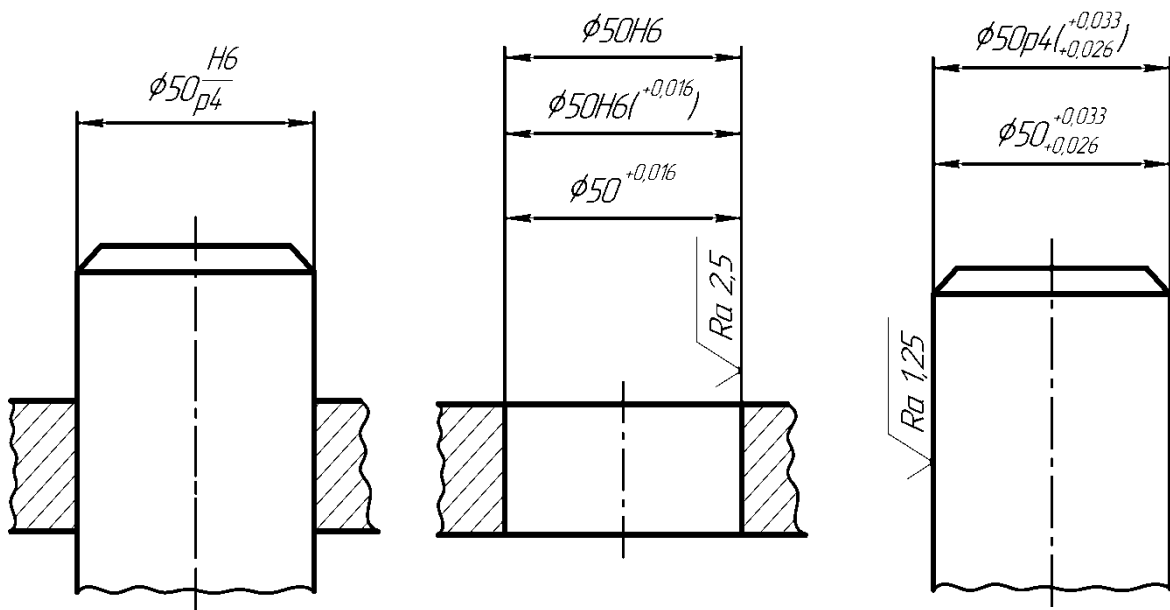


Рисунок 2.3 - Обозначение допусков и посадок на чертежах

13 Выбираем универсальные средства измерения для отверстия и вала:

а) для отверстия $\delta_{\text{изм}} = \pm 5$ мкм (приложение Б2), $\Delta_{\text{lim}} = \pm 4,0$ мкм, следовательно, нутромер индикаторный с ценой деления 0,001 мм или 0,002 мм (Приложение Б4);

б) для вала $\delta_{\text{изм}} = \pm 4,0$ мкм (Приложение Б2), $\Delta_{\text{lim}} = \pm 2,0$ мкм, следовательно, рычажная скоба при установке по концевым мерам (Приложение Б3).

ЗАДАНИЕ 3

Расчет полей допусков рабочих калибров

Таблица 3.1 - Варианты задания

№№ вариантов	Номинальный размер, мм	Поле допуска отверстия	Поле допуска вала
1	2	3	4
1	7	H9	e8
2	10	H8	f7
3	12	H7	g6
4	15	E6	h5
5	18	E7	h6
6	19	E8	h7
7	21	K7	h6
8	25	K6	h5
9	31	M7	h6
10	37	N7	h6
11	41	G7	h6
12	50	G8	f7
13	65	G6	e5
14	70	F8	g7
15	80	F7	g6
16	85	F6	g5
17	90	D9	e8
18	92	P9	f8
19	95	P7	r6
20	100	S7	t6
21	120	S8	h7
22	150	S6	g6
23	180	D8	e7
24	200	J _s 7	r6
25	240	J _s 8	k6

Цель задания

- 1 Изучить виды, назначение и конструкцию калибров.
- 2 Научиться правильно рассчитывать размеры и допуски рабочих калибров для контроля размеров деталей, образующих посадку.
- 3 Получить навыки по изображению схемы полей допусков рабочих калибров.

4 Научиться правильно выбирать шероховатость поверхности калибров и наносить исполнительные размеры калибров на чертеже.

Общие сведения

Калибры – это бесшкальные средства измерений (меры), применяемые для контроля размеров, формы и расположения поверхностей деталей.

Калибры подразделяются на две группы: *нормальные* калибры и *предельные* калибры.

Нормальные калибры имеют размеры, соответствующие номинальным размерам контролируемых деталей. К ним относятся, в первую очередь, шаблоны, щупы и конусные калибры.

Шаблоны служат для проверки правильности формы и расположения поверхностей сложных деталей при их изготовлении. Шаблон прижимают к проверяемой поверхности и по просвету определяют погрешность профиля детали. Иногда поверхность шаблона покрывают краской и по отпечатку на детали судят о погрешности ее поверхности.

Иногда в процессе сборки или подгонки деталей слесарь-сборщик пользуется *щупами*, представляющими собой набор пластин длиной L и различной толщины S . **Щупы** служат для контроля зазоров между поверхностями. Щупы выпускают 1-го и 2-го классов точности, номинальными размерами $0,02 \dots 1$ мм с интервалами $0,01$ и $0,05$ мм, двух исполнений по длине: 100 и 200 мм. Щупы длиной 100 мм изготавливают в виде отдельных пластин и наборов, а длиной 200 мм – только в виде отдельных пластин.

При измерении рабочий вводит в зазор один или несколько щупов, наложенных друг на друга. Точность измерения при этом во многом определяется квалификацией и навыком рабочего. Размер зазора считается равным толщине щупа (щупов), когда последний перемещается в щели под действием небольшого усилия.

Предельные калибры служат для контроля предельных размеров детали. Чаще предельные калибры бывают двусторонние: для контроля наибольшего размера детали – проходная сторона калибра или проходной калибр (обозначается буквами: ПР) и для контроля наименьшего размера детали – непроходной калибр или непроходная сторона (обозначается: НЕ). Предельные калибры позволяют установить, находится ли проверяемый размер в границах допуска [2].

Предельные калибры по назначению делятся на три группы [7]:

1. *рабочие* – для контроля размеров деталей при их изготовлении (обозначаются: Р-ПР, Р-НЕ);
2. *приемные* – для контроля деталей после их окончательной обработки и оценки годности (обозначаются: П-ПР, П-НЕ);
3. *контрольные* – для контроля размеров рабочих калибров в процессе их эксплуатации (обозначаются: К-ПР, К-НЕ, К-И).

На ряде предприятий помимо рабочих и контрольных калибров применяют калибры контролеров и приемные калибры: первыми пользуются работники ОТК предприятия, а вторыми – заказчик при приемке готовой продукции. В качестве тех и других калибров используют частично изношенные рабочие проходные и новые рабочие непроходные калибры. Контроль с помощью этих калибров осуществляют для того, чтобы повысить гарантию качества деталей и не забраковать годные детали.

Непроходные контракалибры К-И служат для контроля степени износа калибр-скоб, находящихся в эксплуатации [7].

Контроль отверстий осуществляется калибрами-пробками, валов - калибрами-скобами.

С помощью калибров можно быстро рассортировать партию деталей. Если оба калибра – проходной и непроходной – не проходят, значит, деталь негодная, но брак может быть исправлен продолжением обработки. Если проходной проходит, а непроходной не проходит – деталь годная. Когда проходят оба калибра, значит, имеет место неисправимый брак [8]. В соответствии с ин-

струкциями по контролю калибрами изделие считается годным, если под действием собственного веса проходной калибр проходит в отверстие или надевается на вал, а непроходной – нет.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены калибры?
2. Что такое нормальные калибры?
3. Дайте определение предельных калибров?
4. Какие группы предельных калибров Вы знаете?
5. Для чего предназначен рабочий калибр?
6. Для чего предназначен приемный калибр?
7. Для чего предназначен контрольный калибр?
8. Что такое калибр-пробка?
9. Что такое калибр-скоба?
10. Когда имеет место неисправимый брак?

Методические указания к выполнению задания

1 Определим необходимые параметры для расчета калибров в зависимости от качества и номинального размера по приложению (Приложение В1).

Калибр-пробка для контроля отверстия:

- допуск на изготовление калибра-пробки H ;
- отклонение середины поля допуска на изготовление проходной стороны калибра-пробки z ;
- допустимый выход размера изношенного проходного калибра-пробки за границу поля допуска отверстия y .

Калибр-скоба для контроля вала:

- допуск на изготовление калибра-скобы H_I ;
- отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра-скобы z_I ;

- допустимый выход размера изношенного проходного калибра-скобы за границу поля допуска вала: y_1 .

2 Определим размеры калибра-пробки:

Наибольший размер проходной новой калибр-пробки

$$ПР_{\max} = D_{\min} + z + \frac{H}{2}. \quad (3.1)$$

Наименьший размер проходной новой калибр-пробки

$$ПР_{\min} = D_{\min} + z - \frac{H}{2}. \quad (3.2)$$

Наименьший размер изношенной проходной калибр-пробки

$$ПР_{\text{изн}} = D_{\min} - y. \quad (3.3)$$

Наибольший размер непроходной новой калибр-пробки

$$НЕ_{\max} = D_{\max} + \frac{H}{2}. \quad (3.4)$$

$$НЕ_{\min} = D_{\max} - \frac{H}{2}. \quad (3.5)$$

Размеры калибра-скобы

$$ПР_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2}. \quad (3.6)$$

$$ПР_{\min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2}. \quad (3.7)$$

$$ПР_{\text{изн}} = d_{\max} + y_1. \quad (3.8)$$

$$НЕ_{\max} = d_{\min} + \frac{H_1}{2}. \quad (3.9)$$

$$НЕ_{\min} = d_{\min} - \frac{H_1}{2}. \quad (3.10)$$

3 Определим исполнительные размеры калибра-пробки и калибра-скобы.

В качестве исполнительных размеров принимают следующие: для калибра-пробки – это наибольшие предельные размеры с предельными отклонениями как для основного вала, т.е. верхнее равно нулю, а нижнее равно величине допуска на изготовление калибра, но со знаком «минус»; для калибра-скобы же наоборот, наименьшие предельные размеры с предельными отклонениями как

для основного отверстия, т.е. нижнее равно нулю, а верхнее равно величине допуска на изготовление калибра со знаком «плюс».

4 Изобразим на схеме полей допусков данной посадки (сопряжения) полученные расчетом допуски калибров.

5 Нарисуем эскизы калибров и обозначим на них исполнительные размеры и шероховатости поверхностей, которые выберем в зависимости от качества, номинального размера и вида обработки по таблице приложению В2.

Пример

Исходные данные к заданию: сопряжение $65 \frac{H8}{g7}$.

1 Параметры рабочих калибров для контроля размеров отверстия и вала определим в зависимости от качества и номинального размера по приложению (таблица В1):

Калибр-пробка для контроля отверстия:

- допуск на изготовление калибра-пробки $H = 5$ мкм;
- отклонение середины поля допуска на изготовление проходной стороны калибра-пробки $z = 7$ мкм;
- допустимый выход размера изношенного проходного калибра-пробки за границу поля допуска отверстия $y = 5$ мкм.

Калибр-скоба для контроля вала:

- допуск на изготовление калибра-скобы $H_1 = 5$ мкм;
 - отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра-скобы $z_1 = 4$ мкм;
 - допустимый выход размера изношенного проходного калибра-скобы за границу поля допуска вала: $y_1 = 3$ мкм.

2 Размеры калибра-пробки.

Наибольший размер проходной новой калибр-пробки

$$ПР_{\max} = D_{\min} + z + \frac{H}{2} = 65,0 + 0,007 + 0,0025 = 65,0095 \text{ мм.}$$

Наименьший размер проходной новой калибр-пробки:

$$ПР_{\min} = D_{\min} + z - \frac{H}{2} = 65,0 + 0,007 - 0,0025 = 65,0045 \text{ мм.}$$

Наименьший размер изношенной проходной калибр-пробки

$$ПР_{\text{изн}} = D_{\min} - y = 65,0 - 0,005 = 64,995 \text{ мм.}$$

Наибольший размер непроходной новой калибр-пробки

$$НЕ_{\max} = D_{\max} + \frac{H}{2} = 65,046 + 0,0025 = 65,0485 \text{ мм.}$$

$$НЕ_{\min} = D_{\max} - \frac{H}{2} = 65,046 - 0,0025 = 65,0435 \text{ мм.}$$

Размеры калибра-скобы.

$$ПР_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2} = 64,990 - 0,004 + 0,0025 = 64,9885 \text{ мм.}$$

$$ПР_{\min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2} = 64,990 - 0,004 - 0,0025 = 64,9835 \text{ мм.}$$

$$ПР_{\text{изн}} = d_{\max} + y_1 = 64,990 + 0,003 = 64,993 \text{ мм.}$$

$$НЕ_{\max} = d_{\min} + \frac{H_1}{2} = 64,960 + 0,0025 = 64,9625 \text{ мм.}$$

$$НЕ_{\min} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = 64,960 - 0,0025 = 64,9575 \text{ мм.}$$

3 Проходной размер калибра-пробки ПР, проставляемый на чертеже $65,0095_{-0,005}$. Исполнительные размеры: наибольший 65,0095 мм, наименьший 65,0045 мм. Непроходной размер калибра-пробки НЕ, проставляемый на чертеже: $65,0485_{-0,005}$ мм. Исполнительные размеры: наибольший 65,0485 мм, наименьший 65,0435 мм.

Проходной размер калибра-скобы ПР, проставляемый на чертеже $64,9835^{+0,005}$ мм. Исполнительные размеры: наибольший 64,9885 мм, наименьший 64,9835 мм. Непроходной размер калибра-скобы НЕ, проставляемый на чертеже: $64,9575^{+0,005}$ мм. Исполнительные размеры: наибольший 64,9625 мм, наименьший 64,9575 мм.

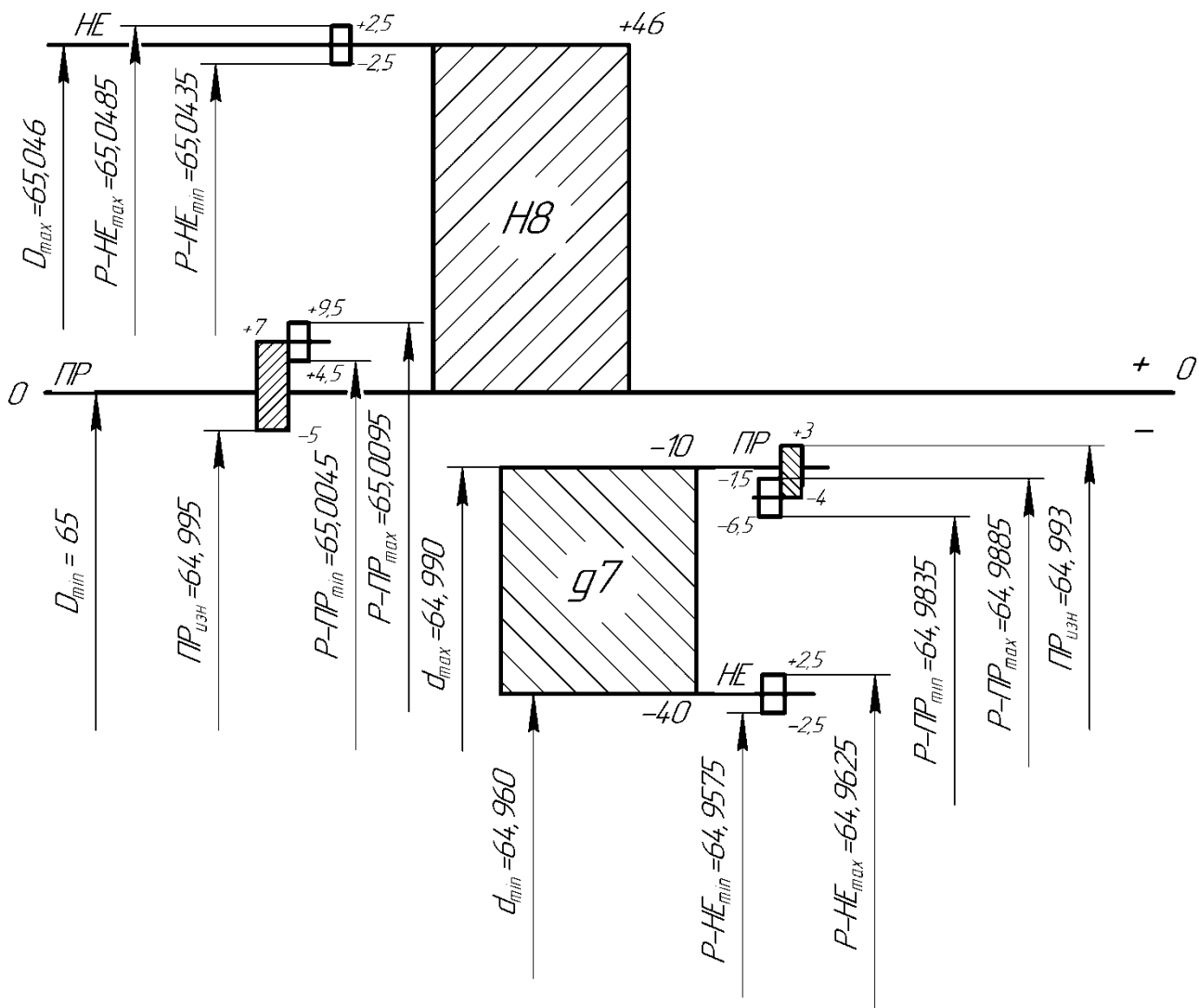


Рисунок 3.1 - Схема расположения полей допусков рабочих калибров для сопряжения $65 \frac{H8}{g7}$

- 4 Схема полей допусков деталей и рабочих калибров данного сопряжения представлена на рисунке 3.1.
- 5 Эскизы рабочих калибров представлены на рисунке 3.2.

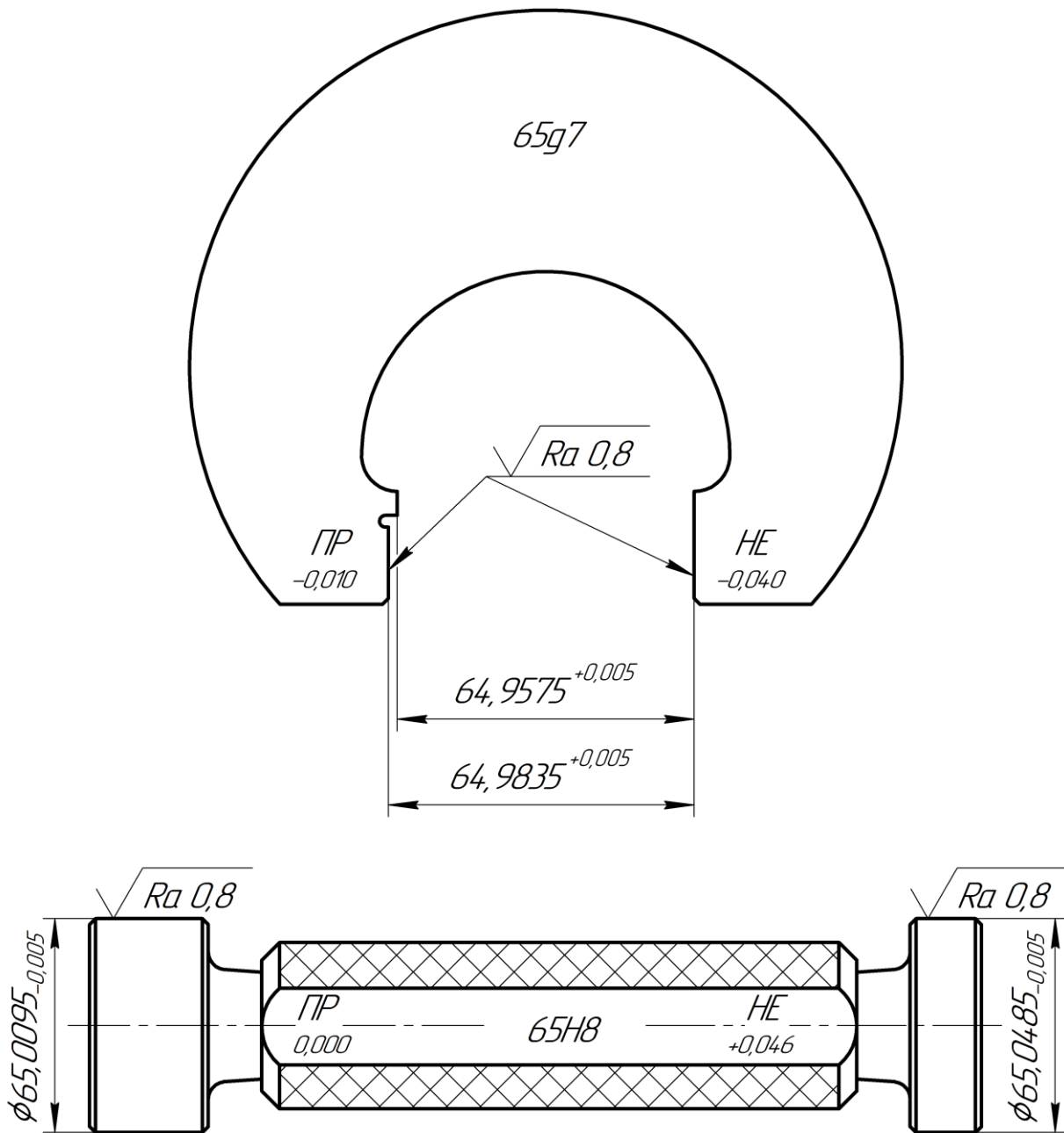


Рисунок 3.2 - Эскизы рабочих калибров для сопряжения $65 \frac{H8}{g7}$

ЗАДАНИЕ 4

Расчет и выбор посадок с гарантированным зазором

Таблица 4.1 - Варианты задания

№ варианта	Номинальный размер, d , мм	Длина сопряжения, l , мм	Угловая скорость, ω , с ⁻¹	Абсолютная вязкость масла, η , Па·с	Удельное давление на опору, $q \cdot 10^6$, Па	Шероховатость, мкм	
						Rz _D	Rz _d
1	40	60	100	0,02	0,08	2,5	1,25
2	20	30	50	0,04	1,95	1,6	2,0
3	25	30	100	0,03	0,312	1,0	1,0
4	30	40	100	0,02	0,128	2,5	1,25
5	35	50	80	0,02	0,051	3,2	1,25
6	40	50	100	0,02	0,28	1,6	2,0
7	45	50	60	0,02	1,04	2,0	2,0
8	50	65	70	0,03	1,0	2,5	1,25
9	55	70	70	0,03	2,0	1,6	2,0
10	60	80	85	0,03	2,02	2,5	2,5
11	65	80	100	0,04	0,09	1,6	1,6
12	70	100	100	0,04	0,051	1,6	1,6
13	75	110	120	0,04	0,2	1,6	2,0
14	80	105	130	0,04	3,01	1,25	1,25
15	85	110	110	0,04	3,02	1,6	2,0
16	90	120	100	0,04	3,0	3,2	3,2
17	40	50	100	0,04	3,2	1,6	2,0
18	50	50	120	0,02	0,4	1,25	1,25
19	60	60	100	0,02	0,3	2,5	1,25
20	65	60	80	0,04	1,04	3,2	1,25
21	45	60	80	0,04	0,31	2,5	1,25
22	55	60	80	0,04	1,2	2,0	2,0
23	85	100	95	0,04	2,4	3,2	1,25
24	75	100	90	0,04	5,28	1,0	1,0
25	70	100	120	0,03	0,03	1,25	1,25

Ц е л ь з а д а н и я

Научиться рассчитывать и выбирать стандартные посадки для сопряжений с гарантированным зазором.

Общие сведения

Зазор – положительная разность размеров отверстия и вала.

Посадки с гарантированным зазором относятся к одному из самых распространенных видов подвижных гладких цилиндрических соединений.

Посадки с зазором правильнее характеризовать по средневероятному зазору, за который в подвижных соединениях принимают зазор, получающийся при средних значениях исполнительных размеров вала и отверстия. Зазор должен быть достаточным для размещения смазочного материала, компенсации ошибок монтажа, температурных и упругих деформаций.

Рассмотрим примеры самых распространенных стандартных посадок.

Посадки вида $\frac{H}{h}$ применяются в квалитетах с 4-го по 12-й. Их часто используют для соединений с точным центрированием деталей, когда относительное перемещение этих деталей служит для установки, переключений, регулирования, наладки изделия и его составных частей (пиноль в корпусе задней бабки станка, быстросъемные кондукторные втулки, муфты переключения на направляющей шпонке и др.). В отдельных случаях эти посадки назначают для соединений, в которых движение совершается хотя и непрерывно, но с низкой скоростью или небольшой амплитудой (подшипники скольжения ходовых винтов станков, соединение шатуна с поршневым пальцем и т.п.).

Посадки вида $\frac{H}{g}, \frac{G}{h}$ применяются только для относительно точных деталей (валы 4 – 6 квалитетов, отверстия 5 – 7 квалитетов). Они имеют минимальные гарантированные зазоры и применяются в основном для обеспечения точного и плавного возвратно-поступательного движения (толкатели клапанов

и стержни самих клапанов в соответствующих втулках, ползуны направляющих долбежных станков, шпиндели делительных головок и др.).

Посадки вида $\frac{H}{f}, \frac{F}{h}$ установлены в наиболее часто применяемых квалитетах с 6-го по 9-й, обеспечивают умеренные гарантированные зазоры, достаточные для свободного вращения в подшипниках скольжения при легких и средних режимах работы (подшипники валов в коробках передач различных станков, электромашин, центробежных насосов, свободно вращающихся на валах зубчатых колес и шкивов и др.). Эти посадки в квалитетах 8-9 применяют в аналогичных случаях, но в изделиях тяжелого машиностроения, при валах с несколькими опорами, а также для поршней некоторых насосов, различных штоков в сальниках и т.д.

Посадки видов $\frac{H}{e}, \frac{E}{h}, \frac{H}{d}, \frac{D}{h}$ предусмотрены в квалитетах нормальной и пониженной точности. Они характеризуются увеличенными гарантированными зазорами и применяются при напряженных режимах работы, длинных соединениях при $\ell \geq 1,5D$, а также землеройных строительных, транспортных, сельскохозяйственных и других машинах, где подвижность соединений должна надежно сохраняться при загрязнении.

Посадки с зазором рассчитываются главным образом при вращательном движении в наиболее ответственных подшипниках скольжения двигателей, станков, транспортных машин, турбин, компрессоров и т.п., но могут быть рассчитаны и при возвратно-поступательном движении («поршень - цилиндр», плунжерные пары). Существующие варианты расчета подшипников скольжения основаны на использовании гидродинамической теории смазки и хорошо изложены в литературе.

Задачей же данного расчета являются определение оптимального зазора, выбор стандартной посадки для подвижного соединения и универсальных средств измерений данного соединения.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены посадки с гарантированным зазором?
2. Что такое зазор?
3. Какие посадки используются для соединений с точным центрированием деталей?
4. Посадки вида $\frac{H}{h}$ применяются в каких квалитетах?
5. Назовите примеры применения посадок вида $\frac{H}{h}$.
6. Какие посадки используются для обеспечения точного и плавного возвратно-поступательного движения?
7. В каких квалитетах применяются посадки вида $\frac{H}{f}, \frac{F}{h}$?
8. Какие посадки обеспечивают умеренные гарантированные зазоры, достаточные для свободного вращения в подшипниках скольжения при легких и средних режимах работы?
9. Какие посадки характеризуются увеличенными гарантированными зазорами и применяются при напряженных режимах работы?
10. При каком движении рассчитываются посадки с зазором?

Методические указания к выполнению

1. Величина произведения hS может быть вычислена по формуле

$$hS = \frac{0,52 \cdot d^2 \cdot \omega \cdot \eta \cdot \ell}{q \cdot (d + \ell)}, \text{ (мкм}^2\text{)}, \quad (4.1)$$

где q – среднее удельное давление в подшипнике (определяемое через нагрузку на цапфу P из выражения: $q = \frac{P}{d \cdot \ell}$, Па);

2. Величина оптимального зазора определяется из выражения

$$S_{opt} = 2\sqrt{hS}, \text{ (мкм)}, \quad (4.2)$$

где: h – толщина масляного слоя в месте наибольшего сближения поверхности вала и подшипника в рабочем состоянии, м;

S – зазор между валом и подшипником в состоянии покоя, м;

3. Определяем величину среднего зазора для выбора посадки

$$S_{cp} = S_{omm} - S_t, \text{ (мкм)}, \quad (4.3)$$

$$\text{где: } S_t = (\alpha_D - \alpha_d) \cdot (t_n - 20)d, \text{ (мкм)}, \quad (4.4)$$

где: α_D - коэффициент линейного расширения материала втулки (для бронзы БрАЖ9 – 4: $\alpha_D = 17,8 \cdot 10^{-6}$);

α_d - коэффициент линейного расширения материала вала (для стали 40: $\alpha_d = 12,4 \cdot 10^{-6}$);

t_n - рабочая температура подшипника: 50°C .

4. По таблице стандартов (таблица приложение Г1) выбираем посадку, исходя из условия

$$S_{cp.cm.} \approx S_{cp}, \quad (4.5)$$

$$K = \frac{S_{cp}}{TS} > 1, \quad (4.6)$$

где: $S_{cp.cm.}$ - средний зазор стандартной посадки;

TS - допуск посадки;

K - коэффициент относительной точности, (не следует выбирать посадку с $K < 1$, т.к. это приводит к значительному уменьшению толщины масляного слоя, снижению относительного эксцентриситета и потере устойчивости в работе).

5. Затем определяем наименьший слой смазки при наибольшем зазоре выбранной посадки

$$h_{\min} = \frac{hS}{S_{\max cm} + 2(Rz_D + Rz_d)}, \text{ (мкм)}. \quad (4.7)$$

6. Проверяем достаточность слоя смазки

$$h_{\min} \geq Rz_D + Rz_d. \quad (4.8)$$

7. Чертим схему полей допусков выбранной посадки.
8. Затем чертим сопряжение в сборе и подетально.
9. Назначаем окончательную обработку вала и отверстия (Приложение Б1).
10. Выбираем универсальные средства измерений для отверстия и вала (Приложения Б2, Б3, Б4) исходя из условия

$$\Delta \ell_{im} \leq \sigma_{изм}. \quad (4.9)$$

Пример

Исходные данные к заданию: $d = 50$ мм; $\omega = 340$ рад/с; $\eta = 0,014$ Па·с;
 $q = 1,6 \cdot 10^6$; $l = 40$ мм; $Rz_D = 2,5$ мкм;
 $Rz_d = 2,5$ мкм; Система отверстия (СН).

Решение

1. Находим величину произведения hS

$$hS = \frac{0,52(50 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 340 \cdot 0,014}{1,6 \cdot 10^6} \cdot \frac{40 \cdot 10^{-3}}{(50 + 40) \cdot 10^{-3}} = 1718,89 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2.$$

2. Величина оптимального зазора

$$S_{opt} = 2\sqrt{1718,89 \cdot 10^{-6}} = 82,9 \cdot 10^{-6} \text{ м} \approx 83 \text{ мкм}$$

3. Определяем величину температурного зазора

$$S_t = (17,8 \cdot 10^{-6} - 12,4 \cdot 10^{-6}) \cdot (50 - 20) \cdot 50 \cdot 10^{-3} = 8100 \cdot 10^{-9} \text{ м} = 8,1 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 8,1 \text{ мкм};$$

Тогда величина расчетного среднего зазора равна

$$S_{cp} = 83 - 8,1 = 74,9 \text{ мкм}.$$

4. По таблице стандартов (Приложение Г1) выбираем посадку, исходя из условия (4.5)

$$S_{cp.ст.} \approx S_{cp}.$$

Этому условию удовлетворяет посадка $\varnothing 50 \frac{H7}{e7} \frac{\left(\begin{smallmatrix} +0,025 \\ -0,050 \end{smallmatrix} \right)}{\left(\begin{smallmatrix} -0,075 \end{smallmatrix} \right)}$.

$S_{\min}=50$ мкм, $S_{\max}=100$ мкм, $TS = 50$ мкм, $S_{cp}=150$ мкм,

$K=150/50=3 > 1$.

5. Затем определяем наименьший слой смазки при наибольшем зазоре выбранной посадки

$$h_{\min} = \frac{1718,89 \cdot 10^{-12}}{(100 + 2(2,5 + 2,5)) \cdot 10^{-6}} = \frac{1718,89 \cdot 10^{-12}}{110 \cdot 10^{-6}} = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 15,6 \text{ мкм.}$$

6. Проверяем достаточность слоя смазки

$$15,6 \text{ мкм} > 2,5 + 2,5 = 5 \text{ мкм.}$$

7. Чертим схему полей допусков выбранной посадки.

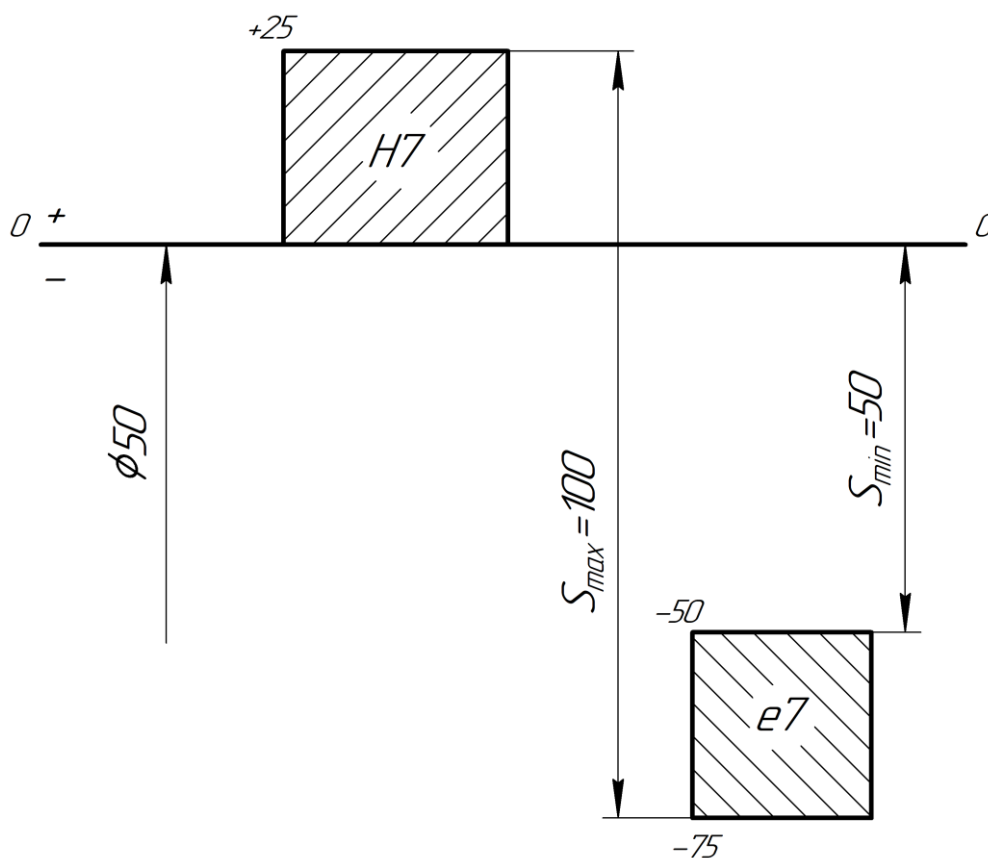


Рисунок 4.1 - Схема полей допусков для сопряжения $\phi 50 \frac{H7}{e7}$

8. Затем чертим сопряжение в сборе и подетально.

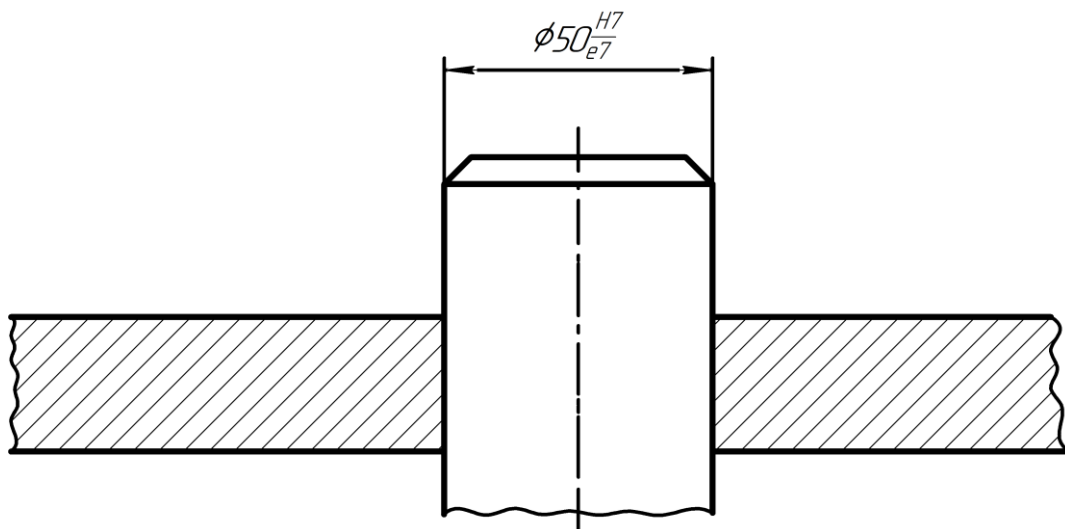


Рисунок 4.2 - Обозначение посадки с гарантированным зазором на сборочном чертеже

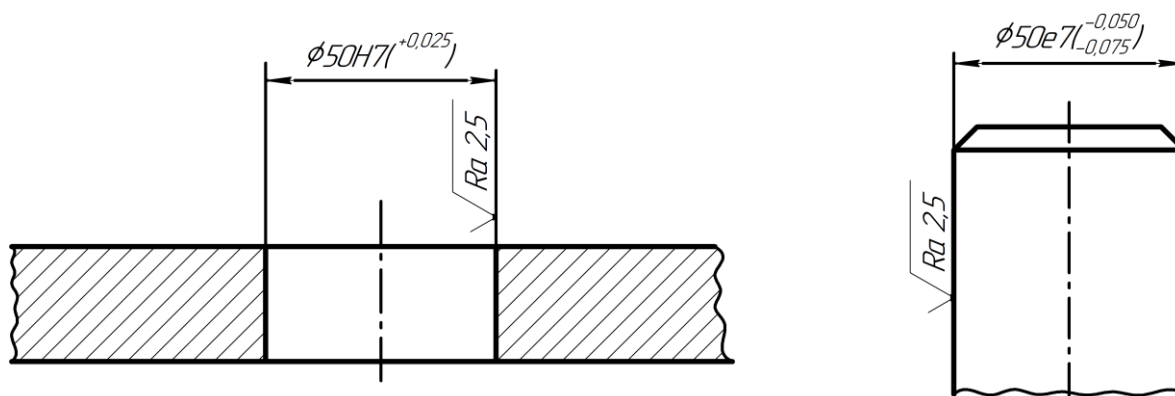


Рисунок 4.3 - Обозначение допусков размеров на деталировочных чертежах

9. Назначаем окончательную обработку вала и отверстия (Приложение Б1): для вала – обтачивание чистовое ($e7$ – шероховатость 2,5 мкм), для отверстия – растачивание чистовое ($H7$ – шероховатость 2,5 мкм).
10. Выбираем универсальные средства измерения для отверстия и вала:
 - а) для отверстия выбираем (Приложения Б2, Б3, Б4) индикаторный нутромер с ценой деления 0,001 мм ($5 \text{ мкм} < 7 \text{ мкм}$);
 - б) для вала выбираем микрометр с ценой деления 0,01 мм при работе в стойке ($5 \text{ мкм} < 7 \text{ мкм}$).

ЗАДАНИЕ 5

Расчет и выбор посадок с гарантированным натягом

Ц е л ь з а д а н и я

Научиться рассчитывать и выбирать стандартные посадки для сопряжений с гарантированным натягом.

Общие сведения

Натяг – положительная разность размеров вала и отверстия.

Посадки с натягом предназначены для получения неразъемных соединений с высокой степенью центрирования, в которых относительная неподвижность деталей при работе механизма обеспечивается только за счет сил трения, возникающих на контактных поверхностях под действием упругих деформаций, создаваемых натягом. Посадки с натягом удобнее характеризовать группами в зависимости от среднего относительного натяга. Средний относительный натяг подсчитывают как частное от деления значения средневероятного натяга той или иной посадки в данном интервале размеров на среднее значение размера того же интервала ($N_{m \text{ отн}}$).

Посадки при $N_{m \text{ отн}} > 1,5$ применяются при напряженных режимах работы, когда на соединение действуют большие, в том числе динамические нагрузки (вагонные колеса на осях, бронзовые венцы со стальными ступицами червячных колес, составные коленчатые валы и т.п.). Из рассматриваемых посадок получили наибольшее применение $\frac{H7}{u7}$ и в особенности $\frac{H8}{u8}$.

Таблица 5.1 - Варианты задания

№ варианта	Номинальный размер соединения, D, мм	Внутренний диаметр, d ₁ , мм	Наружный диаметр втулки, d ₂ , мм	Длина сопряжения, l, мм	Материал		Передаваемый крутящий момент, M _{кр} , Н·м	Осевое сдвигающее усилие, P, кН	Шероховатость поверхности, мкм	
					втулки	вала			отверстия Rz _D	вала Rz _d
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	80	-	150	120	сталь 30	сталь 30	1200	-	3,2	3,2
2	220	55	240	110	сталь 40	сталь 35	-	20	1,0	2,0
3	40	20	120	60	сталь 35	сталь 30	-	16	3,2	3,2
4	60	30	96	75	сталь 15Г	сталь 15Г	120	40	2,5	1,25
5	45	20	75	60	сталь 25	сталь 30	140	-	3,2	3,2
6	75	35	125	80	сталь 15Г	сталь 15Г	120	20	1,25	3,2
7	50	20	80	75	сталь 40	сталь 40	350	-	3,2	2,0
8	80	-	150	140	сталь 35	сталь 35	1800	10	3,2	1,25
9	35	15	60	50	сталь 15	сталь 15	380	-	3,2	3,2
10	100	50	170	110	сталь 50	сталь 50	6200	-	1,25	2,5
11	100	50	170	110	сталь 40	сталь 40	1520	40	1,0	2,0
12	40	-	80	60	сталь 35	сталь 35	185	40	2,5	1,25

Продолжение таблицы 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
13	50	-	80	75	сталь 20	сталь 20	250	-	3,2	1,25
14	90	45	150	100	сталь 40	сталь 40	2500	10	2,5	1,25
15	75	35	125	80	сталь 30Г	сталь 30Г	290	60	1,25	1,25
16	80	40	160	160	сталь 40	сталь 40	275	-	2,5	2,5
17	40	-	60	60	сталь 45	сталь 45	250	-	3,2	6,3
18	60	30	95	70	сталь 25	сталь 30	120	30	2,5	1,25
19	75	35	125	80	сталь 15Г	сталь 15Г	1050	10	1,25	1,25
20	100	60	240	50	сталь 45	сталь 40	80	60	2,5	1,25
21	200	50	240	100	сталь 35	сталь 35	-	22	1,25	1,25
22	80	40	130	90	сталь 25	сталь 30	1270	-	2,5	1,25
23	45	20	75	60	сталь 35	сталь 35	575	10	1,25	1,25
24	35	25	80	35	сталь 30	сталь 45	8	5	1,25	1,25
25	40	25	85	35	сталь 40	сталь 30	18	4	2,5	1,25

Посадки при $1,5 \geq N_{\text{м отн}} > 0,8$ применяют при умеренных относительно спокойных нагрузках (втулки подшипников скольжения в отверстиях зубчатых колес, шкивов, различных рычагов, головках шатунов, поршневых насосах и др.). В некоторых случаях их используют с дополнительным креплением для соединений, воспринимающих тяжелые нагрузки, когда другие посадки не допустимы по условиям прочности деталей. Эти посадки предусмотрены для деталей высокой точности (валы квалитетов 5 – 7, отверстия – 6 – 7), предпочтительными из них являются $\frac{H7}{r6}, \frac{H7}{s6}$.

Посадки при $N_{\text{м отн}} \leq 0,8$ характеризуются минимальными гарантированными натягами и установлены в наиболее точных квалитетах. Их применяют, когда крутящие моменты или осевые усилия невелики, преимущественно при статических нагрузках (опорные штыри, установочные пальцы в приспособлениях, втулки, кольца, клапанные седла в корпусах и т.п.). Предпочтительными являются посадки $\frac{H7}{r6}, \frac{P7}{h6}$. Они обеспечивают высокую степень центрирования деталей. В ответственных случаях используют дополнительное крепление (штифты, шпонки и др.). При необходимости такие соединения можно разобрать и вновь запрессовать те же детали.

В связи с многочисленностью факторов, обуславливающих прочность прессовых соединений (материал, размеры и конфигурация деталей и др.), параметры посадок с гарантированным натягом обязательно рассчитывают.

Основная задача расчета – определить минимально необходимый натяг N_{min} , обеспечивающий прочность соединения в условиях максимально возможного нагружения, и максимально допустимый натяг N_{max} , определяемый прочностью деталей (втулка и ступица может лопнуть, тонкостенный вал смяться). Возможны и другие задачи: определение наибольшей нагрузки, допустимой для той или иной стандартной посадки; вычисление напряжений и деформаций в деталях заданного прессового соединения; нахождение усилия

при силовом способе сборки или температурного перепада при тепловом способе сборки; определение усилия распрессовки.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены посадки с гарантированным натягом?
2. Что такое натяг?
3. Какие посадки применяются при напряженных режимах работы, когда на соединение действуют большие, в том числе динамические нагрузки?
4. Посадки вида $\frac{H7}{p6}$, $\frac{P7}{h6}$ применяются в каких случаях?
5. Назовите примеры применения посадок вида $\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{s6}$.
6. Какие посадки используются для деталей высокой точности?
7. В каких случаях применяются посадки вида $\frac{H8}{u8}$?
8. Какие посадки обеспечивают высокую степень центрирования деталей?
9. Какая основная задача расчета посадок с натягом?
10. Укажите способы сборки посадок с натягом.

Методические указания к выполнению

1. Сначала необходимо определить величину удельного контактного эксплуатационного давления при совместном воздействии крутящего момента и осевого усилия

$$P_{\Sigma} = \frac{n \cdot \sqrt{\frac{(2M_{кр})^2}{D^2} + P^2}}{\pi \cdot D \cdot \ell \cdot f}, \quad (5.1)$$

где $n = 1,5 - 2$ – коэффициент запаса прочности соединения на случай возможных перегрузок и воздействия вибрации.

При действии только крутящего момента

$$P_{\text{э}} = \frac{2M_{\text{сп}} \cdot n}{\pi \cdot D^2 \cdot \ell \cdot f}. \quad (5.2)$$

2. Определяем величину наименьшего натяга (мкм)

$$N_{\text{min}} = P_{\text{э}} \cdot \left(\frac{CD}{E_D} + \frac{Cd}{E_d} \right) \cdot D, \quad (5.3)$$

где E_D и E_d – модули упругости материалов, соединяемых деталей (для стали $2,06 \cdot 10^{11}$ Па);

C_D и C_d – коэффициенты Ляме, определяемые по формулам

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} + \mu_D, \quad (5.4)$$

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{D} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{D} \right)^2} - \mu_d, \quad (5.5)$$

где μ_D, μ_d – коэффициенты Пуассона для металлов вала и втулки.

3. Вычисляем величину расчетного натяга с учетом наличия шероховатости вала и втулки

$$N_{\text{расч}} = N_{\text{min}} + 1,2 \cdot (Rz_D + Rz_d). \quad (5.6)$$

4. Натяги, определенные до сборки сопряжения, после запрессовки изменяются из-за смятия неровностей на контактных поверхностях соединяемых деталей, различия рабочей температуры и температуры сборки, а также различия коэффициентов линейного расширения материала деталей и других причин. Эти изменения учитывают соответствующие поправки:

u – поправка, учитывающая смятие неровностей поверхностей;

u_t – температурная поправка.

Для материалов с одинаковыми механическими свойствами поправка определяется по формуле

$$u = 2k \cdot (Rz_D + Rz_d). \quad (5.7)$$

При одинаковой температуре втулки и вала, одинаковом материале изготовления температурная поправка приближается к нулю.

Таким образом, поправки уменьшают первоначально вычисленный натяг, поэтому расчетные натяги увеличивают на величину поправок и получают функциональный натяг

$$N_F = N_{расч} + u + u_t + \dots \quad (5.8)$$

5. По таблицам стандартов (Приложение Д1) выбираем посадку, удовлетворяющую условию

$$N_{\min cm} \geq N_F, \quad (5.9)$$

6. Определяем наибольшее удельное давление на сопрягаемых поверхностях при наибольшем натяге выбранной посадки

$$P_{\max} = \frac{N_{\max cm} - 1,2 \cdot (Rz_D + Rz_d)}{D \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)}. \quad (5.10)$$

7. Вычислим наибольшее напряжение во втулке

$$\sigma_D = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} \cdot P_{\max}. \quad (5.11)$$

8. Проверим прочность втулки при наибольшем напряжении

$$[\sigma_T]_D \geq \sigma_D. \quad (5.12)$$

9. Построим схему полей допусков выбранной посадки в произвольном масштабе.

10. Вычертим эскизы сопряжения в сборе и подетально с обозначением посадок и допусков.

11. Назначаем вид окончательной обработки вала и отверстия (Приложение Б1).

12. Выберем универсальные средства измерения для вала и отверстия (Приложения Б2 – Б4).

ПРИМЕР

Исходные данные: $D = 80$ мм; $d_2 = 100$ мм; $d_1 = 60$ мм; $l = 60$ мм;
 $M_{кр} = 600$ Нм; $Rz_D = Rz_d = 3,2$ мкм; $k = 0,25$; Марка стали 25.

Решение

1. Величина удельного контактного эксплуатационного давления, учитывая, что действует только крутящий момент, определяется по формуле

$$P_{\text{э}} = \frac{2M_{кр} \cdot n}{\pi \cdot D^2 \cdot \ell \cdot f},$$

$$P_{\text{э}} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 1,5}{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 0,08} = 18,66 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

2. Определяем величину наименьшего натяга, для чего определяем сначала коэффициенты Ляме для втулки и вала

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{80}{100} \cdot 10^{-3}\right)^2}{1 - \left(\frac{80}{100} \cdot 10^{-3}\right)^2} + 0,3 \approx 4,86.$$

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{60}{80}\right)^2}{1 - \left(\frac{60}{80}\right)^2} - 0,3 \approx 3,27.$$

$$N_{\min} = P_{\text{э}} \cdot \left(\frac{CD}{E_D} + \frac{Cd}{E_d}\right) \cdot D.$$

$$N_{\min} = 18,66 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{4,86 + 3,27}{2,06 \cdot 10^{11}}\right) \cdot 80 \cdot 10^{-3} \approx 5891,5 \cdot 10^{-8} \approx 58,9 \cdot 10^{-6} \text{ м} \approx \\ \approx 59 \text{ мкм.}$$

3. Вычисляем величину расчетного натяга с учетом наличия шероховатости вала и втулки

$$N_{\text{расч}} = 59 + 1,2 (3,2 + 3,2) = 66,68 \text{ мкм} \approx 67 \text{ мкм.}$$

4. Определяем поправку на смятие неровностей

$$и = 2 \cdot 0,25 \cdot (3,2 + 3,2) = 3,2 \text{ мкм.}$$

Тогда функциональный натяг равен

$$N_F = 67 + 3,2 = 70,2 \text{ мкм.}$$

5. По таблицам стандартов (Приложение Д1) выбираем посадку

$$\varnothing 80 \frac{H7}{u7} \frac{\left(\begin{array}{c} +0,030 \\ +0,132 \\ +0,102 \end{array} \right)}{\left(\begin{array}{c} +0,132 \\ +0,102 \end{array} \right)},$$

где: $N_{\min} = 72 \text{ мкм} > 70,2 \text{ мкм}$;

$$N_{\max} = 132 \text{ мкм.}$$

6. Определяем наибольшее удельное давление

$$P_{\max} = \frac{(132 - 1,2(3,2 + 3,2)) \cdot 10^{-6}}{80 \cdot 10^{-3} \left(\frac{4,86 + 3,27}{2,06 \cdot 10^{11}} \right)} = 0,39 \cdot 10^8 \approx 39 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

7. Вычислим наибольшее напряжение во втулке

$$\sigma_D = \frac{1 + \left(\frac{80}{100} \right)^2}{1 - \left(\frac{80}{100} \right)^2} \cdot 0,39 \cdot 10^6 = 177,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

8. Проверим прочность втулки из стали 25 (Приложение Д2)

$$[\sigma_T]_D = 280 \cdot 10^6 \text{ Па} > \sigma_D = 177,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

9. Построим схему полей допусков выбранной посадки в произвольном масштабе (рисунок 5.1).

10. Вычертим эскизы сопряжения в сборе и подетально с обозначением посадок и допусков (рисунки 5.2 и 5.3).

11. Вид обработки: для вала обтачивание чистовое, а для отверстия растачивание чистовое - шероховатость 3,2 мкм (Приложение Б1).

12. Выберем универсальные средства измерения для вала и отверстия (Приложения Б2 – Б4):

для измерения отверстия – индикаторный нутромер (9 мкм = 9 мкм);

– для вала – микрометр гладкий при работе в стойке (5 мкм < 9 мкм).

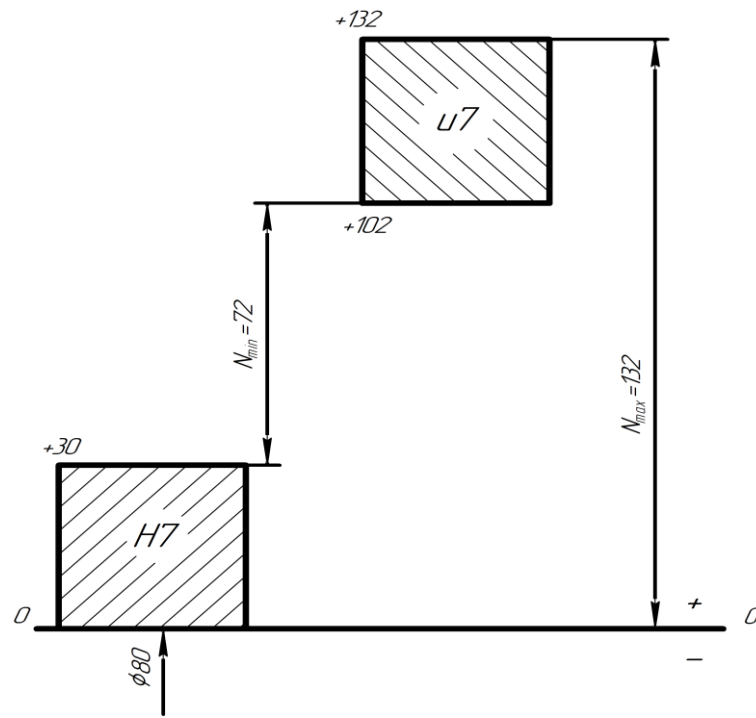


Рисунок 5.1 - Схема полей допусков сопряжения $\phi 80 \frac{H7}{u7}$

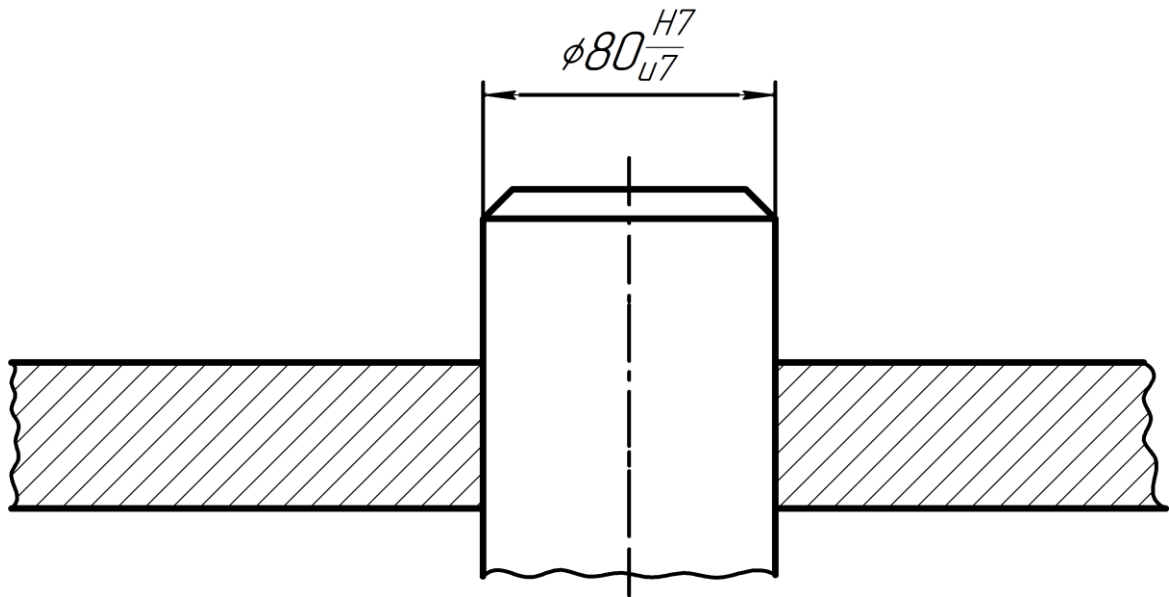


Рисунок 5.2 - Обозначение посадки с гарантированным натягом на сборочном чертеже

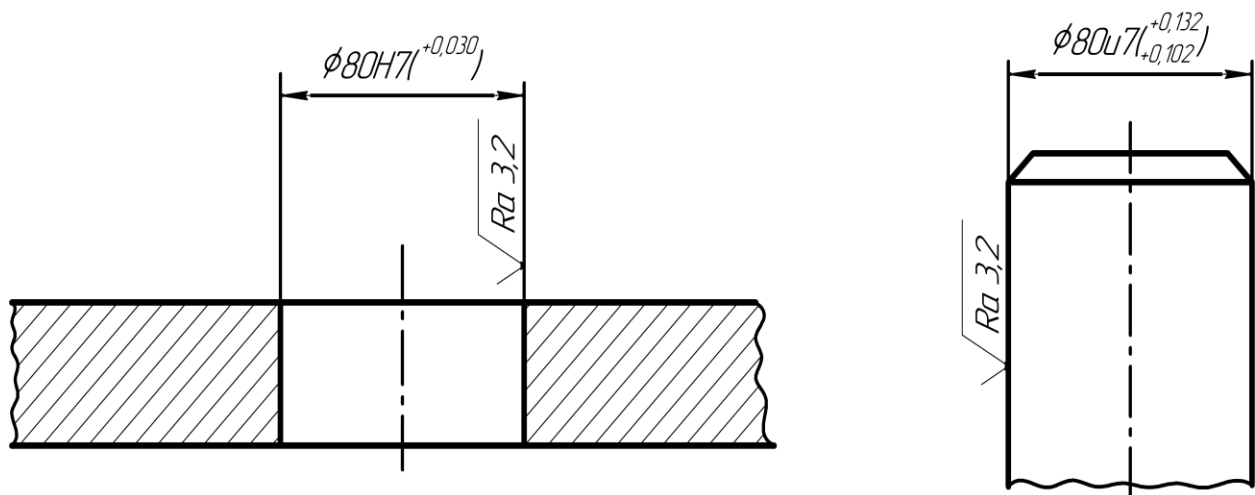


Рисунок 5.3 - Обозначение допусков размеров на детализовочных чертежах

ЗАДАНИЕ 6

Расчет и выбор посадок подшипников качения

Таблица 6.1 - Варианты задания

№№ вариантов	№№ подшипников	Радиальная реакция, R, Н	Характер нагрузки	Вид нагружения кольца	
				наружного	внутреннего
1	2	3	4	5	6
1	405	13000	умеренный	циркуляц.	-
2	406	1500	сильный	циркуляц.	-
3	407	1600	сильный	циркуляц.	-
4	408	3000	умеренный	-	циркуляц.
5	409	1800	умеренный	-	циркуляц.
6	410	3500	умеренный	-	циркуляц.
7	411	10000	сильный	-	циркуляц.
8	413	11000	сильный	-	циркуляц.
9	414	9000	умеренный	циркуляц.	-
10	415	10500	сильный	циркуляц.	-
11	416	3000	умеренный	циркуляц.	-
12	305	3200	сильный	-	циркуляц.
13	306	1800	сильный	-	циркуляц.
14	307	1700	умеренный	-	циркуляц.

Продолжение таблицы 6.1

1	2	3	4	5	6
15	308	2000	умеренный	-	циркуляц.
16	309	670	умеренный	-	циркуляц.
17	310	900	умеренный	-	циркуляц.
18	311	1000	умеренный	-	циркуляц.
19	312	4000	сильный	циркуляц.	-
20	313	4500	сильный	циркуляц.	-
21	314	1500	умеренный	циркуляц.	-
22	111	1800	умеренный	циркуляц.	-
23	112	900	умеренный	циркуляц.	-
24	113	2400	сильный	циркуляц.	-
25	114	2000	сильный	-	циркуляц.

Общие сведения

Подшипники качения – самые распространенные стандартные узлы с полной внешней взаимозаменяемостью. Это означает, что гарантируется полная взаимозаменяемость по посадочным поверхностям подшипника: наружной поверхности наружного кольца и отверстию внутреннего кольца. Взаимозаменяемость облегчает сборку машин, стабилизирует качество изделий, упрощает замену подшипников при ремонте.

По точности вращения, размеров и взаимного расположения поверхностей подшипники качения подразделяют по классам точности. Стандартами ГОСТ 520-2004 установлены пять таких классов, обозначаемых в порядке повышения точности: 0, 6, 5, 4, 2.

Класс точности подшипника назначают с учетом требований его точности, скорости вращения и других условий работы узла или машины в целом. В машиностроении обычно применяют подшипники нулевого класса. При повышенных требованиях к точности вращения вала (шпиндели точных станков и приборов) назначают 6-й и 5-й классы, а при необходимости высокой скорости и точности его вращения (шпиндели шлифовальных и прецизионных станков, высокооборотных двигателей и т.п.) – 5-й и 4-й. Подшипники 2-го

класса точности применяют для прецизионных приборных устройств, например, гироскопов.

Назначенный класс точности проставляют слева через тире перед условным обозначением подшипника: 6-205, 5-413, 210.

Государственные подшипниковые заводы выпускают подшипники универсального назначения, а требуемый характер соединения в каждом конкретном случае достигается за счет размеров шейки вала (посадка внутреннего кольца) или расточки корпуса (посадка наружного кольца). Вот почему соединение наружного кольца подшипника с расточкой корпуса выполняется в системе вала, а посадка подшипника на вал – в системе отверстия.

В то же время ажурная конструкция внутреннего кольца делает подшипник очень чувствительным к величине зазоров и особенно натягов. Стандартные рекомендуемые посадки оказываются малопригодными для соединения подшипника с валом из-за большой величины гарантированного натяга и его значительного колебания. Возникла необходимость в специальных подшипниковых посадках. Эти посадки получены самым экономичным способом: путем использования стандартных полей допусков валов, например, г6, к6, т6 и др., и поля допуска внутреннего кольца подшипника, расположенного не в плюс («в тело»), как у основного отверстия, а в минус.

Поля допусков средних диаметров наружного и внутреннего колец подшипника и по величине, и по расположению не совпадают с полями допусков основных деталей: основного вала и основного отверстия. В зависимости от класса точности подшипника установлено следующее обозначение этих полей допусков: среднего диаметра d_m внутреннего кольца подшипника: L0, L6, L5, L4, L2; среднего диаметра D_m наружного кольца подшипника: *l0, l6, l5, l4, l2*.

Выбор посадок колец подшипников определяется характером их нагружения. В зависимости от того, вращается или не вращается кольцо отно-

сительно действующей на него радиальной нагрузки, различают три вида нагружения: *местное, циркуляционное и колебательное*.

Местным называют такой вид нагружения кольца, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения этого кольца и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение имеет место, когда кольцо не вращается относительно действующей нагрузки.

Циркуляционным называют такой вид нагружения кольца, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка последовательно воспринимается всей окружностью дорожки качения и последовательно передается всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение возникает, когда кольцо вращается относительно радиальной нагрузки.

При одновременном действии постоянной по направлению силы F_r и вращающейся F_c , причем $F_r > F_c$, оно испытывает *колебательное* нагружение. В этом случае кольцо воспринимает равнодействующую силу F_{r+c} , ограниченным участком окружности дорожки и передает ее ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса.

При назначении посадок надо иметь в виду, что циркуляционное нагружение обеспечивает равномерный износ дорожки качения, т.е. подшипнику гарантируется расчетная долговечность. Местное нагружение приводит к интенсивному износу лишь небольшого участка дорожки качения кольца, при этом возникают колебания радиального зазора, повышенные динамические нагрузки и подшипник быстро выходит из строя.

Для создания оптимальных условий работы подшипника кольцо, испытывающее циркуляционное нагружение, соединяют с натягом или по переходной посадке, при работе узла оно не должно проворачиваться относительно присоединяемого элемента. Кольцо, испытывающее местное нагружение,

монтируют с зазором или по переходной посадке, добиваясь самопроизвольного периодического поворота его на небольшой угол. Тогда усилие будет восприниматься последовательно различными участками дорожки качения, что приводит к более равномерному износу и увеличению долговечности подшипника [9]. Для колец с колебательным нагружением рекомендуется применять переходные посадки.

Для создания необходимых условий эксплуатации подшипников качения к присоединяемым поверхностям: шейке вала и расточке корпуса – предъявляются дополнительные требования по шероховатости поверхности и погрешности формы.

Установлено, что для 0-го класса точности шероховатость посадочных поверхностей под подшипники качения должна быть $Ra \leq 1,25$ мкм для диаметров посадочных поверхностей до 80 мм, $Ra \leq 2,50$ мкм – свыше 80 до 500 мм.

Отклонения формы для подшипников 0-го и 6-го классов точности не превышают половины допуска на диаметр посадочной поверхности, для 5-го и 4-го – трети допуска, а для 2-го – его четверти.

Ц е л ь з а д а н и я

Научиться назначать посадки для деталей, сопрягаемых с подшипниками качения и обозначать их на чертежах.

Методические указания к выполнению

1. По приложению определить конструктивные размеры заданного подшипника (D , d , B , r) в соответствии с ГОСТ 8338 (Приложение Е1).

2. Посадку подшипников качения выбирают в зависимости от вида нагружения колец.

При циркуляционном нагружении колец подшипников посадки на вал и в корпус выбирают по величине интенсивности нагрузки на посадочной поверхности.

Интенсивность радиальной нагрузки определяют по формуле

$$P_R = \frac{R}{B - 2r} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \quad (6.1)$$

где: R – радиальная нагрузка на опору или реакция опоры на подшипник, кН;

B – ширина кольца, м;

R – радиус закругления фаски, м;

k_1 – динамический коэффициент, зависящий от характера нагрузки (при перегрузке до 150 % с умеренными толчками и вибрацией $k_1=1$; при перегрузке до 300%, сильных ударах и вибрации $k_1=1,8$);

k_2 – коэффициент ослабления посадочного места, учитывающий жесткость вала или корпуса (при сплошном вале $k_2=1$);

k_3 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки (для радиальных и радиально-упорных однорядных подшипников $k_3=1$).

По величине интенсивности радиальной нагрузки, используя таблицы приложения Е2, выбирается соответствующая посадка для циркуляционно нагруженного кольца. При местном виде нагружения кольца посадка выбирается по приложению Е3.

3. Предельные отклонения полей допусков деталей сопрягаемых с кольцами подшипников устанавливают по таблицам стандартов. Предельные отклонения внутреннего и наружного колец подшипников находят по таблицам ГОСТ 520-2004 или по приложению Е4.

4. Вычертить схему полей допусков.

5. Выполнить эскиз подшипникового узла и деталей, сопрягаемых с подшипниками. Отклонения формы и шероховатость посадочных поверхностей деталей, биение заплечиков валов и отверстий корпусов под подшипники

качения определяют по стандартам или по приложениям Е5 и Е6. Значение овальности и конусообразности округляют в меньшую сторону до ближайшего числа по стандарту (приложение Е7).

Пример

Исходные данные к заданию: конструктивные размеры подшипника

№ 318:

– $d = 90$ мм, $D = 190$ мм, $B = 43$ мм;

– $r = 4,0$ мм, $R = 20$ кН;

– $k_1 = 1,8$; $k_2 = 1$; $k_3 = 1$;

– Нагрузка внутреннего кольца циркуляционная.

Решение.

1. Интенсивность радиальной нагрузки

$$P_R = \frac{R}{B - 2r} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{20 \cdot 10^3}{(43 - 2 \cdot 4) \cdot 10^{-3}} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 1028,6 \text{ кН/м.}$$

2. Так как нагрузка циркуляционная, то по приложению Е2 поле допуска вала под внутреннее кольцо – $k6$. Поле допуска отверстия в корпусе под наружное кольцо (местно нагруженное – приложение Е3) – $Js7$.

3. Предельные отклонения размера внутреннего кольца: $90 L0_{(-0,020)}$; предельные отклонения размера наружного кольца: $190 I0_{(-0,030)}$; предельные отклонения размера вала: $90 k6_{(+0,025/+0,003)}$; предельные отклонения размера отверстия в корпусе: $190 Js7(\pm 0,023)$.

4. Схема полей допусков сопряжений: наружное кольцо – корпус на рисунке 6.1 и внутреннее кольцо – вал на рисунке 6.2.

5. Эскиз подшипникового узла на рисунках 6.3, 6.4 и 6.5.

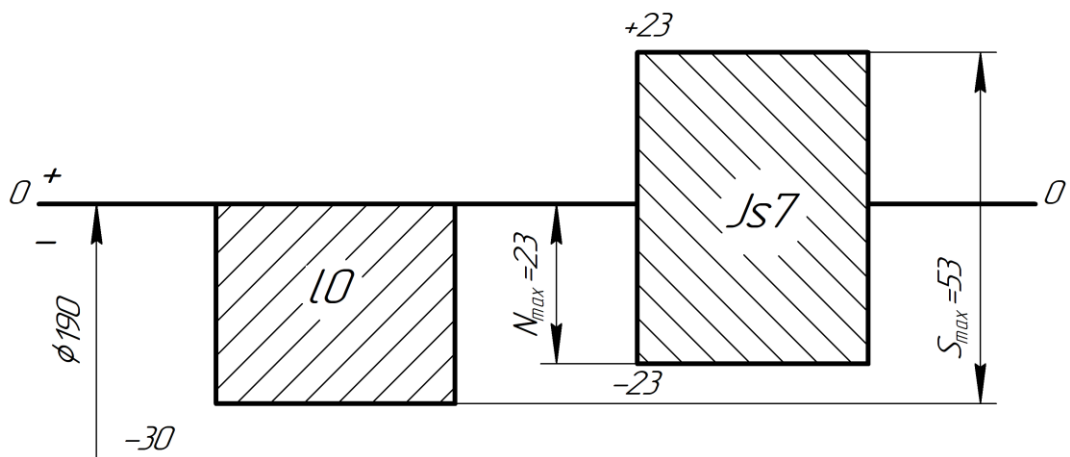


Рисунок 6.1 - Схема полей допусков сопряжения «наружное кольцо – отверстие в корпусе»

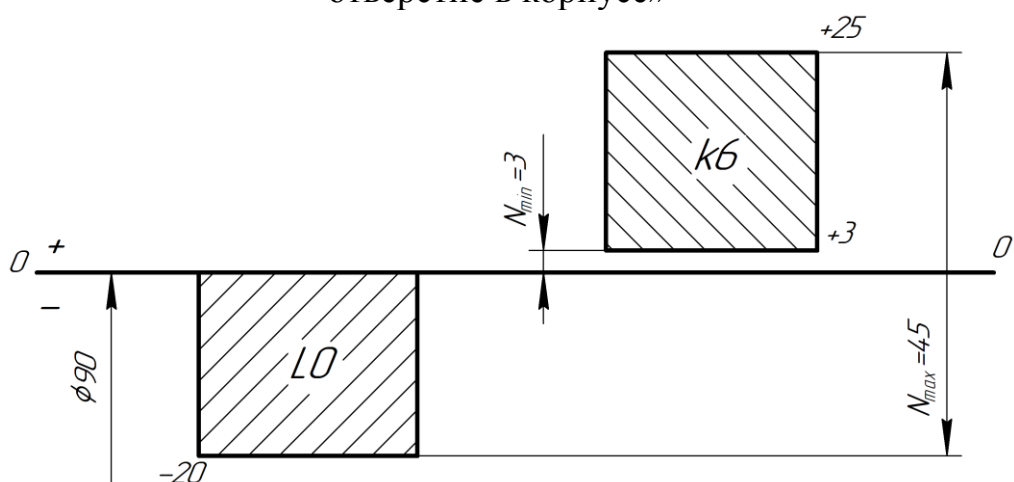


Рисунок 6.2 - Схема полей допусков сопряжения «внутреннее кольцо – вал»

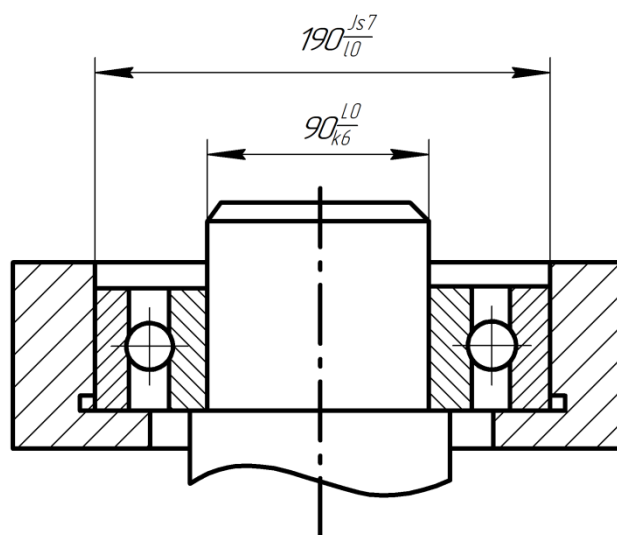


Рисунок 6.3 - Обозначение посадок на сборочном чертеже

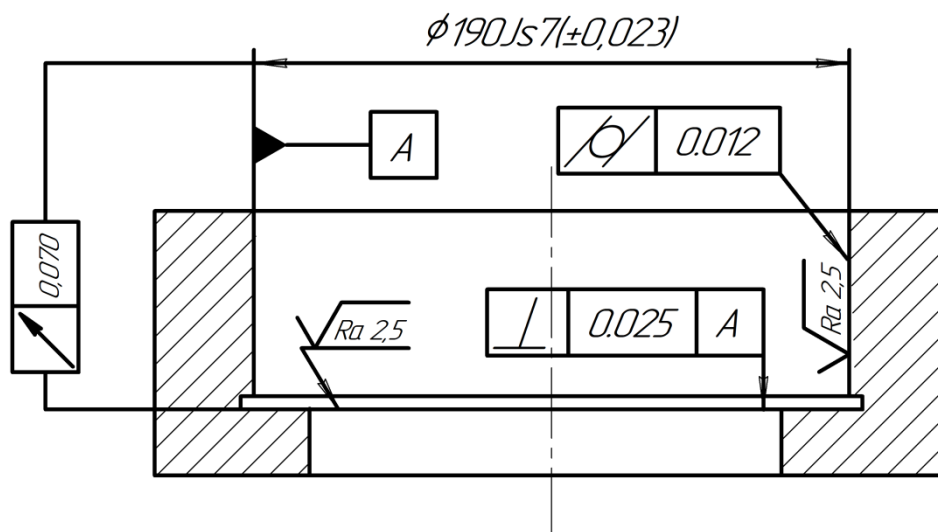


Рисунок 6.4 - Обозначение допусков размера отверстия в корпусе

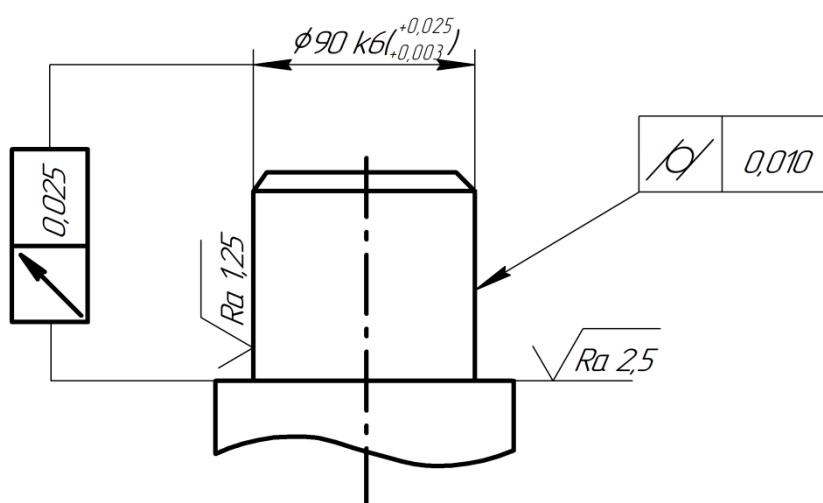


Рисунок 6.5 - Обозначение допусков размера вала

ЗАДАНИЕ 7

Допуски, посадки и предельные размеры шпоночного соединения

Таблица 7.1 - Варианты задания

№№ вариантов	Диаметр вала, мм	Назначение соединения	Конструкция шпонки
1	2	3	4
1	32	Тракторостроение	Призматическая
2	60	Тракторостроение	Призматическая
3	120	Направляющая	Призматическая
4	25	Направляющая	Сегментная
5	40	Общее машиностроение	Сегментная

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4
6	33	Общее машиностроение	Призматическая
7	54	Тракторостроение	Призматическая
8	51	Направляющая	Призматическая
9	88	Общее машиностроение	Сегментная
10	62	Общее машиностроение	Сегментная
11	30	Направляющая	Призматическая
12	35	Тракторостроение	Призматическая
13	39	Тракторостроение	Призматическая
14	27	Тракторостроение	Сегментная
15	30	Направляющая	Сегментная
16	40	Направляющая	Сегментная
17	50	Общее машиностроение	Сегментная
18	60	Общее машиностроение	Призматическая
19	70	Общее машиностроение	Призматическая
20	80	Тракторостроение	Призматическая
21	90	Направляющая	Сегментная
22	100	Направляющая	Сегментная
23	110	Тракторостроение	Призматическая
24	35	Общее машиностроение	Призматическая
25	45	Направляющая	Сегментная

Общие сведения

Шпоночные соединения предназначены для получения разъемных неподвижных соединений, передающих крутящие моменты. Кроме того, они допускают осевое перемещение сопряженных деталей.

Шпоночные соединения применяют в тех случаях, когда к точности центрирования не предъявляются высокие требования: для соединения с валами зубчатых колес, шкивов ременных передач, маховиков, рукояток и т.п. [9].

Стандартные шпонки по конструкции подразделяют на призматические, клиновые, сегментные и тангенциальные. Наиболее распространенные призматические шпонки (ГОСТ 23360-78). Основные размеры шпоночного соединения приведены на рисунке 7.1.

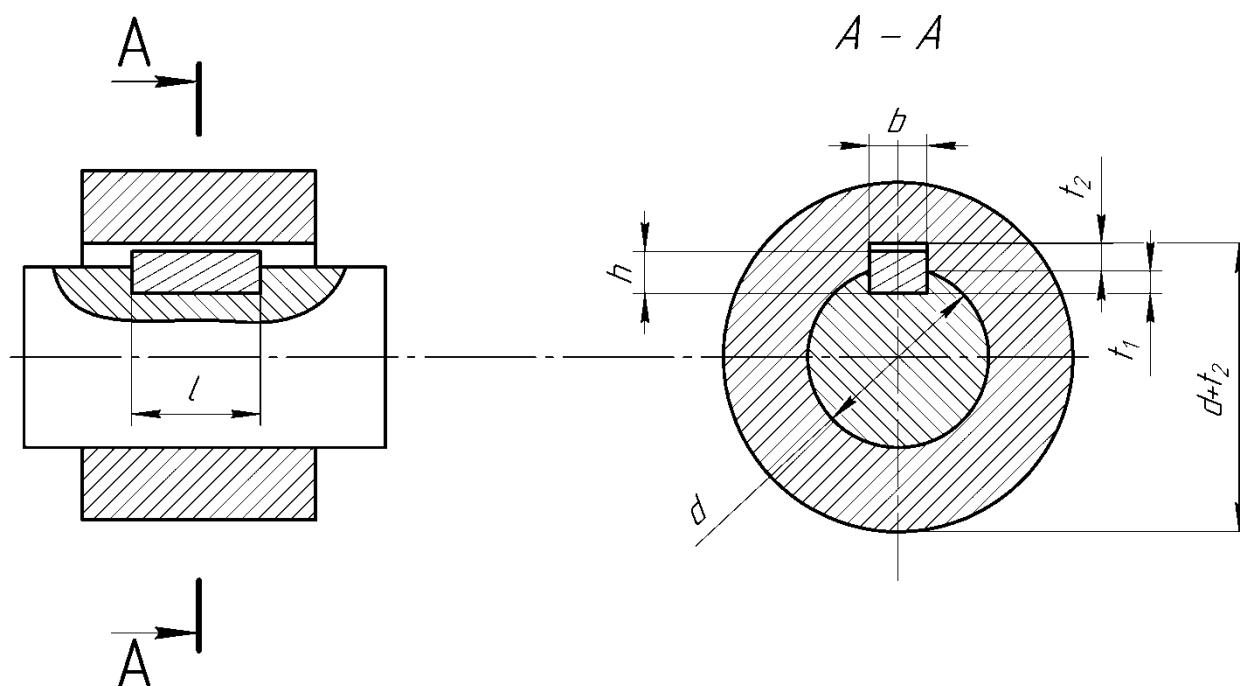


Рисунок 7.1 - Размеры шпоночного соединения с призматической шпонкой

Сечение шпонки $b \times h$ назначают в зависимости от диаметра цилиндрического соединения. Оно представляет собой соединение трех деталей, характер которого определяется сопряжениями шпонки по ширине b с пазами вала и втулки. Вид соединения выбирается в зависимости от его функционального назначения с учетом технологии сборки.

Соединение шпонки с пазом вала назначают с таким расчетом, чтобы при сборке узла шпонка не выпадала из паза. Сопряжение с пазом втулки обычно свободное. Следует отметить, что на характер соединения влияют не только предельные отклонения размеров сопрягаемых поверхностей, но и погрешности формы и расположения пазов.

Стандартом установлены три вида шпоночного соединения: **нормальное, свободное и плотное** (рисунок 7.2). Все они образованы в системе вала. Это обеспечивает постоянство размеров шпонок, возможность их стандартизации и централизованного производства [9].

Наиболее часто применяется **нормальное** шпоночное соединение (рисунок 7.2, б). С пазом вала шпонка соединяется переходной посадкой $N9/h9$

обычно с помощью медного молотка средней массы, а пазом втулки – по переходной посадке $J_s9/h9$, обеспечивающей теоретически около 99% зазора. Однако на характер этой посадки влияют неизбежные отклонения расположения пазов вала и втулки, в результате зазор оказывается недостаточным для компенсации этих погрешностей и втулка надевается на вал со шпонкой с определенным усилием.

Для облегчения сборки, что особенно важно в условиях массового производства, а также для возможности перемещения втулки вдоль вала со шпонкой (посадка с пазом втулки – $D10/h9$) при эксплуатации узла применяют **свободное** соединение со «скользящей шпонкой»: посадка с пазом вала $H9/h9$ (рисунок 7.2, а).

При передаче максимальных крутящих моментов и реверсивном вращении иногда используют **плотное** соединение (рисунок 7.2, в), сборка которого осуществляется с помощью тяжелого (свинцового) молотка, струбцин или прессы [9].

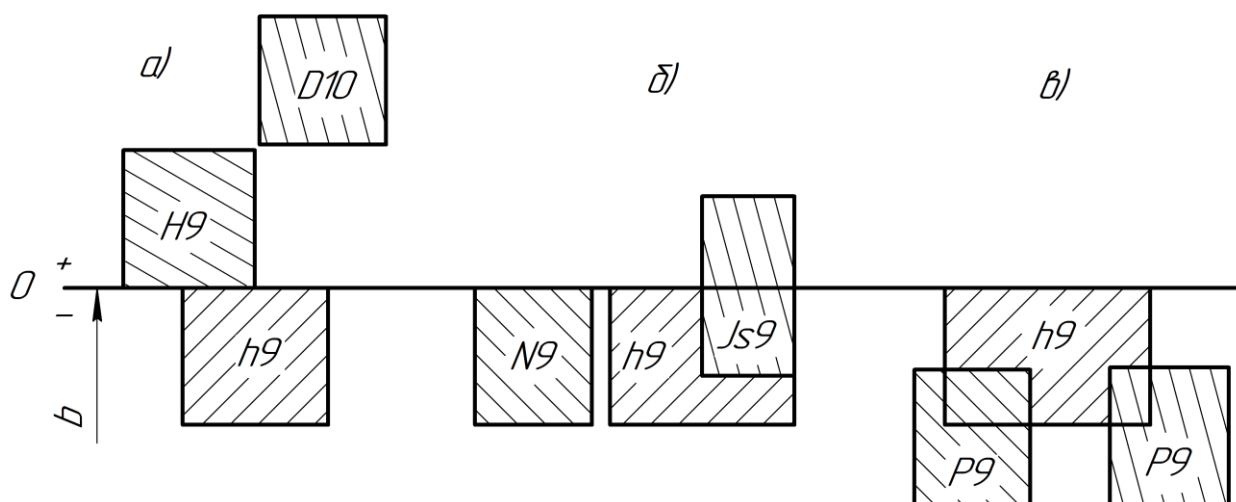


Рисунок 7.2 - Виды шпоночных соединений: а – свободное;

б – нормальное; в – плотное

Контроль шпоночного соединения. В единичном производстве размеры шпонки и пазов определяют универсальными измерительными средствами. В серийном производстве шпоночные соединения обычно контролируются комплектом калибров: ширина пазов вала и втулки – пластинками;

глубина паза на валу – калибром-глубиномером; глубина паза во втулке – глубиномером. Отклонения от симметричности паза втулки и паза вала проверяют комплексными калибрами, выполненными в виде пробки со шпонкой – для втулки, а призмы со стержнем – для вала. Комплексными калибрами контролируют расположение пазов после того, как определяют, что их ширина находится в пределах допуска. Оба комплексных калибра проходящие.

Достоинством шпоночного соединения являются простота конструкции и возможность изготовления пазов на валу и во втулке на универсальных станках общедоступным режущим инструментом. Однако оно имеет и ряд недостатков. Сравнительно глубокие пазы ослабляют сечение вала и втулки, наблюдаются смятие шпонки, концентрация напряжений, соединение характеризуется невысокой точностью центрирования деталей. Шпоночные соединения обычно применяют в тихоходных, слабо нагруженных передачах, а также в опытных машинах и агрегатах [9].

Ц е л ь з а д а н и я

1. Научиться выбирать посадки деталей шпоночных соединений, определять отклонения и обозначать все это на чертежах.
2. Научиться определять в соединениях зазоры или натяги.

Методические указания к выполнению

1. Определим основные размеры шпоночного соединения по приложениям Ж1 и Ж2 (в зависимости от конструкции шпонки), учитывая номинальный диаметр вала.
2. Выбираем поля допусков деталей шпоночного соединения (шпонки, паза на валу и во втулке) по ширине шпонки и приложениям Ж3 и Ж4.
3. Выбираем поля допусков и определяем по таблицам стандартов отклонения остальных параметров деталей шпоночного соединения.

4. Сводим все размеры шпоночного соединения в таблицу (см. таблица 7.2).

5. Чертим схему полей допусков всех деталей.

6. Рисуем эскизы шпоночного соединения и его деталей с указанием всех основных размеров и полей допусков с обозначениями.

ПРИМЕР

Исходные данные: шпонка призматическая, плотное соединение, диаметр вала 30 мм.

Решение

1. Определяем основные размеры шпонки по приложению Ж1.

Для диапазона диаметров свыше 22 до 30 мм находим размеры: ширина шпонки $b = 8$ мм; высота шпонки $h = 7$ мм; длина шпонки (принимая примерно $1,5 d$) $l = 45$ мм; глубина паза на валу $t_1 = 4,0$ мм; глубина паза во втулке $t_2 = 3,3$ мм.

2. Выбираем поля допусков (Приложение Ж3):

- по ширине шпонки $8 h9_{(-0,036)}$;
- по ширине паза на валу $8 P9_{(-0,051)}^{(-0,015)}$;
- по ширине паза во втулке $8 P9_{(-0,051)}^{(-0,015)}$.

3. Поля допусков посадочных размеров шпоночного соединения (Приложение Ж4):

- по высоте шпонки $7 h11_{(-0,090)}$;
- по длине паза на валу $45 H15^{(+1,0)}$;
- по длине шпонки $45 h14_{(-0,062)}$;
- по глубине паза на валу $4,0^{+0,2}$;
- по глубине паза во втулке $3,3^{+0,2}$.

4. Сведем все размерные характеристики в таблицу 7.2.

Таблица 7.2 - Размерные характеристики шпоночного соединения

Наименование размера	Номинальный размер, мм	Поле допусков	Предельные отклонения, мм		Предельные размеры, мм		Допуск размера, мм
			ΔS	ΔI	max	min	
Ширина шпонки	8	<i>h9</i>	0,000	-0,036	8,0	7,964	0,036
Высота шпонки	7	<i>h11</i>	0,000	-0,090	7,0	6,910	0,090
Ширина паза вала	8	<i>P9</i>	-0,015	-0,051	7,985	7,949	0,036
Ширина паза втулки	8	<i>P9</i>	-0,015	-0,051	7,985	7,949	0,036
Длина шпонки	45	<i>h14</i>	0,000	-0,620	45,0	44,38	0,62
Длина паза вала	45	<i>H15</i>	+1,0	0,000	46,0	45,0	1,0

Таблица 7.3 - Посадочные характеристики шпоночного соединения

Сопряжение	b	посадка	S_{max}	S_{min}	N_{max}	N_{min}	Допуск посадки
1	2	3	4	5	6	7	8
Шпонка – паз вала	8	<i>P9/h9</i>	0,021	-	0,051	-	0,072
Шпонка – паз втулки	8	<i>P9/h9</i>	0,021	-	0,051	-	0,072

5. Чертим схему полей допусков шпоночного соединения по ширине

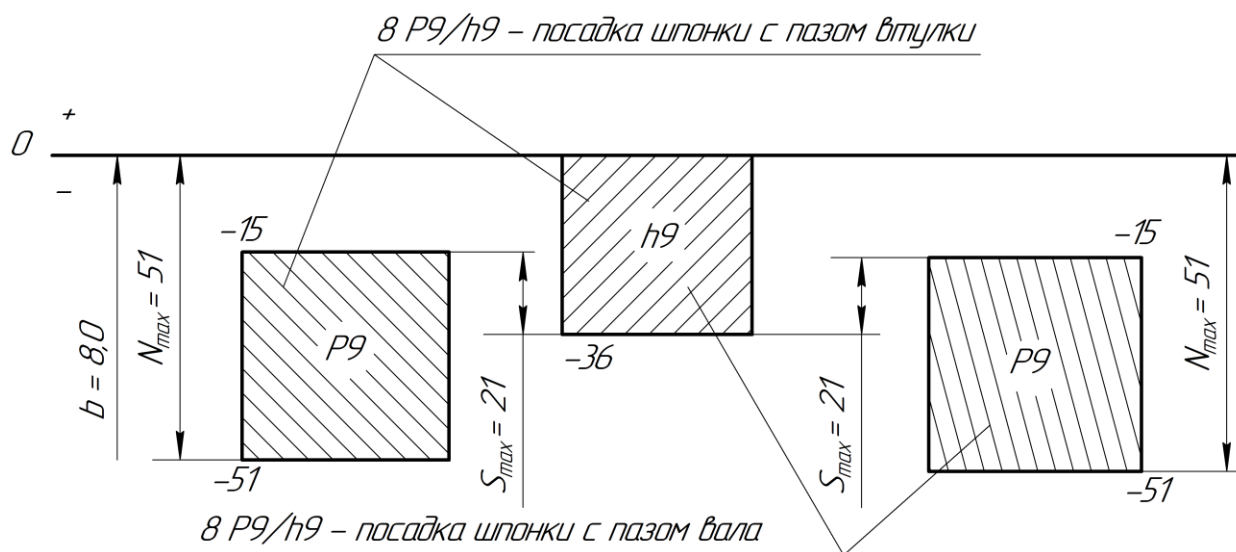


Рисунок 7.3 - Схема полей допусков шпоночного соединения

6. Выполним эскиз шпоночного соединения.

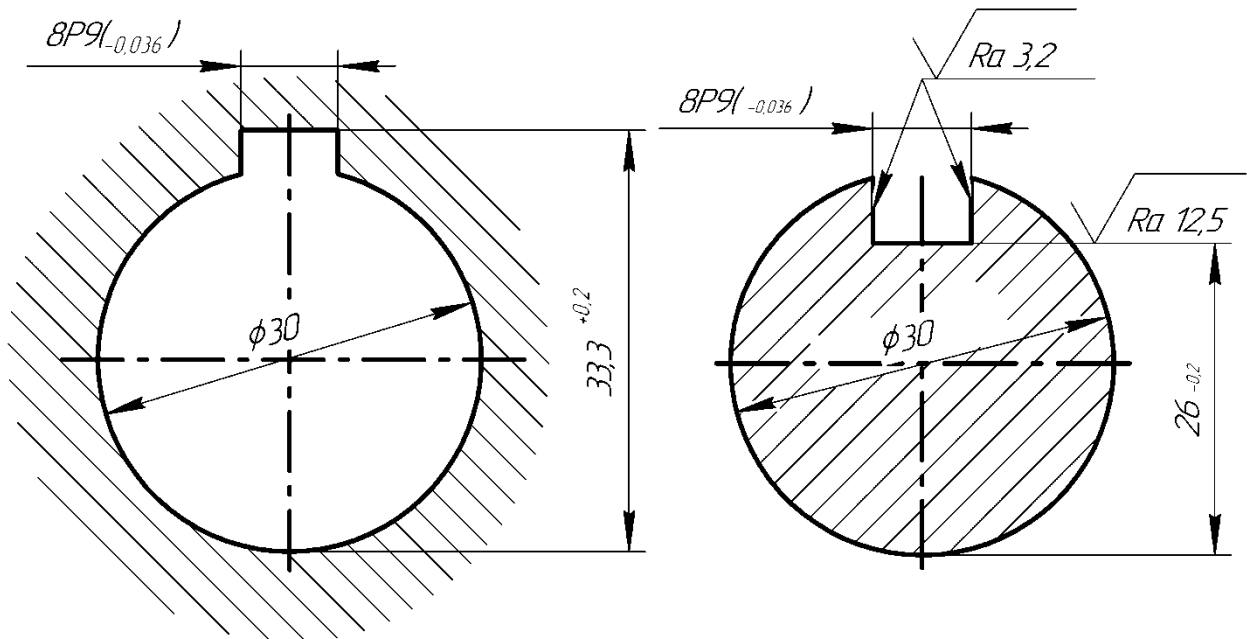


Рисунок 7.4 - Обозначение допусков шпоночного соединения по ширине на детализовочных чертежах

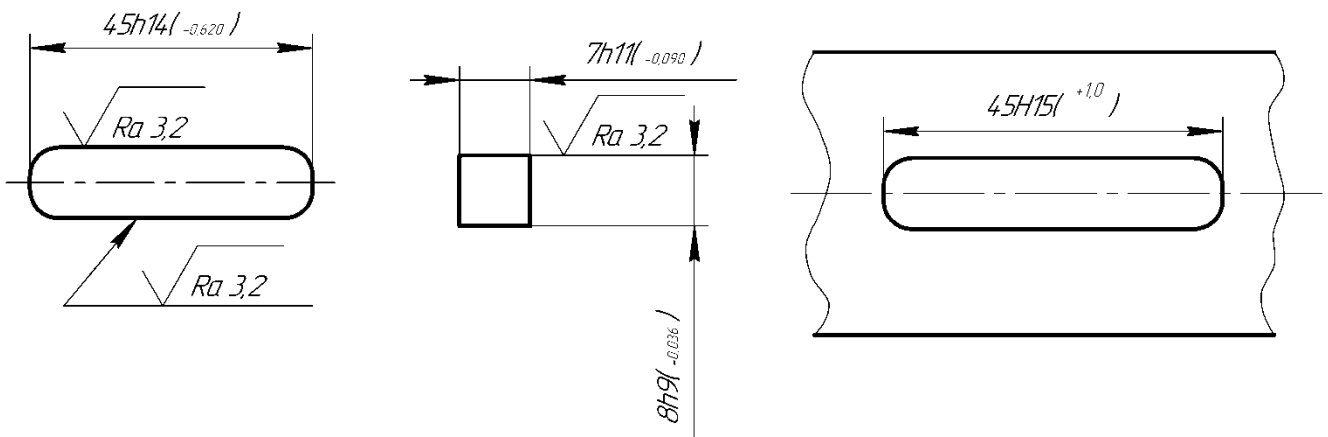


Рисунок 7.5 - Обозначение допусков размеров деталей шпоночного соединения

ЗАДАНИЕ 8

Определение допусков, посадок и предельных размеров прямобочного шлицевого соединения

Таблица 8.1 - Варианты задания

№ варианта	Условное обозначение деталей шлицевого соединения
1	D-10×92× 98 H7/g6 × 14 F8/e8
2	d-8×36 H7/g6 × 40 × 7 D9/js7
3	b-8×36× 40 × 7 F8/e8
4	d-8× 32 H7/ js7 × 38 × 6 F10/e8
5	D-8×46× 50 H8/h7 × 9 F10/f9
6	b-10×112×125 × 18 F10/h9
7	D-6×28×34 H8/e8 × 7 D9/d9
8	b-8×62×72 × 12D9/h8
9	d-6×28H7/e8 × 32 × 7 F8/f7
10	b-10×72×78 × 12 D9/ js7
11	D-8×36×40 H7/h6 × 7 F8/f7
12	d-8×36 H7/h6 × 42 × 7 F8/h7
13	d-8×56 H7/h7 × 62 × 10 F8/h8
14	D-10×82×88 H8/h7 × 12 D9/js7
15	d-8×52 H7/f7 × 58 × 10 D9/e8
16	D-10×92×98 H7/h6 × 14 F8/e8
17	b-10×72×78 × 12 D9/js6
18	d-8×42 H7/h6 × 46 × 8 F8/js7
19	b-8×46×50 × 9 D9/k7
20	D-10×18×23 H7/g6 × 8 F8/h8
21	d-10× 92 H7/h6 × 98 × 14 D9/k7
22	d-10× 82 H7/g6 × 92 × 12 F10/h9
23	b-10×102 × 112 × 8 H7/f7
24	D-8×56 ×65 H6/g5 × 12 D9/h9
25	D-16×72 × 82 H7/e8 × 7 F8/f7

Общие сведения

Шлицевое соединение обладает рядом преимуществ по сравнению со шпоночным. При одном и том же диаметре вала оно передает значительно больший крутящий момент, обеспечивает улучшение центрирования соединяемых деталей, в нем нет съемных деталей (шпонок), следовательно, облегчаются сборка и эксплуатация.

Широко используются шлицевые соединения прямобочного и эвольвентного профилей и изредка треугольного профиля, размеры которого не стандартизованы.

Прямобочное шлицевое соединение (ГОСТ 1139-80) может быть как неподвижным, так и подвижным, когда в процессе эксплуатации узла детали могут перемещаться относительно друг друга в осевом направлении. В зависимости от величины передаваемого крутящего момента и условий работы установлены три типа соединений: легкой, средней и тяжелой серии [9].

В шлицевых прямобочных соединениях применяют три способа центрирования: по наружному диаметру D , внутреннему d и по ширине шлицев b . При назначении способа центрирования следует иметь в виду, что точность выполнения центрирующих элементов должна быть достаточно высокой, а на остальные два параметра соединения задается значительно более широкий допуск. Посадка по нецентрирующим элементам должна быть с гарантированным зазором.

Наиболее технологичным является центрирование по наружному диаметру D . Требуемая точность получения наружного диаметра обеспечивается шлифованием шлицевого вала на обычном круглошлифовальном станке и обработкой шлицевой втулки протягиванием.

Иногда, прежде всего, при подвижном шлицевом соединении для повышения его износостойкости и долговечности приходится применять термообработку предварительно протянутых и отфрезерованных сопрягаемых дета-

лей. При этом происходит их деформация, и точность выполнения размеров соединения резко уменьшается. Точно обработать по наружному диаметру шлицы в закаленной до высокой твердости втулке невозможно. Приходится осуществлять центрирование по внутреннему диаметру d . Точная обработка по d шлицев в закаленной втулке обеспечивается внутренним шлифованием, а шлицевого вала – обработкой на специальном шлицешлифовальном станке. Обе чистовые операции весьма трудоемки, поэтому способ центрирования по d менее технологичен.

Центрирование по ширине шлица b не обеспечивает точного совмещения осей вала и втулки при сборке, однако позволяет наиболее равномерно распределить нагрузку между шлицами. Этот способ применяют при передаче больших крутящих моментов, особенно при знакопеременных нагрузках.

В условном обозначении прямобочного шлицевого соединения указываются центрирующий размер, число шлицев, номинальные размеры D , d и b , а после каждого из них – посадки. В обозначении допускается не указывать посадки нецентрирующих диаметров. На чертежах шлицевого вала или втулки вместо посадок обозначаются поля допусков.

Шлицевое эвольвентное соединение (ГОСТ 6033-80) отличается от прямобочного профилем зуба и представляет собой в перпендикулярном относительно оси сечения форму зуба зубчатого колеса. При этом зацепление происходит одновременно по всем зубьям. Оно превосходит прямобочное как с конструктивной, так и с технологической точек зрения: может передать больший крутящий момент из-за высокой прочности зуба, толщина которого увеличивается к основанию; благодаря плавным переходам профиля, характеризуется меньшей концентрацией напряжений у основания зуба; обеспечивает более точное центрирование деталей вследствие самоустановки под нагрузкой; все шлицевые валы одного модуля могут обрабатываться на зубофрезерных станках одним инструментом; могут использоваться отделочные операции, применяемые для зубчатых колес (зубошлифование, шевингование и др.) [9].

В шлицевом эвольвентном соединении три способа центрирования: по наружному и внутреннему диаметрам и по боковым сторонам зубьев. Стандарт рекомендует посадки по боковым поверхностям зубьев и наружному диаметру, а также поля допусков при центрировании по внутреннему диаметру (применяется реже). Обозначения полей допусков ширины впадины и толщины зуба отличаются от таковых на диаметральные размеры тем, что сначала указываются номер степени точности, а затем основное отклонение, например, *9g, 9H*.

Контроль шлицевого соединения. Точность выполнения элементов соединения, как и его собираемость, контролируется калибрами. Основная проверка на собираемость выполняется с помощью комплексных калибров. Это так называемые проходящие калибры (должны проходить через годную деталь), имеющие конфигурацию сопряженной шлицевой детали. Так, вал контролируется комплексным калибром, выполненным в виде шлицевой втулки, а втулка – калибром-пробкой, сходной со шлицевым валом. Прохождение калибра гарантирует как собираемость как по размерам элементов, так и по их расположению. Перед проверкой комплексными калибрами размеры отдельных элементов соединения контролируют обычными предельными калибрами – в этом случае только непроходными [9].

Ц е л ь з а д а н и я

1. Научиться ориентироваться в условных обозначениях шлицевых соединений и их элементов на чертежах и схемах.
2. Научиться устанавливать предельные размеры деталей и изображать схемы полей допусков, а также эскизы шлицевых соединений и отдельных деталей.

Методические указания к выполнению

- 1 Определим, к какой серии относится данное шлицевое соединение по приложению 32 и расшифруем его условное обозначение.

В случае прямобочного шлицевого соединения применяются три способа центрирования:

- по наружному диаметру;
- по внутреннему диаметру;
- по ширине зуба.

При центрировании по наружному диаметру D посадки рекомендуются по параметрам D и b . Для не центрирующего параметра d (внутреннего диаметра) посадка не предусмотрена и для размера вала указывается наименьший размер d_1 (см. Приложение 32), а втулка изготавливается в пределах поля допуска $H11$.

При центрировании по внутреннему диаметру d рекомендуются посадки по параметрам d и b . Для наружного диаметра D , являющегося не центрирующим параметром, рекомендована посадка $H12/a11$, которая обеспечивает большие зазоры.

При центрировании по параметру b , посадки рекомендуются только по данному параметру, по остальным не центрирующим параметрам (D и d) посадки назначаются аналогично рассмотренным выше случаям.

Условное обозначение прямобочного шлицевого соединения содержит:

- способ центрирования (указывается соответствующее обозначение параметра);
- число (количество) зубьев (шлицев);
- внутренний диаметр и посадку (посадка указывается в случаях, предусмотренных стандартами);
- наружный диаметр и посадку (посадка указывается в случаях, предусмотренных стандартами);
- ширину шлица и посадку (посадка указывается в случаях, предусмотренных стандартами).

Например, $d - 6 \times 24 H7/f7 \times 28 \times 4 D9/h9$. Если расшифруем данное обозначение, то получим: способ центрирования – по внутрен-

нему диаметру d ($d = 24\text{мм}$), посадка по $d - 24\text{ H7/f7}$, наружный диаметр $D = 28\text{мм}$, посадка по $D - 28\text{ H12/a11}$, ширина шлица $b = 4\text{мм}$, посадка по $b - 4\text{ D9/h9}$.

2 Определим по таблицам стандартов (Приложения А1, А2 и А3) предельные отклонения размеров элементов шлицевого соединения.

3 Изобразим схему полей допусков соединения.

4 Выполним сборочный и рабочие чертежи деталей шлицевого соединения. Параметры шероховатостей выберем по Приложению 31.

ПРИМЕР

Исходные данные: способ центрирования по наружному диаметру D .

Условное обозначение:

- $D - 8 \times 52 \times 58\text{ H8/e8} \times 10\text{ F8/h8}$;
- посадка по $D - \text{H8/e8}$;
- посадка по $b - \text{F8/h8}$.

Решение

1 По таблице приложения 32 определяем, что заданное шлицевое соединение относится к соединению легкой серии с шириной шлица $b = 10\text{ мм}$ и $d_1 = 49,7\text{ мм}$.

Условные обозначения:

- шлицевого соединения; $D - 8 \times 52 \times 58\text{ H8/e8} \times 10\text{ F8/h8}$
- шлицевого отверстия $D - 8 \times 52 \times 58\text{ H8} \times 10\text{ F8}$;
- шлицевого вала $D - 8 \times 52 \times 58\text{ e8} \times 10\text{ h8}$.

2. Определяем предельные отклонения размеров по таблицам стандартов (таблицы приложения А1-А3) и сводим в таблицу 8.2.

Таблица 8.2 – Параметры шлицевого соединения

Элементы шлицевого соединения	Номинальный размер и поле допуска	Предельные отклонения, мм		Предельные размеры, мм	
		ES (es)	EI (ei)	max	min
Центрирующие элементы					
Отверстие	58 H8	+0,046	0,000	58,046	58,000
Вал	58 e8	- 0,060	- 0,106	57,940	57,894
Ширина впадин втулки	10 F8	+0,035	+0,013	10,035	10,013
Толщина шлицев вала	10 h8	0,000	-0,022	10,000	9,978
Не центрирующие элементы					
Отверстие	52 H11	+0,190	0,000	52,190	52,000
Вал	49,7	-	-	-	49,7

3. Изобразим схему полей допусков соединения.

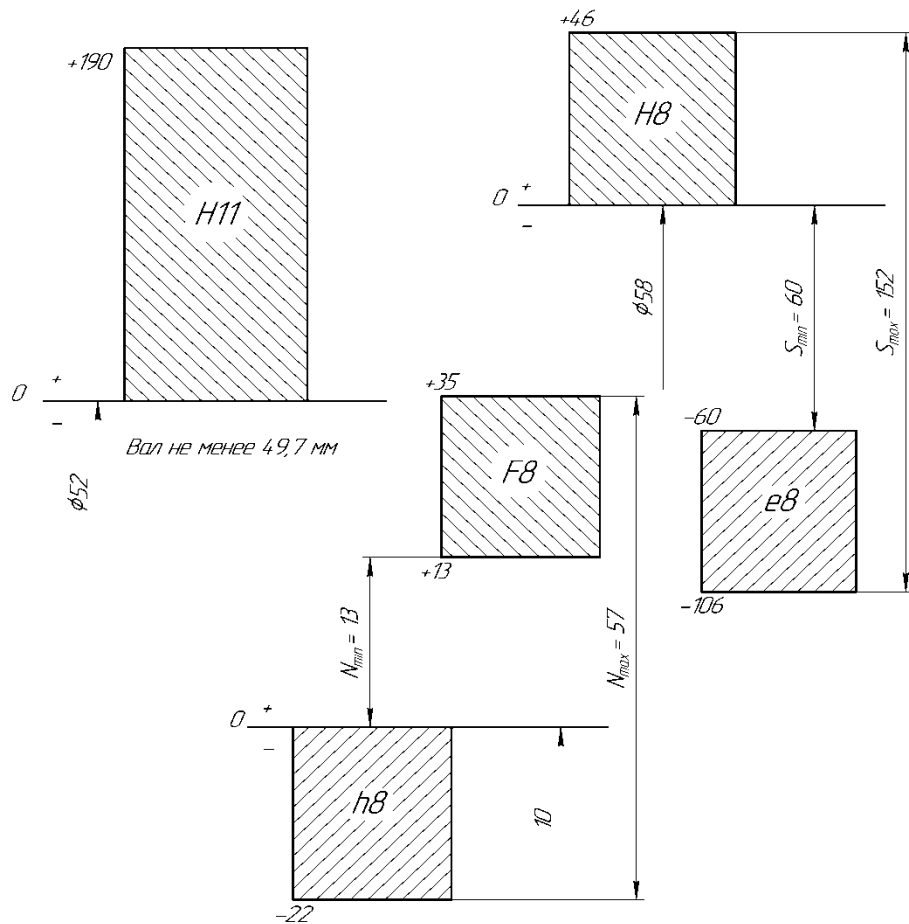


Рисунок 8.1 - Схема полей допусков деталей шлицевого соединения

Выполним сборочный и рабочие чертежи деталей шлицевого соединения (Рисунки 8.2 и 8.3).

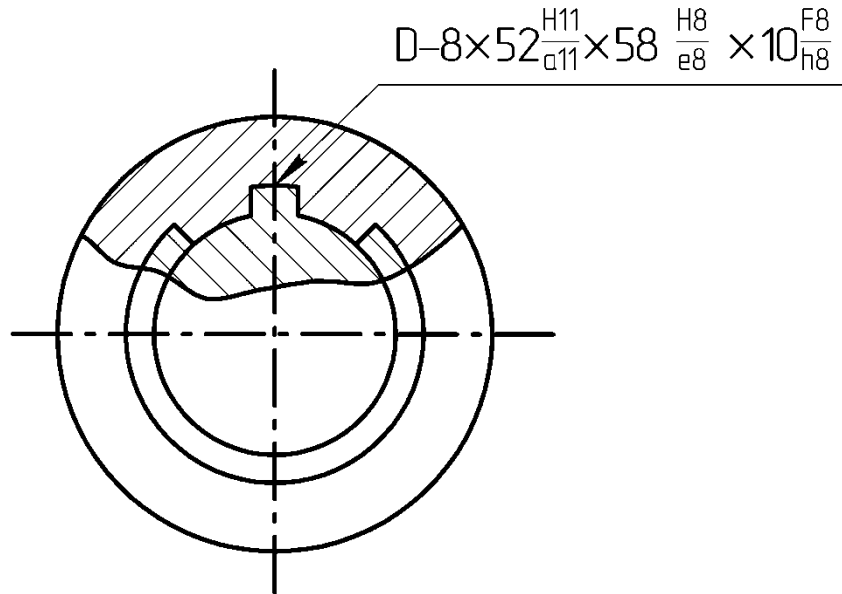


Рисунок 8.2 - Обозначение посадок на сборочном чертеже шлицевого соединения

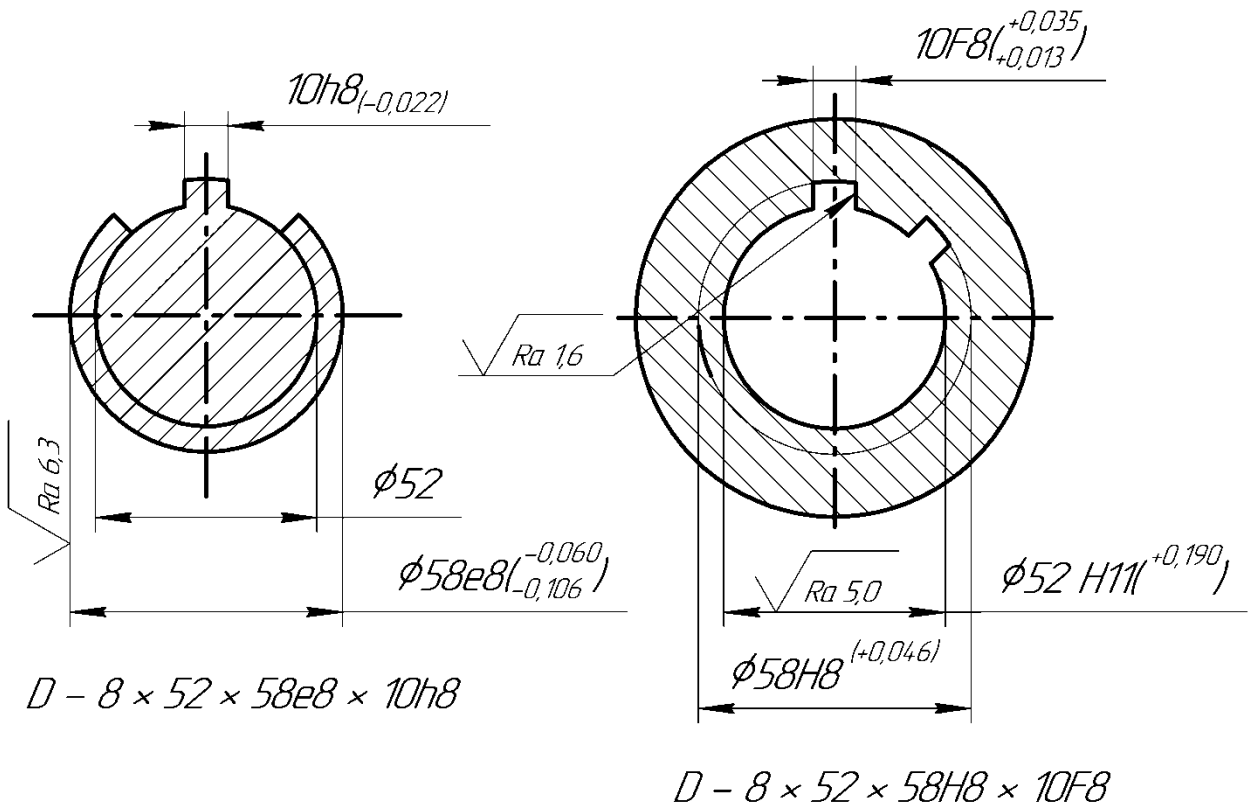


Рисунок 8.3 - Обозначение допусков и предельных отклонений на рабочих чертежах деталей шлицевого соединения

ЗАДАНИЕ 9

Расчет допусков размеров, входящих в размерные цепи

Таблица 9.1 - Варианты задания

Вариант	Чертеж	Замыкающий размер	Вариант	Чертеж	Замыкающий размер
1	1	$A_{\Delta} = 2 \pm 0,5$	26	4	$E_{\Delta} = 8 \pm 1,0$
2	2	$A_{\Delta} = 1^{+1,0}_{-0,5}$	27	3	$I_{\Delta} = 17 \pm 0,6$
3	3	$B_{\Delta} = 20 \pm 0,5$	28	2	$E_{\Delta} = 2_{-1,0}$
4	4	$A_{\Delta} = 43 \pm 1,0$	29	1	$E_{\Delta} = 1^{+0,4}$
5	1	$B_{\Delta} = 2 \pm 0,4$	30	4	$D_{\Delta} = 3^{+0,8}$
6	2	$B_{\Delta} = 5_{-1,0}$	31	3	$Ж_{\Delta} = 7 \pm 0,8$
7	3	$\Gamma_{\Delta} = 4 \pm 0,4$	32	2	$D_{\Delta} = 1_{-0,5}$
8	4	$B_{\Delta} = 1^{+1,0}$	33	1	$D_{\Delta} = 4^{+1,0}$
9	1	$B_{\Delta} = 2^{+0,6}$	34	4	$\Gamma_{\Delta} = 4^{+2,0}$
10	2	$B_{\Delta} = 5_{-1,0}$	35	3	$E_{\Delta} = 4 \pm 0,7$
11	3	$D_{\Delta} = 3 \pm 0,8$	36	2	$\Gamma_{\Delta} = 1^{+1,0}_{-0,5}$
12	4	$B_{\Delta} = 2 \pm 1,2$	37	1	$\Gamma_{\Delta} = 4_{-0,8}$
13	4	$E_{\Delta} = 8 \pm 1,0$	38	4	$E_{\Delta} = 8 \pm 1,0$
14	3	$I_{\Delta} = 17 \pm 0,6$	39	3	$I_{\Delta} = 17 \pm 0,6$
15	1	$D_{\Delta} = 4^{+1,0}$	40	2	$E_{\Delta} = 2_{-1,0}$
16	2	$\Gamma_{\Delta} = 1^{+1,0}_{-0,5}$	41	1	$E_{\Delta} = 1^{+0,4}$
17	1	$D_{\Delta} = 4^{+1,0}$	42	4	$D_{\Delta} = 3^{+0,8}$
18	4	$\Gamma_{\Delta} = 4^{+2,0}$	43	3	$Ж_{\Delta} = 7 \pm 0,8$
19	3	$E_{\Delta} = 4 \pm 0,7$	44	2	$D_{\Delta} = 1_{-0,5}$
20	2	$\Gamma_{\Delta} = 1^{+1,0}_{-0,5}$	45	3	$B_{\Delta} = 20 \pm 0,5$
21	1	$\Gamma_{\Delta} = 4_{-0,8}$	46	4	$A_{\Delta} = 43 \pm 1,0$
22	2	$D_{\Delta} = 1_{-0,5}$	47	1	$B_{\Delta} = 2 \pm 0,4$
23	1	$B_{\Delta} = 2^{+0,6}$	48	2	$B_{\Delta} = 5_{-1,0}$
24	3	$E_{\Delta} = 4 \pm 0,7$	49	3	$\Gamma_{\Delta} = 4 \pm 0,4$
25	2	$D_{\Delta} = 1_{-0,5}$	50	4	$\Gamma_{\Delta} = 4^{+2,0}$

При конструировании механизмов и машин, для обеспечения их собираемости, нормальной работы и взаимозаменяемости необходимо обеспечить согласованность размеров, допусков и отклонений между собой.

С этой целью производится размерный анализ - расчет размерных цепей. Он позволяет:

- установить количественную связь между размерами деталей машины, уточнить номинальные значения и допуски взаимосвязанных размеров, исходя из эксплуатационных требований, экономической точности обработки деталей и сборки машины;
- определить наиболее рентабельный вид взаимозаменяемости (полная или неполная);
- добиться наиболее правильной простановки размеров на рабочих чертежах;
- определить операционные допуски и пересчитать конструктивные размеры на технологические (в случае несовпадения технологических баз с конструкторскими).

Расчет размерных цепей и их анализ - обязательный этап конструирования машин, способствующий повышению качества, обеспечению взаимозаменяемости и снижению трудоемкости их изготовления.

Основные термины и определения размерных цепей по ГОСТ 16319-80

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей.

Размеры, образующие размерную цепь, называют звеньями размерной цепи. Звеньями размерной цепи могут быть любые линейные или угловые параметры: диаметральные размеры, расстояния между поверхностями или осями, зазоры, натяги, перекрытия, мертвые ходы, отклонения формы и расположения поверхностей (осей) и т. д.

Размерная цепь состоит из составляющих звеньев и одного замыкающего.

Замыкающим называют размер (A_{Δ}), который получается последним в процессе обработки детали, сборки узла машины или измерения. Его значение и точность зависят от значений и точности остальных (составляющих) размеров цепи.

Исходное звено - звено размерной цепи, у которого заданный номинальный размер и предельные отклонения определяют функционирование механизма и должны быть обеспечены в результате решения размерной цепи.

Составляющими называются все остальные звенья, с изменением которых изменяется и замыкающее звено. В числе составляющих размеров можно наблюдать размеры двух групп. К первой относятся размеры, с увеличением которых увеличивается и замыкающий размер. Они называются увеличивающимися. Ко второй группе относятся размеры, с увеличением которых замыкающий размер уменьшается, они называются уменьшающимися. Размерную цепь условно изображают в виде схемы, на которой для увеличивающихся размеров стрелку принято ставить вправо, а для уменьшающихся - влево.

По взаимному расположению звеньев размерные цепи делят на плоские и пространственные. Размерную цепь называют плоской, если ее звенья расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях. Пространственной называют размерную цепь, звенья которой непараллельны одно другому и лежат в непараллельных плоскостях. Размерные цепи, звеньями которых являются линейные размеры, называют линейными. Размерные цепи, звеньями которых являются угловые размеры, называют угловыми.

Размерная цепь, выражающая взаимную связь размеров одной и той же детали, называется детальной.

Размерная цепь, показывающая взаимную связь размеров деталей в сборочной единице или механизме, называется сборочной.

Сущность расчета размерной цепи заключается в установлении допусков

и предельных отклонений всех ее звеньев, исходя из требований конструкции и технологии.

При этом различают две задачи:

1. Определение номинального размера, предельных отклонений и допуска замыкающего звена по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев (в случаях, когда требуется проверить соответствие допуска замыкающего размера допускам составляющих размеров, проставленных на чертеже - проверочный расчет).

2. Определение допусков и предельных отклонений составляющих размеров по заданным предельным отклонениям замыкающего звена (при проектном расчете размерной цепи).

Существуют различные методы расчета размерных цепей. Например, метод максимума-минимума, обеспечивающий полную взаимозаменяемость; теоретико-вероятностный, обеспечивающий неполную взаимозаменяемость. Кроме того, есть методы регулирования и пригонки.

Чтобы построить размерную цепь, определяющую, например, замыкающий размер A_{Δ} на чертеже 3 (приложение И3), необходимо выявить все составляющие звенья, т.е. размеры, изменение которых влечет за собой изменение замыкающего звена. Зная, что положение деталей сборочной единицы определяется поверхностями касания соседних деталей, которые принято называть сборочными базами, мы выявляем эти поверхности, а через них - размерные связи.

Рассматриваемый размер A_{Δ} зависит от взаимного положения оси зубьев звездочки и присоединительной поверхности корпуса. Ступица звездочки (размер 22) упирается в шайбу толщиной 5, шайба упирается в ступицу диска размером 33, а ступица диска в подшипник шириной $15_{-0,1}$, подшипник упирается в стопорное кольцо шириной $3 \pm 0,25$, а кольцо в бурт канавки стопорного кольца, расстояние которого до присоединительной поверхности корпуса равно 30, следовательно, эти размеры и войдут в размерную цепь.

Теперь необходимо определить, как эти размеры влияют на замыкающее звено, т.е. какие размеры увеличивающие, какие уменьшающие. Если поочередно увеличивать каждый размер, считая, что остальные звенья в это время остаются постоянными, то размер замыкающего звена во всех случаях будет изменяться. Увеличивая поочередно размеры 22, 5, 33, $15_{-0,1}$ $3\pm 0,25$, видим, что замыкающий размер A_{Δ} будет увеличиваться, следовательно, эти размеры увеличивающие, а с увеличением размера 30 размер A_{Δ} уменьшается, значит размер 30 уменьшающий.

Для построения схемы размерной цепи необходимо отложить в верхней ее части размеры всех увеличивающих звеньев и стрелку поставить вправо, а в нижней части - уменьшающего (стрелка влево) и замыкающего звена.

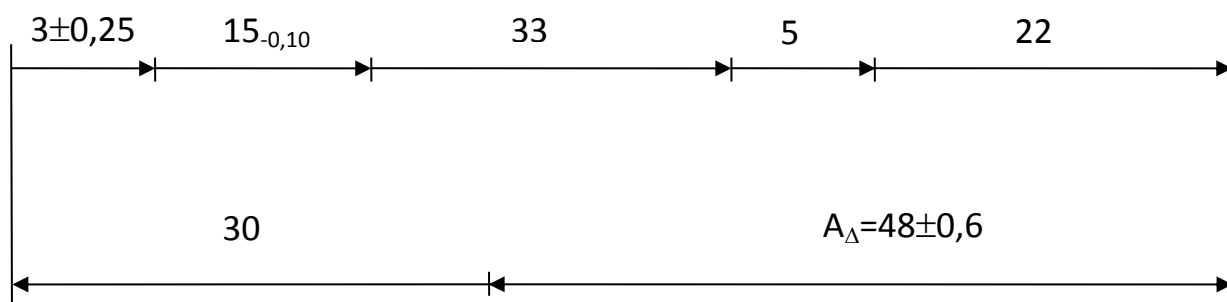


Рисунок 9.1 - Схема размерной цепи

Если разность сумм всех увеличивающих и всех уменьшающих размеров равна замыкающему, то размерная цепь составлена правильно.

МЕТОД РАСЧЕТА РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Расчет номинального размера и отклонений замыкающего звена методом максимума-минимума (задача 1)

В общем случае при (n) увеличивающих и (p) уменьшающих размерах номинальный размер замыкающего звена линейной размерной цепи можно определить по формуле

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{iy\delta} - \sum_{i=n+1}^{n+p} A_{iy\mu} , \quad (9.1)$$

где $A_{iy\delta}$ - увеличивающие размеры ; $A_{iy\mu}$ - уменьшающие размеры.

Составляющие размеры могут меняться в установленных допусками пределах. При сочетании наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих составляющих размеров замыкающий размер имеет наибольшее значение, при сочетании наименьших увеличивающих и наибольших уменьшающих составляющих размеров - наименьшее значение

$$A_{\Delta\max} = \sum_{i=1}^n A_{iy\delta.\max} - \sum_{i=n+1}^{n+p} A_{iy\mu.\min} ; \quad (9.2)$$

$$A_{\Delta\min} = \sum_{i=1}^n A_{iy\delta.\min} - \sum_{i=n+1}^{n+p} A_{iy\mu.\max} . \quad (9.3)$$

Вычитая почленно из уравнения (9.2) уравнение (9.1), получим верхнее отклонение замыкающего размера

$$\Delta v A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta v A_{iy\delta} - \sum_{i=n+1}^{n+p} \Delta n A_{iy\mu} . \quad (9.4)$$

Вычитая почленно из уравнения (9.3) уравнение (9.1), получим нижнее отклонение замыкающего размера

$$\Delta n A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta n A_{iy\delta} - \sum_{i=n+1}^{n+p} \Delta v A_{iy\mu} . \quad (9.5)$$

Из формул (9.4) и (9.5) следует:

Верхнее отклонение замыкающего размера равно сумме верхних отклонений увеличивающих размеров, минус сумма нижних отклонений уменьшающих размеров.

Нижнее отклонение замыкающего размера равно сумме нижних отклонений увеличивающих размеров, минус сумма верхних отклонений уменьшающих размеров.

Поскольку разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами есть допуск, то, вычитая почленно из уравнения (9.4) уравнение (9.5), получим

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i, \quad (9.6)$$

где m - общее количество составляющих размеров.

Допуск замыкающего размера равен сумме допусков всех составляющих размеров.

Расчет допусков составляющих размеров методом максимума-минимума (задача 2)

Такая задача встречается на практике чаще. В задачах этого типа при конструировании назначается допуск замыкающего звена. Требуется рассчитать технологически выполнимые допуски составляющих размеров.

Допуск составляющего размера равен

$$TA_i = a_i \cdot i,$$

где a – число единиц допуска; i – единица допуска.

Значения единиц допуска (i) приведены в таблице приложения И6.

Значение числа единиц допуска (a) для квалитетов с 5 по 16 приведено в таблице приложения И7.

Так как допуск замыкающего звена равен

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i$$

или

$$TA_{\Delta} = a_{\text{ср}} \sum_{i=1}^{m-1} i,$$

тогда

$$a_{\text{ср}} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} i}$$

Величина a_{cp} показывает, по какому примерно качеству следует изготовлять составляющие размеры размерной цепи.

Полученное значение a_{cp} может не совпадать ни с одним из табличных значений, поэтому можно использовать допуски различных качеств, учитывая технологические условия, или предусматривать корректирующее звено (размер).

При решении задачи допуски части составляющих размеров могут быть заданы заранее, исходя из каких-либо требований, тогда

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^k TA_{изв}}{\sum_{i=1}^{m-k} i_i},$$

где $\sum_{i=1}^k TA_{изв}$ - сумма допусков тех составляющих размеров, допуски которых заданы заранее (до расчета), например, подшипники качения.

Зная значение a_{cp} , по таблице И7 определяется качество и назначаются допуски.

Затем, в соответствии с допусками, назначаются отклонения, которые проставляют по возможности в тело детали или по ходу обработки, т.е. в плюс для охватывающих размеров и в минус для охватываемых, а также симметрично относительно номинала, т.е. равными $\pm IT/2$, если отклонения замыкающего звена симметричны.

Отклонения корректирующего звена подсчитывают, решая уравнения (9.4) и (9.5).

В заключении делают проверку по формуле (9.6).

Пример расчет допусков составляющих размеров методом максимума-минимума

Чертеж 3 (приложение И3), $A_{\Delta} = 48 \pm 0,6$.

Требуется составить схему сборочной размерной цепи и назначить такие отклонения для всех составляющих размеров, чтобы замыкающий размер $A_{\Delta} = 48 \pm 0,6$ был выдержан.

1. Строим схему размерной цепи

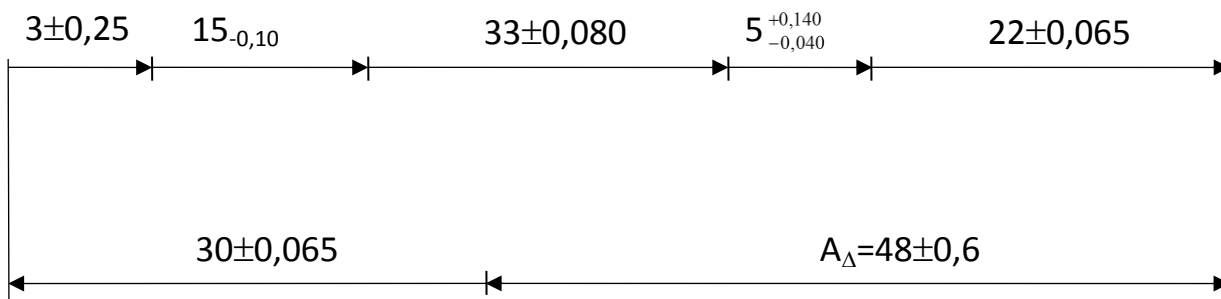


Рисунок 9.2 - Схема размерной цепи (метод max – min)

2. Выявляем составляющие размеры, не имеющие отклонений, и находим для них по табл. 1 значения i_i

$$i_{33} = 1,56$$

$$i_5 = 0,73$$

$$i_{22} = 1,31$$

$$\underline{i_{30} = 1,31}$$

$$\sum_1^4 i_i = 4,91$$

3. Определяем коэффициент точности

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^k TA_{изг}}{\sum_{i=1}^{m-k} i_i} = \frac{1200 - (500 + 100)}{4,91} \approx 122$$

4. По таблице И7 определяем квалитет для $a_{cp} = 122$. В нашем случае это квалитет 11, у которого, $a = 100$. Если полученное значение отличается от табличного, то необходимо брать квалитет, у которого значение (a) меньше.

5. По таблицам допусков (Приложение А1) по квалитету 11 выбираем допуски на все составляющие размеры, кроме одного, который считаем коррек-

тирующим (корректирующим следует выбирать самое простое в изготовлении звено). В нашем случае принимаем в качестве корректирующего звена шайбу шириной 5 мм, тогда

$$T_{33} = 160$$

$$T_{22} = 130$$

$$T_{30} = 130$$

6. Назначаем отклонения на составляющие звенья. Так как отклонения замыкающего звена симметричные, то и для составляющих звеньев они будут симметричны

$$33 \pm 0,080$$

$$22 \pm 0,065$$

$$30 \pm 0,065$$

7. Определяем отклонения корректирующего звена по уравнениям

$$\Delta vA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta vA_{i_{\text{ув}}} - \sum_{i=n+1}^{n+p} \Delta nA_{i_{\text{ум}}}; \quad 600 = (250 + 0 + 80 + \Delta vA_{\text{кор}} + 65) - (-65)$$

$$\Delta vA_{\text{кор}} = +140 \text{ мкм}$$

$$\Delta nA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta nA_{i_{\text{ув}}} - \sum_{i=n+1}^{n+p} \Delta vA_{i_{\text{ум}}}; \quad -600 = (-250 - 100 - 80 + \Delta nA_{\text{кор}} - 65) - (65)$$

$$\Delta nA_{\text{кор}} = -40 \text{ мкм.}$$

Следовательно, корректирующий размер равен

$$5 \begin{matrix} +0,140 \\ -0,040 \end{matrix}$$

Делаем проверку по формуле

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i$$

$$1200 = 500 + 100 + 160 + 180 + 130 + 130$$

$$1200 = 1200.$$

ТЕСТЫ ДЛЯ ФРОНТАЛЬНОГО КОНТРОЛЯ

Задание № 1

Расчет элементов присоединительных размеров сопряжения

1. Как называется размер, полученный в результате необходимых расчетов и проставляемый на чертеже:

- | | |
|--------------------|-----------------|
| а) предельный; | в) номинальный; |
| б) действительный; | г) годный. |

2. Какой размер относится к понятию предельный размер:

- | | |
|--------------------|-----------------|
| а) минимальный; | в) номинальный; |
| б) действительный; | г) годный. |

3. К какому размеру относится следующее определение «Размер реальной детали, полученный при ее измерении с допускаемой погрешностью»:

- | | |
|--------------------|-----------------|
| а) предельный; | в) номинальный; |
| б) действительный; | г) годный. |

4. Что означает следующее определение «Алгебраическая разность наибольшего и номинального размеров»:

- | | |
|---------------------------|-------------------------------|
| а) предельный размер; | в) действительное отклонение; |
| б) действительный размер; | г) предельное отклонение. |

5. Что означает следующее определение «Разность наибольшего и наименьшего размеров»:

- | | |
|---------------------------|--------------------|
| а) предельный размер; | в) допуск размера; |
| б) предельное отклонение; | г) допуск посадки. |

6. Что означает следующее определение «Разность наибольшего и наименьшего зазоров»:

- | | |
|---------------------------|--------------------|
| а) предельный размер; | в) допуск размера; |
| б) предельное отклонение; | г) допуск посадки. |

7. Что означает следующее определение «Сумма допусков размера отверстия и размера вала»:
- а) предельный размер;
 - б) предельное отклонение;
 - в) допуск размера;
 - г) допуск посадки.
8. Какие виды посадок Вы знаете:
- а) с зазором, с натягом, комбинированная;
 - б) скользящая, глухая, тугая;
 - в) с натягом, комбинированная, переходная;
 - г) с зазором, с натягом, переходная.
9. Что такое «Способ образования посадок, при котором посадки образуются изменением расположения поля допуска вала, при неизменном положении допуска отверстия, нижнее отклонение которого равно нулю»:
- а) допуск размера;
 - б) допуск посадки;
 - в) система вала;
 - г) система отверстия.
10. В каких единицах проставляются предельные отклонения на чертеже:
- а) мм;
 - б) мкм;
 - в) м;
 - г) см.

Задание № 2

Выбор посадок и квалитетов

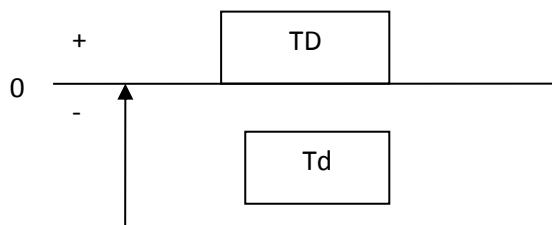
1. Что такое «положительная разность размеров отверстия и вала»:
- а) допуск размера;
 - б) действительное отклонение;
 - в) зазор;
 - г) натяг.
2. Что такое «положительная разность размеров вала и отверстия»:
- а) зазор;
 - б) натяг;
 - в) отверстие;
 - г) вал.
3. Что означает следующее определение «Алгебраическая разность наименьшего и номинального размеров»:

- а) предельный размер;
- б) действительный размер;
- в) действительное отклонение;
- г) предельное отклонение.

4. Что означает следующее определение «Алгебраическая разность действительного и номинального размеров»:

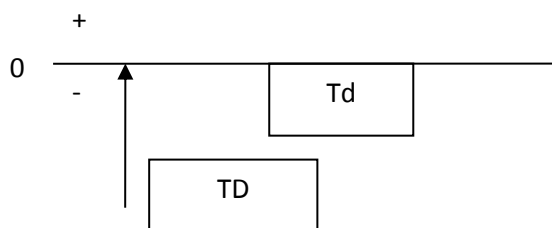
- а) предельный размер;
- б) действительный размер;
- в) действительное отклонение;
- г) предельное отклонение.

5. Какая посадка изображена на рисунке:



- а) с зазором в системе вала;
- б) с зазором в системе отверстия;
- в) с натягом в системе отверстия;
- г) с натягом в системе вала.

6. Какая посадка изображена на рисунке:



- а) с зазором в системе вала;
- б) с зазором в системе отверстия;
- в) с натягом в системе отверстия;
- г) с натягом в системе вала.

7. Что означает следующее определение «Сумма наибольшего зазора и наибольшего натяга»:

- а) предельный размер;
- б) предельное отклонение;
- в) допуск размера;
- г) допуск посадки.

8. Что такое квалитет:

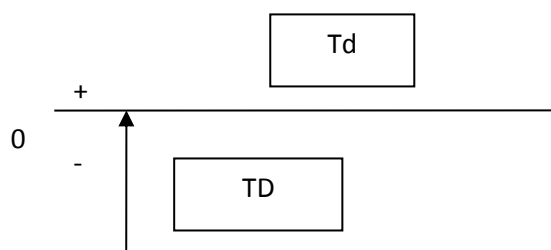
- а) квалификация;
- б) допуск;
- в) класс шероховатости;
- г) класс точности.

9. Что такое «Способ образования посадок, при котором посадки образуются изменением расположения поля допуска отверстия, при неизменном положении допуска вала, верхнее отклонение которого равно нулю»:

- а) допуск размера;
- б) допуск посадки;
- в) система вала;
- г) система отверстия.

10. Какая посадка изображена на рисунке:

- а) с зазором в системе вала;
- б) с зазором в системе отверстия;
- в) с натягом в системе отверстия;
- г) с натягом комбинированная.



Задание № 3

Расчет полей допусков рабочих калибров

1. Что такое калибры:
 - а) внутренний размер канала ствола оружия;
 - б) внутренний диаметр канала ствола огнестрельного оружия;
 - в) бесшкальные средства измерений для контроля размеров;
 - г) режущий инструмент для обработки отверстия.
2. Для чего предназначены контрольные калибры:
 - а) для контроля размеров деталей;
 - б) для контроля размеров рабочих калибров;
 - в) для контроля формы деталей;
 - г) для контроля шероховатости поверхности.
3. Что называется рабочими калибрами:
 - а) калибры для контроля размеров контрольных калибров;
 - б) калибры для контроля размеров деталей;
 - в) калибры для контроля размеров приемных калибров;
 - г) режущий инструмент для обработки отверстия.
4. Что такое приемные калибры:
 - а) калибры для контроля шероховатости поверхности;
 - б) калибры для контроля формы деталей;
 - в) внутренний диаметр канала ствола огнестрельного оружия;
 - г) частично изношенные рабочие калибры.
5. Приведите расчетную формулу для определения наибольшего размера проходной калибр-скобы:
 - а) $P - PP_{\max} = d_{\max} + z_1 - \frac{H_1}{2}$;
 - б) $P - PP_{\max} = d_{\max} + z_1 + \frac{H_1}{2}$;
 - в) $P - PP_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2}$;
 - г) $P - PP_{\max} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2}$.

6. Приведите расчетную формулу для определения наименьшего размера проходной калибр-пробки:

$$\text{а) } P - PP_{\min} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2};$$

$$\text{в) } P - PP_{\min} = D_{\max} - z - \frac{H}{2};$$

$$\text{б) } P - PP_{\min} = d_{\max} + z_1 + \frac{H_1}{2};$$

$$\text{г) } P - PP_{\min} = D_{\min} + z - \frac{H}{2}.$$

7. Как определить наибольший размер изношенной проходной калибр-скобы:

$$\text{а) } P - PP_{\text{изн}} = d_{\max} - y_1;$$

$$\text{в) } P - PP_{\text{изн}} = d_{\min} - y_1;$$

$$\text{б) } P - PP_{\text{изн}} = d_{\max} + y_1;$$

$$\text{г) } P - PP_{\text{изн}} = d_{\min} + y_1;$$

8. Как определить наименьший размер непроходной калибр-пробки:

$$\text{а) } P - HE_{\min} = D_{\max} - \frac{H}{2};$$

$$\text{в) } P - HE_{\min} = d_{\min} - \frac{H}{2};$$

$$\text{б) } P - HE_{\min} = d_{\min} + z_1 - \frac{H_1}{2};$$

$$\text{г) } P - HE_{\min} = d_{\min} + \frac{H_1}{2}.$$

9. Как определить наибольший размер непроходной калибр-скобы:

$$\text{а) } P - HE_{\max} = d_{\max} - \frac{H_1}{2};$$

$$\text{в) } P - HE_{\max} = d_{\min} - \frac{H_1}{2};$$

$$\text{б) } P - HE_{\max} = d_{\max} + \frac{H_1}{2};$$

$$\text{г) } P - HE_{\max} = d_{\min} + \frac{H_1}{2}.$$

10. Как определить наименьший размер изношенной проходной калибр-пробки:

$$\text{а) } P - PP_{\text{изн}} = d_{\max} - y_1;$$

$$\text{в) } P - PP_{\text{изн}} = D_{\min} - y;$$

$$\text{б) } P - PP_{\text{изн}} = d_{\max} + y_1;$$

$$\text{г) } P - PP_{\text{изн}} = D_{\min} + y;$$

Задание № 4

Расчет и выбор посадок с гарантированным зазором

1. По какой формуле определяется средний зазор при расчете и выборе посадки:

$$\text{а) } S_{cp} = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2};$$

$$\text{б) } S_{cp} = S_{\text{онм}} - S_t;$$

$$\text{в) } S_{cp} = \sum_{i=1}^n S_i;$$

$$\text{г) } S_{cp} = 2\sqrt{hS}.$$

2. Как производится учет шероховатости в соединении с зазором:

- а) при определении наименьшей толщины масляного слоя;
- б) при определении оптимального зазора;
- в) при определении температурного изменения зазора;
- г) при определении произведения hS .

3. Как определяется оптимальный зазор:

а) $S_{opt} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2}$;

в) $S_{opt} = \sum_{i=1}^n S_i$;

б) $S_{opt} = S_{cp} - S_t$;

г) $S_{opt} = 2\sqrt{hS}$.

4. Как определяется наименьшая толщина масляного слоя:

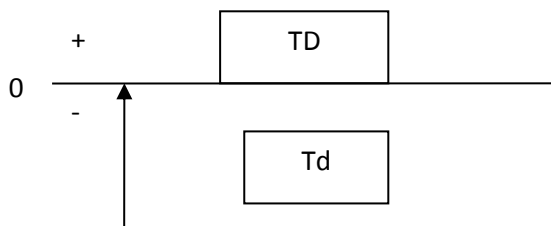
а) $h_{min} = \frac{hS}{S_{max\ cm} + 2(Rz_D + Rz_d)}$;

в) $h_{min} = (\alpha_D - \alpha_d) \cdot (t_n - 20)d$;

б) $h_{min} = \frac{0,52 \cdot d^2 \cdot \omega \cdot \eta}{q} \cdot \frac{\ell}{d + \ell}$;

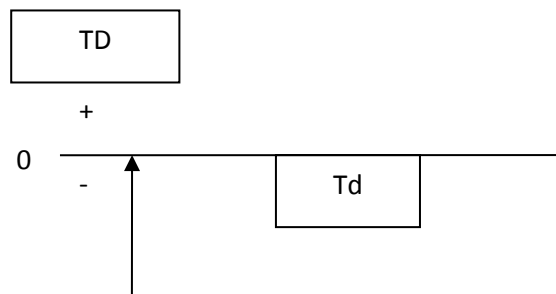
г) $h_{min} = Rz_D + Rz_d$.

5. Какая посадка изображена на рисунке:



- а) с зазором в системе вала;
- в) с натягом в системе отверстия;
- б) с зазором в системе отверстия;
- г) с натягом в системе вала.

6. Какая посадка изображена на рисунке:



- а) с зазором в системе вала;
- в) с натягом в системе отверстия;
- б) с зазором в системе отверстия;
- г) с натягом в системе вала.

7. Как проверяется достаточность слоя смазки:

а) $h_{\min} \geq \frac{hS}{S_{\max cm} + 2(Rz_D + Rz_d)}$;

б) $h_{\min} \leq Rz_D + Rz_d$;

в) $h_{\min} \leq (\alpha_D - \alpha_d) \cdot (t_n - 20)d$;

г) $h_{\min} \geq Rz_D + Rz_d$.

8. Что такое удельное давление на опору:

а) $q = \frac{P}{d \cdot \ell}$;

б) $q = \frac{0,52 \cdot d^2 \cdot \omega \cdot \eta}{q} \cdot \frac{\ell}{d + \ell}$;

в) $q = \frac{hS}{S_{\max cm} + 2(Rz_D + Rz_d)}$;

г) $q = (\alpha_D - \alpha_d) \cdot (t_n - 20)d$.

9. По какому условию выбирается стандартная посадка при расчете:

а) $S_{cp} \leq S_{cp.cm}$;

б) $S_{cp} \geq S_{cp.cm}$;

в) $S_{cp} \approx S_{cp.cm}$;

г) $S_{cp} \neq S_{cp.cm}$.

10. Как определяется средний зазор стандартной посадки:

а) $S_{cp} = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}$;

б) $S_{cp} = S_{onm} - S_t$;

в) $S_{cp} = \sum_{i=1}^n S_i$;

г) $S_{cp} = 2\sqrt{hS}$.

Задание № 5

Расчет и выбор посадок с гарантированным натягом

1. Почему расчет ведут по величине наименьшего натяга:

а) потому, что наибольший натяг не выдержит втулка;

б) потому, что это условие передачи крутящего момента или осевого усилия данной величины;

в) потому, что так экономичнее;

г) потому, что по наибольшему натягу получается на качество ниже.

2. Для чего предназначена посадка с натягом:

- а) для неподвижности соединения;
- б) для передачи крутящего момента или осевого усилия данной величины;
- в) для компенсации температурного изменения зазора;
- г) для условия неподвижности втулки.

3. Как определяется величина удельного контактного давления при воздействии крутящего момента:

- а)
$$P_{\vartheta} = \frac{n \cdot \sqrt{\frac{(2M_{кр})^2}{D^2} + P^2}}{\pi \cdot D \cdot \ell \cdot f};$$
- б)
$$P_{\vartheta} = \frac{2M_{кр} \cdot n}{\pi \cdot D^2 \cdot \ell \cdot f};$$
- в)
$$N_{\min} = P_{\vartheta} \cdot \left(\frac{CD}{E_D} + \frac{Cd}{E_d} \right) \cdot D;$$
- г)
$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} + \mu_D.$$

4. Как определяется величина удельного контактного давления при совместном действии крутящего момента и осевого усилия:

- а)
$$P_{\vartheta} = \frac{n \cdot \sqrt{\frac{(2M_{кр})^2}{D^2} + P^2}}{\pi \cdot D \cdot \ell \cdot f};$$
- б)
$$P_{\vartheta} = \frac{2M_{кр} \cdot n}{\pi \cdot D^2 \cdot \ell \cdot f};$$
- в)
$$N_{\min} = P_{\vartheta} \cdot \left(\frac{CD}{E_D} + \frac{Cd}{E_d} \right) \cdot D;$$
- г)
$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} + \mu_D.$$

5. Как определяется величина наименьшего натяга при условии, что сопрягаемые поверхности идеально гладкие:

$$а) N_{расч} = N_{мин} + 1,2 \cdot (Rz_D + Rz_d) ;$$

$$б) N_{мин} = P_{э} \cdot \left(\frac{CD}{E_D} + \frac{Cd}{E_d} \right) \cdot D ;$$

$$в) C_D = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} + \mu_D ;$$

$$г) N_F = N_{расч} + u + u_t + \dots$$

6. Как определяется величина расчетного натяга:

$$а) N_{расч} = P_{э} \cdot \left(\frac{CD}{E_D} + \frac{Cd}{E_d} \right) \cdot D ;$$

$$б) N_F = N_{расч} + u + u_t + \dots ;$$

$$в) N_{расч} = N_{мин} + 1,2 \cdot (Rz_D + Rz_d) ;$$

$$г) N_{расч} = \frac{2M_{кр} \cdot n}{\pi \cdot D^2 \cdot \ell \cdot f} .$$

7. Как определяется наибольшее удельное давление:

$$а) P_{max} = \frac{N_{max см} - 1,2 \cdot (Rz_D + Rz_d)}{D \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)} ;$$

$$б) P_{э} = \frac{n \cdot \sqrt{\frac{(2M_{кр})^2}{D^2} + P^2}}{\pi \cdot D \cdot \ell \cdot f} ;$$

$$в) \sigma_D = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} \cdot P_{max} ;$$

$$г) C_D = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} + \mu_D .$$

8. Как определяется наибольшее напряжение во втулке:

$$\text{а) } P_{\max} = \frac{N_{\max \text{ см}} - 1,2 \cdot (R_{z_D} + R_{z_d})}{D \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)};$$

$$\text{б) } C_D = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} + \mu_D;$$

$$\text{в) } \sigma_D = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} \cdot P_{\max};$$

$$\text{г) } \sigma_{\max} = \frac{2M_{\text{кр}} \cdot n}{\pi \cdot D^2 \cdot \ell \cdot f}.$$

9. Как проверяется прочность втулки:

$$\text{а) } [\sigma_T]_D \leq \sigma_D;$$

$$\text{б) } [\sigma_T]_D \geq \sigma_D;$$

$$\text{в) } [\sigma_T]_D \approx \sigma_D;$$

$$\text{г) } [\sigma_T]_D \neq \sigma_D.$$

10. Как выбирается стандартная посадка по данным расчета:

$$\text{а) } N_{\min \text{ см}} \leq N_F;$$

$$\text{б) } N_{\min \text{ см}} \geq N_F;$$

$$\text{в) } N_F = N_{\text{расч}} + u + u_t + \dots;$$

$$\text{г) } N_{\max \text{ см}} \geq N_F.$$

Задание № 6

Расчет и выбор посадок подшипников качения

1. Перечислите классы точности подшипников:

$$\text{а) } 1, 2, 3, 4, 5;$$

$$\text{б) } 0, 5, 4, 3, 2, 1;$$

$$\text{в) } 1, 2, 3, 4, 6, 0;$$

$$\text{г) } 0, 6, 5, 4, 2.$$

7. Какого класса точности подшипники используются в шпинделях точных станков:
- а) 0;
 - б) 6;
 - в) 4;
 - г) 2.
8. Какого класса точности подшипники используются в шпинделях шлифовальных станков:
- а) 0;
 - б) 6;
 - в) 4;
 - г) 2.
9. Какая шероховатость посадочных поверхностей под подшипники качения для 0-го класса точности должна быть для диаметров посадочных поверхностей до 80 мм:
- а) $Ra \geq 1,25$ мкм;
 - б) $Ra \leq 2,5$ мкм;
 - в) $Ra \leq 1,25$ мкм;
 - г) $Ra \geq 2,5$ мкм.
10. Какая посадка должна быть выбрана, если вид нагружения кольца местный:
- а) с натягом;
 - б) переходная;
 - в) с зазором;
 - г) комбинированная.

Задание № 7

Допуски, посадки и предельные размеры шпоночного соединения

1. Какие виды шпонок Вы знаете:
 - а) клиновые, призматические, эвольвентные;
 - б) клиновые, призматические, сегментные;
 - в) клиновые, прямобоочные, сегментные;
 - г) тангенциальные, призматические, эвольвентные.
2. Назовите виды шпоночных соединений:
 - а) плотное, колебательное и свободное;
 - б) нормальное, колебательное и местное;
 - в) нормальное, плотное и местное;
 - г) циркуляционное, нормальное и местное.

3. Как монтируется нормальное шпоночное соединение:
- а) прессом;
 - б) свинцовым молотком;
 - в) медным молотком;
 - г) струбциной.
4. Как монтируется плотное шпоночное соединение:
- а) прессом;
 - б) свинцовым молотком;
 - в) медным молотком;
 - г) струбциной.
5. От чего зависит вид посадки шпоночного соединения:
- а) от вида соединения;
 - б) от характера нагрузки;
 - в) от интенсивности нагрузки;
 - г) от диаметра вала.
6. Какую посадку рекомендуют для сопряжения шпонка – вал при свободном соединении:
- а) с зазором;
 - б) с натягом;
 - в) переходную;
 - г) комбинированную.
7. Какую посадку рекомендуют для сопряжения шпонка – вал при плотном соединении:
- а) с натягом;
 - б) с зазором;
 - в) переходную с большой вероятностью зазоров;
 - г) переходную с большой вероятностью натягов.
8. Чем контролируется шпоночное соединение при серийном производстве:

- а) универсальными средствами измерений;
- б) нормальными калибрами;
- в) комплектом калибров, в том числе комплексными;
- г) специальными средствами измерений.

9. Какие преимущества у шпоночных соединений:

- а) возможность передачи больших по величине крутящих моментов;
- б) простота конструкции, возможность изготовления на универсальных станках;
- в) лучшее центрирование деталей;
- г) меньшая концентрация напряжений.

10. Какие недостатки у шпоночных соединений:

- а) большая концентрация напряжений;
- б) сложность изготовления;
- в) передача больших по величине крутящих моментов;
- г) простота конструкции.

Задание № 8

Определение допусков, посадок и предельных размеров прямобочного шлицевого соединения

1. Какие виды шлицевых соединений Вы знаете:

- а) клиновые, призматические, эвольвентные;
- б) клиновые, призматические, сегментные;
- в) клиновые, прямобочные, сегментные;
- г) треугольные, прямобочные, эвольвентные.

2. Назовите способы центрирования прямобочных шлицевых соединений:

- а) по наружному и внутреннему диаметрам, по боковым сторонам шлицев;
- б) по наружному диаметру, по боковым сторонам шлицев;

- в) по наружному диаметру, по ширине шлицев;
 - г) по наружному и внутреннему диаметрам, по ширине шлицев.
3. Назовите самый технологичный способ центрирования прямобочных шлицевых соединений:
- а) по наружному диаметру, по ширине шлицев;
 - б) по внутреннему диаметру, по ширине шлицев;
 - в) по ширине шлицев;
 - г) по наружному диаметру.
4. Посадки каких параметров допускается не обозначать:
- а) любых;
 - б) центрирующих;
 - в) нецентрирующих;
 - г) только ширины зубьев.
5. В зависимости от величины крутящего момента и условий работы какие типы шлицевых соединений бывают:
- а) плотное, свободное и нормальное;
 - б) треугольные, прямобочные, эвольвентные;
 - в) клиновые, прямобочные, сегментные;
 - г) легкой, средней и тяжелой серии.
6. Какие преимущества шлицевых соединений:
- а) возможность передачи больших по величине крутящих моментов;
 - б) простота конструкции, возможность изготовления на универсальных станках;
 - в) большая концентрация напряжений;
 - г) передача меньших по величине крутящих моментов.
7. Какие посадки рекомендуют для шлицевых соединений:
- а) с натягом;
 - б) с зазором;
 - в) переходную с большой вероятностью зазоров;
 - г) переходную с большой вероятностью натягов.

8. Чем контролируются шлицевые соединения при серийном производстве:
- а) универсальными средствами измерений;
 - б) нормальными калибрами;
 - в) комплектом калибров, в том числе комплексными;
 - г) специальными средствами измерений.
9. Какие преимущества у эвольвентных шлицевых соединений:
- а) возможность передачи меньших по величине крутящих моментов;
 - б) простота конструкции, возможность изготовления на универсальных станках;
 - в) лучшее центрирование деталей;
 - г) большая концентрация напряжений.
10. Какие недостатки у шлицевых соединений по сравнению со шпоночными:
- а) большая концентрация напряжений;
 - б) сложность изготовления;
 - в) передача больших по величине крутящих моментов;
 - г) использование только на опытных машинах и агрегатах.

Задание № 9

Расчет допусков размеров, входящих в размерные цепи

1. Какие виды размерных цепей Вы знаете:
- а) клиновые, призматические, эвольвентные;
 - б) роликовые, клиновые, сегментные;
 - в) клиновые, прямобочные, сегментные;
 - г) сборочные, детальные, измерительные.
2. Назовите виды звеньев размерных цепей:
- а) составляющие, разборные и сменные;

- б) составляющие, замыкающие и открывающие;
 - в) составляющие, исходные и разборные;
 - г) увеличивающие, уменьшающие и замыкающие.
3. Что такое уменьшающее звено:
- а) если увеличение звена вызывает увеличение замыкающего;
 - б) если уменьшение звена вызывает уменьшение замыкающего;
 - в) если увеличение звена вызывает уменьшение замыкающего;
 - г) если увеличение звена вызывает уменьшение составляющего.
4. Что такое увеличивающее звено:
- а) если увеличение звена вызывает уменьшение замыкающего;
 - б) если уменьшение звена вызывает уменьшение замыкающего;
 - в) если увеличение звена вызывает уменьшение составляющего;
 - г) если увеличение звена вызывает увеличение замыкающего.
5. Какие задачи решаются размерным анализом:
- а) прямые, отдельные и вероятностные;
 - б) прямые, частные и неполной взаимозаменяемости;
 - в) прямые, обратные и полной взаимозаменяемости;
 - г) прямые, обратные.
6. Какие методы решения размерных цепей знаете:
- а) полной и неполной взаимозаменяемости;
 - б) прямые, частные и неполной взаимозаменяемости;
 - в) прямые, отдельные и вероятностные;
 - г) вероятностный, полной и неполной взаимозаменяемости.
7. Основное уравнение размерного анализа:

$$а) A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n A_{i_{y\phi}} - \sum_{i=1}^m A_{i_{y\mu}} ;$$

$$б) a_{cp} = \frac{T_{\Sigma} - \sum_{i=1}^p T_{i_{uz\phi}}}{\sum_{i=p+1}^{m+n} i_i} ;$$

$$в) \sum_{i=1}^{m+n} T_i \leq T_{\Sigma};$$

$$г) \Delta_{0\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta_{0i_{y\theta}} - \sum_{i=1}^m \Delta_{0i_{yM}}.$$

8. Назовите формулу определения коэффициента точности:

$$а) A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n A_{i_{y\theta}} - \sum_{i=1}^m A_{i_{yM}};$$

$$б) a_{cp} = \frac{T_{\Sigma} - \sum_{i=1}^p T_{i_{уз\theta}}}{\sum_{i=p+1}^{m+n} i_i};$$

$$в) \sum_{i=1}^{m+n} T_i \leq T_{\Sigma};$$

$$г) \Delta_{0\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta_{0i_{y\theta}} - \sum_{i=1}^m \Delta_{0i_{yM}}.$$

9. Как определяется правильность назначения предельных отклонений:

$$а) a_{cp} = \frac{T_{\Sigma} - \sum_{i=1}^p T_{i_{уз\theta}}}{\sum_{i=p+1}^{m+n} i_i};$$

$$б) \begin{cases} \sum_{i=1}^n \Delta S_{i_{y\theta}} - \sum_{i=1}^m \Delta I_{i_{yM}} \leq \Delta S_{\Sigma} \\ \sum_{i=1}^n \Delta I_{i_{y\theta}} - \sum_{i=1}^m \Delta S_{i_{yM}} \geq \Delta I_{\Sigma} \end{cases};$$

$$в) \Delta_{0\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta_{0i_{y\theta}} - \sum_{i=1}^m \Delta_{0i_{yM}};$$

$$г) \sum_{i=1}^{m+n} T_i \leq T_{\Sigma}.$$

10. Предельные отклонения корректирующего звена определяются по какой формуле:

$$а) \begin{cases} \sum_{i=1}^n \Delta S_{i_{y\theta}} - \sum_{i=1}^m \Delta I_{i_{yM}} \leq \Delta S_{\Sigma} \\ \sum_{i=1}^n \Delta I_{i_{y\theta}} - \sum_{i=1}^m \Delta S_{i_{yM}} \geq \Delta I_{\Sigma} \end{cases};$$

$$б) \Delta_{0X_{y\theta}} = \sum_{i=1}^m \Delta_{0i_{yM}} - \sum_{i=1}^{n-1} \Delta_{0i_{y\theta}} + \Delta_{0\Sigma};$$

$$в) \begin{cases} \Delta S_X = \Delta_{0X} + 0,5T_X, \\ \Delta I_X = \Delta_{0X} - 0,5T_X, \end{cases};$$

$$г) \Delta_{0\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta_{0i_{y\theta}} - \sum_{i=1}^m \Delta_{0i_{yM}}.$$

Приложение А – Справочные таблицы для задания №1

Таблица А1 – Значения допусков

Интервал размеров, мм	Значения допусков, мкм при качестве																		
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
Св.3 до 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
Св.6 до 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
Св.10 до 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
Св.18 до 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
Св.30 до 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
Св. 50 до 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
Св.80 до 120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
Св. 120 до 180	1,2	2	3,5	5	6	12	18	25	40	63	100	160	250	400	660	1000	1600	2500	4000
Св. 180 до 250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
Св. 250 до 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
Св.315 до 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
Св. 400 до 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Таблица А2 – Значения основных отклонений отверстий

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Нижнее отклонение EI, мкм											Предельные отклонения $\pm It_n/2$, где n – порядковый номер качества
		A ¹	B ¹	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	
	Квалитет	Все качества											
Для интервалов размеров, мм	До 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	
	Св.3 до 6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
	Св.6 до 10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
	Св.10 до 14	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0	
	Св.14 до 18												
	Св.18 до 24	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0	
	Св. 24 до 30												
	Св.30 до 40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0	
	Св. 40 до 50												
	Св.50 до 65	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0	
	Св. 65 до 80												
	Св. 80 до 100	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0	
	Св. 100 до 120												
	Св.120 до 140	+460	+260	+200	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0	
	Св. 140 до 160												
	Св. 160 до 180												
	Св. 180 до 200	+660	+340	+240	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
Св. 200 до 225													
Св.225 до 250													

Продолжение таблицы А2

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Верхнее отклонение ES, мкм												
		J			K ³		M ^{3,4}		N ^{3,5}		Рдо ZC ³	P	R	S
	Квалитет			До 8	Св.8	До 8	Св.8	До 8	Св. 8	До 7	Свыше 7			
Для интервалов размеров, мм	До 3	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4	Отклонение, как для квалитетов свыше 7, увеличенное на Δ	-6	-10	-14
	Св.3 до 6	+5	+6	+10	-1+Δ	-	-4+Δ	-4	-8+Δ	0		-12	-15	-19
	Св.6 до 10	+5	+8	+12	-1+Δ	-	-6+Δ	-6	-10+Δ	0		-15	-19	-23
	Св.10 до 14	+6	+10	+15	-1+Δ	-	-7+Δ	-7	-12+Δ	0		-18	-23	-28
	Св.14 до 18	+8	+12	+20	-2+Δ	-	-8+Δ	-8	-15+Δ	0		-22	-28	-35
	Св.18 до 24													
	Св. 24 до 30	+10	+14	+24	-2+Δ	-	-9+Δ	-9	-17+Δ	0		-26	-34	-43
	Св.30 до 40													
	Св. 40 до 50													
	Св.50 до 65	+13	+18	+28	-2+Δ	-	-11+Δ	-11	-20+Δ	0		-32	-41	-53
	Св. 65 до 80	+16	+22	+34	-3+Δ	-	-13+Δ	-13	-23+Δ	0		-37	-51	-71
	Св. 80 до 100													
	Св. 100 до 120													
	Св.120 до 140	+18	+26	+41	-3+Δ	-	-15+Δ	-15	-27+Δ	0		-43	-63	-92
	Св. 140 до 160	+22	+30	+47	-4-Δ	-	-17+Δ	-15	-31+Δ	0		-50	-77	-122
	Св. 160 до 180													
	Св. 180 до 200													
Св. 200 до 225	-80	-130												
Св.225 до 250			-84	-140										

Окончание таблицы А2

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Верхнее отклонение ES, мкм										Δ, мкм					
		T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC							
		Свыше 7										3	4	5	6	7	8
Для интервалов размеров, мм	До 3	-	-18	-	-20	-	-26	-32	-40	-60	-	-	0	0	-	-	
	Св.3 до 6	-	-23	-	-28	-	-35	-42	-50	-80	1,0	1,5	1	3	4	6	
	Св.6 до 10	-	-28	-	-34	-	-42	-52	-67	-97	1,0	1,5	2	3	6	7	
	Св.10 до 14	-	-33	-	-40	-	-50	-64	-90	-130	1,0	2,0	3	3	7	9	
	Св.14 до 18			-39	-45	-	-60	-77	-108	-150							
	Св.18 до 24	-	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1,5	2,0	3	4	8	12	
	Св. 24 до 30	-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218							
	Св.30 до 40	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1,5	3,0	4	5	9	14	
	Св. 40 до 50	-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325							
	Св.50 до 65	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2,0	3,0	5	6	11	16	
	Св. 65 до 80	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480							
	Св. 80 до 100	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2,0	4,0	5	7	13	19	
	Св. 100 до 120	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690							
	Св.120 до 140	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	23	
	Св. 140 до 160	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900							
	Св. 160 до 180	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000							
	Св. 180 до 200	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150	3	4	6	9	17	26	
Св. 200 до 225	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250								
Св.225 до 250	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350								

1. Основные отклонения А и В не предусмотрены для размеров менее 1 мм.
2. Для полей допусков от J_S7 до J_S11 нечетные числовые значения IT могут быть округлены до ближайшего меньшего четного числа, чтобы предельные отклонения $\pm \frac{IT}{2}$ были выражены целым числом микрометров.
3. Для определения значений отклонений К, М и N до 8-го качества (вкл.) и отклонений от Р до ZC до 7-го качества (вкл.) следует использовать величины в графах справа.
4. Специальные случаи: поле допуска М6 в интервале размеров от 250 до 315 мм ES=-9 мкм (вместо - 11 мкм); поле допуска М8 предусмотрено лишь для размеров свыше 3 мм.
5. Основные отклонения N для качеств до 8-го не предусмотрены для размеров менее 1 мм.

Таблица А3 – Значения основных отклонений валов

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Верхнее отклонение e_s , мкм											
		a^1	b^1	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js^2
	Квалитет	Все квалитеты											
Для интервалов размеров, мм	До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	Предельные отклонения = $\pm IT_n/2$, где n – порядковый номер квалитета
	Св.3 до 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	
	Св.6 до 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	
	Св.10 до 14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0	
	Св.14 до 18												
	Св.18 до 24	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0	
	Св. 24 до 30												
	Св.30 до 40	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0	
	Св. 40 до 50	-320	-180	-130									
	Св.50 до 65	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0	
	Св. 65 до 80												
	Св. 80 до 100	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	
	Св. 100 до 120												
	Св.120 до 140	-460	-260	-200	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	
	Св. 140 до 160												
	Св. 160 до 180	-580	-310	-230	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0	
	Св. 180 до 200												
Св. 200 до 225	-740	-380	-260	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0		
Св.225 до 250												-820	-420

Продолжение таблицы А3

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Нижнее отклонение e_i , мкм									
		j			k		m^3	n	p	r	s
	Квалитет	5 и 6	7	8	От 4 до 7	До 3 и свыше 7	Все квалитеты				
Для интервалов размеров, мм	До 3	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14
	Св.3 до 6	-2	-4	-	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19
	Св.6 до 10	-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23
	Св.10 до 14	-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28
	Св.14 до 18										
	Св.18 до 24	-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35
	Св. 24 до 30										
	Св.30 до 40	-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43
	Св. 40 до 50										
	Св.50 до 65	-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53
	Св. 65 до 80										
	Св. 80 до 100	-9	-15	-	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71
	Св. 100 до 120										
	Св.120 до 140	-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+63	+92
	Св. 140 до 160										
	Св. 160 до 180										
	Св. 180 до 200										
Св. 200 до 225	-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77	+122	
Св. 225 до 250											
									+80	+130	
									+84	+140	

Окончание таблицы А3

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Нижнее отклонение e _i								
		t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
	Квалитет		Все квалитеты							
Для интервалов размеров, мм	До 3	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60
	Св.3 до 6	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80
	Св.6 до 10	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97
	Св.10 до 14	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130
	Св.14 до 18			+39	+45	-	+60	+77	+108	+150
	Св.18 до 24	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
	Св. 24 до 30	+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
	Св.30 до 40	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
	Св. 40 до 50	+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
	Св.50 до 65	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
	Св. 65 до 80	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
	Св. 80 до 100	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
	Св. 100 до 120	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
	Св.120 до 140	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
	Св. 140 до 160	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
	Св. 160 до 180	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
	Св. 180 до 200	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
Св. 200 до 225	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250	
Св.225 до 250	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350	

1. Основные отклонения a и b не предусмотрены для размеров менее 1 мм.
2. Для полей допусков от js7 до js11 нечетные числовые значения IT могут быть округлены до ближайшего меньшего четного числа, чтобы предельные отклонения $\pm \frac{IT}{2}$ были выражены целым числом микрометров.
3. Специальный случай: поле допуска m7 предусмотрено лишь для размеров свыше 3 мм.

Приложение Б – Справочные таблицы для задания №2

Таблица Б1 - Шероховатость поверхности в зависимости от методов обработки

Обрабатываемые поверхности	Методы обработки		Параметры шероховатости													
			R _z					R _a								
			320	160	80	40	20	2,5	1,25	0,63	0,32	0,160	0,080	0,040	0,010	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
Наружные цилиндрические	Обтачивание	Предварительное	•	•	•	•										
		Чистовое			•	•	•	•	•							
		Тонкое							•	•						
	Шлифование	Предварительное							•	•						
		Чистовое									•	•				
		Тонкое										•	•			
	Притирка	Грубая									•	•				
		Средняя										•	•			
		Тонкая											•	•	•	•
	Отделка абразивным полотном										•	•	•	•		
Обкатывание роликом											•	•	•			
Шлифование-отделка (суперфиниширование)												•	•	•	•	
Внутренние цилиндрические	Растачивание	Предварительное	•	•	•	•										
		Чистовое				•	•	•	•							
		Тонкое							•	•	•					
	Сверление			•	•	•										
	Зенкерование	Черновое (по корке)			•	•	•									
		Чистовое				•	•	•	•							
	Развертывание	Нормальное								•	•					
		Точное									•	•				
		Тонкое										•	•			
	Протягивание							•	•	•	•					
	Внутреннее шлифование	Предварительное								•	•					
		Чистовое									•	•	•			
	Калибрование шариком										•	•	•			
	Притирка	Грубая									•	•				
Средняя											•	•				
Тонкая												•	•	•		
Шлифование-притирка (хонингование)	Нормальное									•	•	•				
	Зеркальное											•	•	•		

Продолжение таблицы Б1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16		
Плоскости	Стругание	Предварительное	•	•	•	•											
		Чистовое			•	•	•	•	•								
		Тонкое								•	•						
	Цилиндрическое фрезерование	Предварительное		•	•	•	•										
		Чистовое						•	•	•							
		Тонкое							•	•	•						
	Торцовое фрезерование	Предварительное		•	•	•	•										
		Чистовое						•	•	•							
		Тонкое								•	•						
	Торцовое точение	Предварительное	•	•	•	•											
		Чистовое			•	•	•	•	•	•							
		Тонкое								•	•	•					
	Плоское шлифование	Предварительное							•	•							
		Чистовое									•	•					
	Притирка	Грубая									•	•					
Средняя											•	•					
Тонкая												•	•	•	•	•	

Таблица Б2 - Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм, σ изм. (в мкм)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты															
	5		6		7		8		9		10		11		12	
	IT	σ изм.	IT	σ изм.	IT	σ изм.	IT	σ изм.	IT	σ изм.	IT	σ изм.	IT	σ изм.	IT	σ изм.
До3	4	1,4	6	1,8	10	3	14	3	25	6	40	8	60	12	100	20
Св.3 до 6	5	1,6	8	2	12	3	18	4	30	8	48	10	75	16	120	30
Св. 6 до 10	6	2	9	2	15	4	22	5	36	9	58	12	90	18	150	30
Св.10 до 18	8	2,8	11	3	18	5	27	7	43	10	70	14	110	30	180	40
Св. 18 до 30	9	3	13	4	21	6	33	8	52	12	84	18	130	30	210	50
Св. 30 до 50	11	4	16	5	25	7	39	10	62	16	100	20	160	40	250	50
Св. 50 до 80	13	4	19	5	30	9	46	12	74	18	120	30	190	40	300	60
Св. 80 до 120	15	5	22	6	35	10	54	12	87	20	140	30	220	50	350	70
Св. 120 до 180	18	6	25	7	40	12	63	16	100	30	160	40	250	50	400	80
Св. 180 до 250	20	7	29	8	46	12	72	18	115	30	185	40	290	60	450	100
Св. 250 до 315	23	8	32	10	52	14	81	20	130	30	210	50	320	70	520	120
Св. 315 до 400	25	9	36	10	57	16	89	24	140	40	230	50	360	80	570	120
Св. 400 до 500	27	9	40	12	63	18	97	26	155	40	250	50	400	80	630	140

Таблица Б3 - Предельные погрешности средств измерения наружных размеров Δlim (в мкм)

Наименование измерительного средства	Условие измерения			Интервалы размеров, мм										
	Разряд (класс) применяем. концевых мер	Используемое перемещен. измерительного стержня	Температурный режим, °С	1	3	6	18	30	50	80	120	180	260	360
			
				3	6	18	30	50	80	120	180	260	360	500
Штангенциркули с отсчетом по нониусу 0,1мм.	-	-	-	150	150	150	150	150	160	170	190	200	210	230
Штангенциркули с отсчетом по нониусу 0,05мм.	-	-	-	80	80	80	80	80	90	100	100	100	110	110
Микрометры гладкие при настройке на «нуль»	-	-	при работе на-ходящаяся на ру-ках;	5,5	5,5	5,5	6,5	7,5	9,5	12	17	22	36	10
по установочной мере	-	-	при работе на-ходящаяся в стойке	4,5	4,5	4,5	5	5	5	6	7	8,5	11	12
Индикаторы часового типа (ИЧ) при относительных измерениях	5(3)	1		9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	10	11	12	14
	5(2)	(в начале второго оборота)	2	4,5	4,5	4,5	4,5	5	5	5,5	6	7	9	11
	5(2)	весь предел измерения по шкале	2	2	2	2	2	2	2,5	2,5	4,5	6	6	-
Рычажные скобы при установке по концевым мерам			2											

Таблица Б4 - Предельные погрешности средств измерения внутренних диаметров деталей Δlim (в мкм)

Наименование измерительного средства	Условия измерения			Температурный режим, °С	Интервалы размеров, мм				
	Перемещ. измерит. стержня, мм	Разряд (класс) примен. кольцев. мер	Шероховатость отверстия		св. 3 до 18	св. 18 до 50	св. 50 до 120	св. 120 до 260	св. 260 до 500
Штангенцирк. с отсч. по нониусу 0,1 мм.	-	-	5	7	200	200	230	300	300
Штангенцирк. с вел. отсч. 0,05 мм.	-	-	5	7	150	150	170	200	250
Микрометры с вел. отсчета 0,01 мм.	13	-	5	5 для размеров до 200 мм	-	-	15	20	27
Нутромеры индикаторные с ценой деления 0,01 мм.	13	-	5	3 для размеров св. 200 мм	-	-	10	16	20
Нутромеры индикаторные с ценой деления 0,01 мм.	0,1	(3)	9	3 для размеров до 100 мм	7	7,5	9	12	14
			7	2 для размеров св. 100 мм	7,5	7,5	12	14	16
	0,03	5(2)	9	3 для размеров до 100 мм	4	5	6	8	10
Нутромеры индикаторные с ценой деления 0,001 мм и 0,002 мм.	0,1 – 0,3	5(2)	7	3 для размеров до 100 мм	5	8	10	11	13
			7	2 для размеров св. 100 мм	4,5	5,5	6,5	7,5	11
			9	3 для размеров до 100 мм	2,8	3,5	4,5	6,5	9
			7	3 для размеров до 100 мм	3	4	5,5	7	10
Нутромеры повышенной точности с ценой деления 0,001 мм и 0,002 мм.	0,1 – 0,3	5(2)	7	2 для размеров св. 100 мм	3,2	5	-	-	-
			9		2	3,5	-	-	-
			7		2,5	4,5	-	-	-
Горизонтальные оптиметры	$\pm 0,06$	4(1)	9	3 1	1,2	1,2	1,5	3	5

Приложение В – Справочная таблица для задания №3

Таблица В1 - Допуски и отклонения калибров (в мкм)

Квалитеты допусков изделий	Обозначения	Интервалы размеров, мм								
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4
	y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3
	H	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
	Z ₁	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
	y ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4
	H ₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
7	Z, Z ₁	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
	y, y ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4
	H, H ₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
8	Z, Z ₁	2	3	3	4	5	6	7	8	9
	y, y ₁	3	3	3	4	4	5	5	6	6
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H ₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12
9	Z ₁ Z ₁	5	6	7	8	9	11	13	15	18
	y ₁ y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H ₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12
10	Z ₁ Z ₁	5	6	7	8	9	11	13	15	18
	y ₁ y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H ₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12
11	Z ₁ Z ₁	10	12	14	16	19	22	25	28	32
	y ₁ y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	H ₁ H ₁	4	5	6	8	9	11	13	15	18

Таблица В2 - Параметры шероховатости измерительных калибров Ra

Квалитеты калибров			D _N мм от 0,1 до 100	D _N , мм св. 100 до 360
пробок	скоб	контркалибров	параметр шероховатости по ГОСТ 2789-73, мкм	
6		6 – 9	0,040	0,080
7 – 9	6 – 9	10 и грубее	0,080	0,160
10 – 12	10 – 12	-	0,160	0,160
13 и грубее	-	-	0,32	0,32

Приложение Г – Справочные таблицы для задания №4

Таблица Г1 – Предельные зазоры в посадках с гарантированным зазором в системе отверстия

Посадки	Зазоры	Зазоры, мкм, при номинальных размерах												
		От 1 до 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$\frac{H5}{g4}$	min	2	4	5	6	7	9	10	12	14	15	17	18	20
	max	9	13	15	19	22	27	31	37	44	49	56	61	67
$\frac{H6}{g5}$	min	2	4	5	6	7	9	10	12	14	15	17	18	20
	max	12	17	20	25	29	36	42	49	57	64	72	79	87
$\frac{H7}{g6}$	min	2	4	5	6	7	9	10	12	14	15	17	18	20
	max	18	24	29	35	41	50	59	69	79	90	101	111	123
$\frac{H6}{f6}$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	18	26	31	38	46	57	68	80	93	108	120	134	148
$\frac{H7}{f7}$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	26	34	43	52	62	75	90	106	123	142	160	176	194
$\frac{H8}{f7}$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	30	40	50	61	74	89	106	125	146	168	189	208	228
$\frac{H8}{f8}$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	34	46	57	70	86	103	122	144	169	194	218	240	262
$\frac{H8}{f9}$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	45	58	71	86	105	126	150	177	206	237	267	291	320
$\frac{H9}{f8}$	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
	max	45	58	71	86	105	126	150	177	206	237	267	291	320

Продолжение таблицы Г1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$\frac{H7}{e7}$	min max	14 34	20 44	25 55	32 68	40 82	50 100	60 120	72 142	85 165	100 192	110 214	125 239	135 261
$\frac{H7}{e8}$	min max	14 38	20 50	25 62	32 77	40 94	50 114	60 136	72 161	85 188	100 218	110 243	125 271	135 295
$\frac{H8}{e8}$	min max	14 42	20 56	25 69	32 86	40 106	50 128	60 152	72 180	85 211	100 244	110 272	125 303	135 329
$\frac{H8}{e9}$	min max	14 52	20 68	25 83	32 102	40 125	50 151	60 180	72 213	85 248	100 287	110 321	125 353	135 387
$\frac{H9}{e8}$	min max	14 52	20 68	25 83	32 102	40 125	50 151	60 180	72 213	85 248	100 287	110 321	125 353	135 387
$\frac{H9}{f9}$	min max	6 56	10 70	13 85	16 102	20 124	25 149	30 178	36 210	43 243	50 280	56 316	62 342	68 378
$\frac{H7}{d8}$	min max	20 44	30 60	40 77	50 95	65 119	80 144	100 176	120 209	145 248	170 288	190 323	210 356	230 390
$\frac{H8}{d8}$	min max	20 48	30 66	40 84	50 104	65 131	80 158	100 192	120 228	145 271	170 314	190 352	210 388	230 424
$\frac{H9}{e9}$	min max	14 64	20 80	25 97	32 118	40 144	50 174	60 208	72 246	85 285	100 330	110 370	125 405	135 445

Окончание таблицы Г1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$\frac{H8}{d9}$	min max	20 59	30 78	40 98	50 120	65 150	80 181	100 220	120 261	145 308	170 367	190 401	210 490	230 482
$\frac{H9}{d9}$	min max	20 70	30 90	40 112	50 136	65 169	80 204	110 248	120 294	145 345	170 400	190 450	210 490	230 540
$\frac{H10}{d10}$	min max	20 100	30 126	40 156	50 190	65 233	80 280	100 340	120 400	145 465	170 540	190 610	210 670	230 730
$\frac{H11}{d11}$	min max	20 140	30 180	40 220	50 270	65 325	80 400	100 480	120 560	145 645	170 750	190 830	210 930	230 1030

119

Примечание: □ - предпочтительные посадки

Приложение Д – Справочные таблицы для задания №5

Таблица Д1 – Предельные натяги в посадках с гарантированным натягом в системе отверстия

Посадки	Натяги	Натяги, мкм, при номинальных размерах до 120 мм												
		От 1 до 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 14	Св. 14 до 18	Св. 18 до 24	Св. 24 до 30	Св. 30 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 65	Св. 65 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 120
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$\frac{H6}{p5}$	min max	0 10	4 17	6 21	7 26	7 26	9 31	9 31	10 37	10 37	13 45	13 45	15 52	15 52
$\frac{H6}{r5}$	min max	4 14	7 20	10 25	12 31	12 31	15 37	15 37	18 45	18 45	22 54	24 56	29 66	32 69
$\frac{H6}{s5}$	min max	8 18	11 24	14 29	17 36	17 36	22 44	22 44	27 54	27 54	34 66	40 72	49 86	57 94
$\frac{H7}{p6}$	min max	4 12	0 20	0 24	0 29	0 29	1 35	1 35	1 42	1 42	2 51	2 51	2 59	2 59
$\frac{H7}{r6}$	min max	0 16	3 23	4 28	5 34	5 34	7 41	7 41	9 50	9 50	11 60	13 62	16 73	19 76
$\frac{H7}{s6}$	min max	4 20	7 27	8 32	10 39	10 39	14 48	14 48	18 59	18 59	23 72	29 78	36 93	44 101
$\frac{H7}{s7}$	min max	4 24	7 31	8 38	10 46	10 46	14 56	14 56	18 68	18 68	23 83	29 89	36 106	44 114

Продолжение таблицы Д1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$\frac{H7}{t6}$	min max	- -	- -	- -	- -	- -	- -	20 54	23 64	29 70	36 85	45 94	56 113	69 126
$\frac{H7}{u7}$	min max	8 28	11 35	13 43	15 51	15 51	20 62	27 69	35 85	45 95	57 117	72 132	89 159	109 179
$\frac{H8}{s7}$	min max	0 24	1 31	1 38	1 46	1 46	2 56	2 56	4 68	4 68	7 83	13 89	17 106	25 114
$\frac{H8}{u8}$	min max	4 32	5 41	6 50	6 60	6 60	8 74	15 81	21 99	31 109	41 133	56 148	70 178	90 198
$\frac{H8}{x8}$	min max	6 34	10 46	12 56	13 67	18 72	21 87	31 97	41 119	58 136	76 168	100 192	124 232	156 264
$\frac{H8}{z8}$	min max	12 40	17 53	20 64	23 77	33 87	40 106	55 121	73 151	97 175	126 218	164 256	204 312	256 364

Примечание: □ - предпочтительные посадки

Продолжение таблицы Д1

Посадки	Натяги	Натяги, мкм, при номинальных размерах св. 120 мм до 500 мм											
		Св. 120 до 140	Св. 140 до 160	Св. 160 до 180	Св. 180 до 200	Св. 200 до 225	Св. 225 до 250	Св. 250 до 280	Св. 280 до 315	Св. 315 до 355	Св. 355 до 400	Св. 400 до 450	Св. 450 до 500
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$\frac{H6}{p5}$	min	18	18	18	21	21	21	24	24	26	26	28	28
	max	61	61	61	70	70	70	79	79	87	87	95	95
$\frac{H6}{r5}$	min	38	40	43	48	51	55	62	66	72	78	86	92
	max	81	83	86	97	100	104	117	121	133	139	153	159
$\frac{H6}{s5}$	min	67	75	83	93	101	111	126	138	154	172	192	212
	max	110	118	126	142	150	160	181	193	215	233	259	279
$\frac{H7}{p6}$	min	3	3	3	4	4	4	4	4	5	5	5	5
	max	68	68	68	79	79	79	88	88	98	98	108	108
$\frac{H7}{r6}$	min	23	25	28	31	34	38	42	46	51	57	63	69
	max	88	90	93	106	109	113	126	130	144	150	166	172
$\frac{H7}{s6}$	min	52	60	68	76	84	94	106	118	133	151	169	189
	max	117	125	133	151	159	169	190	202	226	244	272	292
$\frac{H7}{s7}$	min	52	60	68	76	84	94	106	118	133	151	169	189
	max	132	140	148	168	176	186	210	222	226	265	295	315

Окончание таблицы Д1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$\frac{H7}{t6}$	min max	82 147	94 159	106 171	120 195	134 209	150 225	166 250	188 272	211 304	237 330	267 370	297 400
$\frac{H7}{u7}$	min max	130 210	150 230	170 250	190 282	212 304	238 303	263 367	298 402	333 447	378 492	427 553	477 603
$\frac{H8}{s7}$	min max	29 132	37 140	45 148	50 168	58 176	68 186	77 210	89 222	101 247	119 265	135 295	155 315
$\frac{H8}{u8}$	min max	107 233	127 253	147 273	164 308	186 330	212 356	234 396	269 431	301 479	346 524	393 587	443 637
$\frac{H8}{x8}$	min max	185 311	217 343	247 373	278 422	313 457	353 497	394 556	444 606	501 679	571 749	643 837	723 917
$\frac{H8}{z8}$	min max	302 428	352 478	402 528	448 592	503 647	568 712	629 791	709 871	811 989	911 1089	1003 1197	1153 1347

Примечание: □ - предпочтительные посадки

Таблица Д2 - Значение предела текучести σ_T для конструкционных сталей

Марка стали	σ_T не менее МПа	Марка стали	σ_T не менее МПа
15	240	40	340
20	260	50	380
25	280	15Г	250
30	300	30Г	320
35	320	40Г	360

Таблица Д3 - Рекомендуемые посадки в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Квалитет основного отверстия	Посадки		
	с зазором	переходные	с натягом
1	2	3	4
5	$\frac{H5}{g4}$; $\frac{H5}{h4}$;	$\frac{H5}{js4}$; $\frac{H5}{k4}$;	$\frac{H5}{n4}$;
6	$\frac{H6}{f6}$; $\frac{H6}{g5}$; $\frac{H6}{h5}$;	$\frac{H6}{js5}$; $\frac{H6}{k5}$; $\frac{H6}{m5}$; $\frac{H6}{n5}$;	$\frac{H6}{p5}$; $\frac{H6}{z5}$; $\frac{H6}{s5}$;
7	$\frac{H7}{c8}$; $\frac{H7}{d8}$; $\frac{H7}{e7}$; <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">$\frac{H7}{f7}$</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">$\frac{H7}{g6}$</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">$\frac{H7}{e8}$</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">$\frac{H7}{h6}$</div> </div>	$\frac{H7}{m6}$; $\frac{H7}{js6}$ <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">$\frac{H7}{k6}$</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;">$\frac{H7}{n6}$</div> </div>	$\frac{H7}{p6}$; $\frac{H7}{r6}$; $\frac{H7}{s6}$ $\frac{H7}{s7}$; $\frac{H7}{t6}$; $\frac{H7}{U7}$;
8	$\frac{H8}{e8}$; $\frac{H8}{h7}$; $\frac{H8}{h8}$ $\frac{H8}{c8}$; $\frac{H8}{d8}$; $\frac{H8}{e9}$; $\frac{H8}{f7}$ $\frac{H8}{f8}$; $\frac{H8}{f9}$; $\frac{H8}{h9}$;	$\frac{H8}{js7}$; $\frac{H8}{k7}$; $\frac{H8}{m7}$; $\frac{H8}{n7}$;	$\frac{H8}{s7}$; $\frac{H8}{u8}$; $\frac{H8}{x8}$; $\frac{H8}{z8}$;

Продолжение таблицы ДЗ

1	2	3	4
9	$\frac{H9}{e8}; \frac{H9}{e9}; \frac{H9}{f8}; \frac{H9}{f9};$ $\frac{H9}{h8}; \frac{H9}{h9};$ <div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">$\frac{H9}{d9}$</div>		
10	$\frac{H10}{d10}; \frac{H10}{h9}; \frac{H10}{h10};$		
11	$\frac{H11}{d11}; \frac{H11}{b11}; \frac{H11}{c11};$ <div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">$\frac{H11}{d11}$</div> $\frac{H11}{d11}; \frac{H11}{h11};$ <div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">$\frac{H11}{h11}$</div>		
12	$\frac{H12}{b12}; \frac{H12}{h12};$		
<input type="checkbox"/> - предпочтительные посадки			

Таблица Д4 - Рекомендуемые посадки в системе вала при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Квалитет основного вала	Посадки		
	С зазором	переходные	С натягом
1	2	3	4
4	$\frac{G5}{h4}; \frac{H5}{h4};$	$\frac{Js5}{h4}; \frac{K5}{h4}; \frac{M5}{h4};$	$\frac{N5}{h4};$
5	$\frac{F6}{h5}; \frac{G6}{h5}; \frac{H6}{h5};$	$\frac{K}{h5}; \frac{Js}{h5}; \frac{M}{h5}; \frac{N6}{h5};$	$\frac{P6}{h5};$
6	$\frac{D8}{h6}; \frac{F7}{h6};$ $\frac{E8}{h6}; \frac{G7}{h6};$ <div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">$\frac{F8}{h6}$</div> <div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">$\frac{H7}{h6}$</div>	$\frac{M7}{h6};$ <div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">$\frac{Js7}{h6}$</div> <div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">$\frac{K7}{h6}$</div> <div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">$\frac{N7}{h6}$</div>	$\frac{R7}{h6}; \frac{S7}{h6}; \frac{T7}{h6};$ <div style="border: 1px solid black; display: inline-block; padding: 2px;">$\frac{P7}{h6}$</div>

Продолжение таблицы Д4

1	2	3	4
7	$\frac{D8}{h7}; \frac{E8}{h7}; \frac{F8}{h7};$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> $\frac{H8}{h7}$ </div>	$\frac{Js8}{h7}; \frac{K8}{h7}; \frac{M8}{h7}; \frac{N8}{h7};$	$\frac{U8}{h7};$
8	$\frac{D8}{h8}; \frac{D9}{h8}; \frac{E8}{h8};$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> $\frac{E9}{h8}$ </div> $\frac{F9}{h8}; \frac{H9}{h8};$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> $\frac{H8}{h8}$ </div>		
9	$\frac{D9}{h9}; \frac{D10}{h9}; \frac{E9}{h9}; \frac{F9}{h8}; \frac{H8}{h9};$ $\frac{H9}{h9}; \frac{H10}{h9};$		
10	$\frac{D10}{h10}; \frac{H10}{h10};$		
11	$\frac{A11}{h11}; \frac{B11}{h11}; \frac{C11}{h11}; \frac{D11}{h11};$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> $\frac{H11}{h11}$ </div>		
12	$\frac{B12}{h12}; \frac{H12}{h12};$		
<input type="checkbox"/> - предпочтительные посадки			

**Таблица Д5 - Минимальные требования к величине шероховатости
поверхности в зависимости от допусков размера и формы**

Допуск размера по квалитетам	Допуск формы от допуска размера, %	Номинальные размеры, мм			
		до 18	св. 18 до 50	св. 50 до 120	св. 120 до 500
		Значения Ra мкм, не более			
IT4	100	0,4	0,8	0,8	1,6
	60	0,2	0,4	0,4	0,8
	40	0,1	0,2	0,2	0,4
IT5	100	0,4	0,8	1,6	1,6
	60	0,2	0,4	0,8	0,8
	40	0,1	0,2	0,4	0,4
IT6	100	0,8	1,6	1,6	3,2
	60	0,4	0,8	0,8	1,6
	40	0,2	0,4	0,4	0,8
IT7	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	1,6	3,2
	40	0,4	0,8	0,8	1,6
IT8	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	3,2	3,2
	40	0,4	0,8	1,6	1,6
IT9	100 и 60	3,2	3,2	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT10	100 и 60	3,2	6,3	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT11	100 и 60	6,3	6,3	12,5	12,5
	40	3,2	3,2	6,3	6,3
	25	1,6	1,6	3,2	3,2
IT12 и IT13	100 и 60	12,5	12,5	25	25
	40	6,3	6,3	12,5	12,5

**Таблица Д6 - Рекомендуемые значения параметра отклонения формы
(в мкм)**

					0,3		0,5	0,6	0,8
1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800

Приложение Е – Справочные таблицы для задания №6

Таблица Е1 - Нормальные габаритные размеры подшипников

Условное обозначение подшипников	Габаритные размеры, мм			Радиус закругления фаски, мм
	внутренний диаметр	наружный диаметр	ширина (кроме конических роликоподшипников)	
		Легкая серия		
204	20	47	14	1,5
205	25	52	15	1,5
206	30	62	16	1,5
207	35	72	17	2,0
208	40	80	18	2,0
209	45	85	19	2,0
210	50	90	20	2,0
211	55	100	21	2,5
212	60	110	22	2,5
213	65	120	23	2,5
214	70	125	24	2,5
215	75	130	25	2,5
216	80	140	26	3,0
217	85	150	28	3,0
218	90	160	30	3,0
220	100	180	34	3,5
		Средняя серия		
305	25	62	17	2,0
306	30	72	19	2,0
307	35	80	21	2,5
308	40	90	23	2,5
309	45	100	25	2,5
310	50	110	27	3,0
311	55	120	29	3,0
312	60	130	31	3,5
313	65	140	33	3,5
314	70	150	35	3,5
315	75	160	37	3,5
316	80	170	39	3,5
317	85	180	41	4,0
318	90	190	43	4,0
		Тяжелая серия		
406	30	90	23	2,5
407	35	100	25	2,5
408	40	110	27	3,0
409	45	120	29	3,0
410	50	130	31	3,5
411	55	140	33	3,5
412	60	150	35	3,5
413	65	160	37	3,5
414	70	180	42	4,0
415	75	190	45	4,0

**Таблица Е2 - Допускаемые интенсивности нагрузок
на посадочной поверхности вала и корпуса**

Диаметр отверстия кольца подшипника, мм		Допускаемые значения P_R , кН/М			
		поля допусков для валов			
свыше	до	Js6	k6	m6	n6
18	80	До 300	300-1350	1350-1600	1600-3000
80	180	До 550	550-2000	2000-2500	2500-4000
180	360	До 700	700-3000	3000-3500	3500-6000
360	630	До 900	900-3400	3400-4500	4500-8000
Диаметр наружного кольца, мм		Поля допусков для отверстий корпусов			
свыше	до	K7	M7	N7	P7
50	180	До 800	800-1000	1000-1300	1300-2500
180	360	До 1000	1000-1500	1500-2000	2000-3300
360	630	До 1200	1200-2000	2000-2600	2600-4000
630	1600	До 1600	1600-2500	2500-3500	3500-5500

Таблица Е3 - Посадки для местно - нагруженных колец подшипников

Диаметр, мм		Посадки			Типы подшипников
свыше	до	на вал (ось)	в корпус стальной или чугунный		
			неразь- емный	разъем- ный	
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией $K_p=1$					
-	80	h6	H7	H7, H8	все типы, кроме штамповых игольчатых
80	260	g6, f7	G7		
260	500	f7			
Нагрузка с ударами и вибрацией $K_p>1$					
-	80	h6	Js7	Js8	все типы, кроме штампованных игольча- тых роликовых двухряд- ных
80	260				
260	500	g6	H7		

Таблица Е4 - Отклонения присоединительных диаметров подшипников качения *

Номинальные диаметры, мм		Отклонения диаметра отверстия подшипников, мм		Номинальные диаметры, мм		Отклонение наружного диаметра подшипника, мм	
свыше	до	верхнее	нижнее	свыше	до	верхнее	нижнее
10	18	0	-8	-	18	0	-8
18	30	0	-10	18	30	0	-9
30	50	0	-12	30	50	0	-11
50	80	0	-15	50	80	0	-13
80	120	0	-20	80	120	0	-15
120	180	0	-25	120	150	0	-18
180	250	0	-30	150	180	0	-25
250	315	0	-35	180	250	0	-30
				250	315	0	-35
				315	400	0	-40
				400	500	0	-45

*класс точности «0».

Таблица Е5 - Биение заплочиков под подшипники качения

Валов		Отверстия корпусов	
Номинальные диаметры валов, мм	Под подшипники «0» класса, мкм	Номинальные диаметры отверстий, мм	Под подшипники «0» класса, мкм
св.- до50	20	св. – до 80	40
св. 50 до 120	25	св. 80 до 120	45
св. 120 до 250	30	св. 120 до 150	50
св. 250 до 315	35	св.150 до 180	60
		св. 180 до 250	70

Таблица Е6 - Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения 0 класса точности

Номинальные диаметры, мм	Шероховатость поверхности R _d , мкм
до 80	0,63-1,25
св. 80 до 500	1,25-2,5

Приложение Е7 - Отклонение формы посадочных поверхностей под подшипники качения

Овальность и конусообразность посадочного места валов (осей) и отверстий корпусов не должна превышать под подшипники классов точности 0 и 6^{1/4} допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности:

$$\Delta_{ов} = \frac{d_{max} - d_{min}}{2}, \quad \Delta_{кон} = \frac{d_{max} - d_{min}}{2}.$$

Приложение Ж – Справочные таблицы для задания №7

Таблица Ж1 - Основные размеры соединений с призматическими шпонками (выборка), мм

Диаметр вала		Номинальный размер шпонки			Номинальный размер паза	
свыше	до	bхh	l		глубина по валу t ₁	глубина по втулке t ₂
			от	до		
12	17	5x5	10	56	3,0	2,3
17	22	6x6	14	70	3,5	2,8
22	30	8x7	18	90	4,0	3,3
30	38	10x8	22	110	5,0	3,3
38	44	12x8	28	140	5,0	3,3
44	50	14x9	36	160	5,5	3,8
50	58	16x10	45	180	6,0	4,3
58	65	18x11	50	200	7,0	4,4
65	75	20x12	56	220	7,5	4,9
75	85	22x14	63	250	9,0	5,4
85	95	25x14	70	280	9,0	5,4
95	110	28x16	80	320	10,0	6,4
110	130	32x18	90	360	11,0	7,4

Примечание: 1 Длина шпонок должна выбираться из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360;

2 На рабочем чертеже проставляется один размер для вала t₁ (предпочтительный вариант), или d- t₁, и для втулки D+ t₂.

Таблица Ж2 - Основные размеры соединений с сегментными шпонками (выборка), мм.

Диаметр вала		Размеры шпонок в x h x d	Номинальный размер паза	
свыше	до		глубина на валу, t_1	глубина во втулке, t_2
5	6	2x2,5x7	1,8	1,0
6	7	2x3,7x10	2,9	1,0
7	8	2,5x3,7x10	2,7	1,2
8	10	3x5,0x13	3,8	1,4
10	12	3x6,5x16	5,3	1,5
12	14	4x6,5x16	5,0	1,8
14	16	4x7,5x19	6,0	1,8
16	18	5x6,5x16	4,5	2,3
18	20	5x7,5x19	5,5	2,3
20	22	5x9,0x22	7,0	2,3
22	25	6x9,0x22	6,5	2,8
25	28	6x10x25	7,0	3,3
28	32	8x11x28	8,0	3,3
32	38	10x13x22	10,0	3,3

Примечание: на рабочем чертеже проставляется один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) или $d - t_1$ и для втулки $D + t_2$.

Таблица Ж3 - Ориентировочное назначение посадок в соединениях с сегментными и призматическими шпонками

Ширина шпонки	h9	h9	h9
Ширина паза на валу	P9	N9	H9
Ширина паза во втулке	P9	Js9	D10
Назначение посадок	При плотном соединении	При нормальном соединении	При свободном соединении

Таблица Ж4 - Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединений с призматическими и сегментными шпонками

Высота шпонки						h11	
Длина призматической шпонки						h14	
Длина паза на валу под призматическую шпонку						h15	
Диаметр сегментной шпонки						h12	
Глубина паза							
под призматическую шпонку				под сегментную шпонку			
на валу t_1 (или $d- t_1$)* и во втулке t_2 (или $D+ t_2$)				на валу t_1 (или $d- t_1$)*		во втулке t_2 (или $D+ t_2$)	
при h, мм							
От 2 до 6	Св.6 до18	Св.18 до50	От 1,4 до 3,7	От 3,7 до 7,5	Свыше 7,5	От 1,4 До 10	Св.10
+0,1 0	+0,2 0	+0,3 0	+0,1 0	+0,2 0	+0,3 0	+0,1 0	+0,2 0

*Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком минус.

Приложение 3 – Справочные таблицы для задания №8

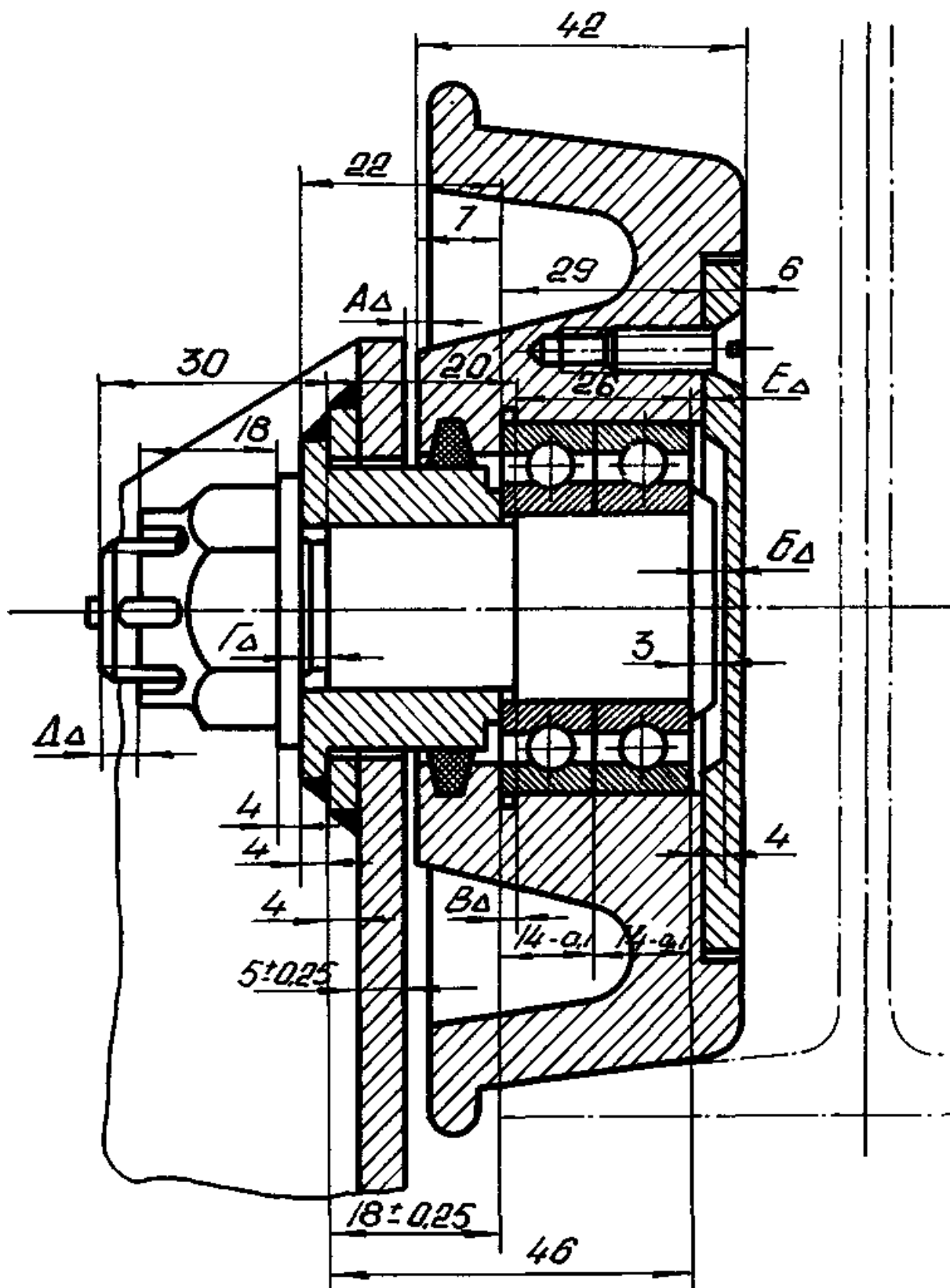
Таблица 31 - Величина шероховатости поверхностей элементов шлицевого соединения R_a , мкм

Точность изготовления (квалитет)	Центрирующие элементы			
	наружные и внутренние диаметры		толщина шлицевого вала	ширина впадин втулки
	вала	втулки		
5	0,25...0,32		0,4...1,0	0,8...1,0
6	0,32...0,63			
7	0,8...1,25	1,6...2,0		
8	1,0...1,25	1,6...2,5		
9	0,8...1,0			
10	0,8...1,25			
11 12	Не центрирующие элементы			
	вала	втулки		
	2,5...5,0 4,0...8,0	2,5...5,0 4,0...8,0		

Таблица 32 - Размеры прямоугольных шлицевых соединений , мм

z×d×D	b	d₁	z×d×D	B	d₁					
Соедине- ния	легкой	серии	10x72x82	12	67,4					
6x23x26	6	22,1	10x82x92	12	77,1					
6x26x30	6	24,6	10x92x102	14	87,3					
6x28x32	7	26,7	10x102x112	16	97,7					
8x32x36	6	30,4	Соединения	тяжелой	серии					
8x36x40	7	34,5								
8x42x46	8	40,4								
8x46x50	9	44,6								
8x52x58	10	49,7								
8x56x62	10	53,6								
8x62x68	12	59,8								
10x72x78	12	69,6								
10x82x88	12	79,3								
10x92x98	14	89,4								
10x102x108	16	99,9								
10x112x120	18	108,8								
Соедине- ния	средней	серии				10x16x20	2,5	14,1		
8x32x38						6	29,4	10x18x23	3	15,6
8x36x42						7	33,5	10x21x26	3	18,5
8x42x48						8	39,5	10x23x29	4	20,3
8x46x54						9	42,7	10x26x32	4	23,0
8x52x60						10	48,7	10x28x35	4	24,4
8x56x65			10	52,2	10x32x40	5	28,0			
8x62x72			12	57,8	10x36x45	6	31,3			
					10x42x52	6	36,9			
					10x46x56	7	40,9			
			16x52x60	5	47,0					
			16x56x65	5	50,6					
			16x62x72	6	56,1					
			16x72x82	7	65,9					
			20x82x92	6	75,6					
			20x92x102	7	85,6					
			20x102x115	8	94,0					
			20x112x125	9	104,0					

Приложение II – Чертежи сборочных единиц и справочные таблицы для задания №9
 Приложение И1 – Чертеж 1



Приложение И4 – Чертеж 4

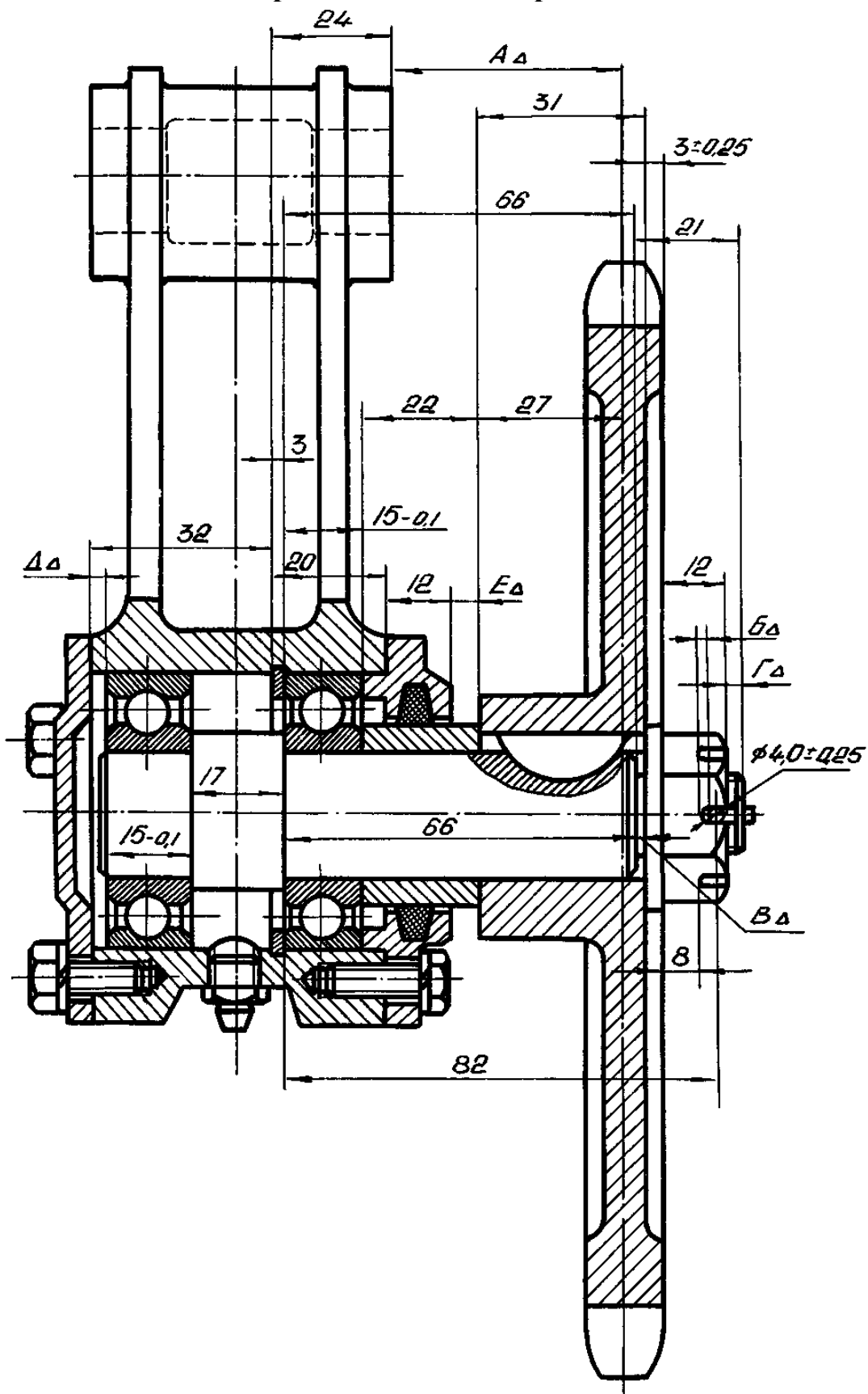


Таблица И5 - Номинальные размеры замыкающих звеньев, мм

Вариант	Чертеж	Замыкающий размер	Вариант	Чертеж	Замыкающий размер
1	1	$A_{\Delta} = 2$	26	4	$E_{\Delta} = 8$
2	2	$A_{\Delta} = 1$	27	3	$I_{\Delta} = 17$
3	3	$B_{\Delta} = 20$	28	2	$E_{\Delta} = 2$
4	4	$A_{\Delta} = 43$	29	1	$E_{\Delta} = 1$
5	1	$B_{\Delta} = 2$	30	4	$D_{\Delta} = 3$
6	2	$B_{\Delta} = 5$	31	3	$Ж_{\Delta} = 7$
7	3	$\Gamma_{\Delta} = 4$	32	2	$D_{\Delta} = 1$
8	4	$B_{\Delta} = 1$	33	1	$D_{\Delta} = 4$
9	1	$B_{\Delta} = 2$	34	4	$\Gamma_{\Delta} = 4$
10	2	$B_{\Delta} = 5$	35	3	$E_{\Delta} = 4$
11	3	$D_{\Delta} = 3$	36	2	$\Gamma_{\Delta} = 1$
12	4	$B_{\Delta} = 2$	37	1	$\Gamma_{\Delta} = 4$
13	4	$E_{\Delta} = 8$	38	4	$E_{\Delta} = 8$
14	3	$I_{\Delta} = 17$	39	3	$I_{\Delta} = 17$
15	1	$D_{\Delta} = 4$	40	2	$E_{\Delta} = 2$
16	2	$\Gamma_{\Delta} = 1$	41	1	$E_{\Delta} = 1$
17	1	$D_{\Delta} = 4$	42	4	$D_{\Delta} = 3$
18	4	$\Gamma_{\Delta} = 4$	43	3	$Ж_{\Delta} = 7$
19	3	$E_{\Delta} = 4$	44	2	$D_{\Delta} = 1$
20	2	$\Gamma_{\Delta} = 1$	45	3	$B_{\Delta} = 20$
21	1	$\Gamma_{\Delta} = 4$	46	4	$A_{\Delta} = 43$
22	2	$D_{\Delta} = 1$	47	1	$B_{\Delta} = 2$
23	1	$B_{\Delta} = 2$	48	2	$B_{\Delta} = 5$
24	3	$E_{\Delta} = 4$	49	3	$\Gamma_{\Delta} = 4$
25	2	$D_{\Delta} = 1$	50	4	$\Gamma_{\Delta} = 4$

**Таблица И6 - Значение единицы допуска для интервалов
размеров в ЕСДП ($i = 0,45\sqrt[3]{D_u} + 0,001D_u$)**

Интервалы номиналь- ных размеров, мм	До 3	Св.3 до 6	Св.6 до 10	Св.10 до 18	Св.18 до 30	Св.30 до 50	Св.50 до 80	Св.80 до 120	Св.120 до 180	Св.180 до 250	Св.250 до 315	Св.315 До 400	Св.400 до 500
Единица допуска i , мкм	0,6	0,75	0,9	1,1	1,3	1,6	1,9	2,2	2,5	2,9	3,2	3,6	4,0

**Таблица И7 - Коэффициент точности α (количество единиц
допуска в допуске данного качества) для различных качеств**

Квалите- ты	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
α	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Литература

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 4 т. / В.И.Анурьев. Под ред. И.Н. Жестковой. – 8-е изд., перераб. и доп.– М.: Машиностроение, 1999. – Т.1. – 912 с.
2. Анухин В.И. Допуски и посадки: Учеб. пособие / В.И. Анухин. – 3-е изд. – СПб.: Питер, 2005. – 207 с.
3. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Методические указания по изучению дисциплины/ Всесоюзн. с.-х. ин-т заоч. образования./ Сост. Н.Н. Черниговцев, Н.И. Веселовский.- М., 1991. – 90 с.
4. Гетманов В.Г. Метрология, стандартизация и сертификация: Учебное пособие./ В.Г. Гетманов, В.Е. Жужалов – М.: Дели- принт, 2003. – 104 с.
5. Гончаров А.А. Метрология, стандартизация и сертификация: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / А.А. Гончаров, В.Д. Копылов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 240 с.
6. Дайлидко А.А., Юрченко Ю.А. Стандартизация, метрология и сертификация на железнодорожном транспорте/ А.А. Дайлидко, Ю.А. Юрченко – М.: Желдориздат, 2002. – 262 с.
7. Дудин Б.М. Методические указания к выполнению курсовой работы по взаимозаменяемости, стандартизации и техническим измерениям (задание 1,2,3,4,5 и 6) - Челябинск. ин-т механиз. и электриф./ Б.М. Дудин – Челябинск, 1980. – 96 с.
8. Жамбалов Ш.Ж. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Методическое указание по выполнению курсовой работы/Бурятск. с.-х. ин-т./ Ш.Ж. Жамбалов и др. - Улан-Удэ, 1988. – 52 с.
9. Захаров В.И. Взаимозаменяемость, качество продукции и контроль в машиностроении. / В.И. Захаров. – Л.: Лениздат, 1990.-302 с., ил.
10. Лифиц И.М. Стандартизация, метрология и сертификация: Учебник./ И.М. Лифиц. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Юрайт-Издат, 2005. – 345 с.

11. Метрология, стандартизация и сертификация: Метод. руководство к выполнению курсовой работы/Новосиб. аграр. ун-т; //Сост. В.В. Коноводов, З.А. Лузянина, Р.В. Конорев. – Новосибирск, 2001. – 23 с.

12. Метрология, стандартизация и сертификация: Учебник/Ю.Б. Борисов, А.С. Сигов, В.И. Нефедов и др. Под ред. профессора А.С. Сигова. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. – 336 с. – (Профессиональное образование).

13. Метрология, стандартизация и сертификация: Учеб. пособие/А.Д. Никифоров, Т.А. Бакиев. – М.: Высш. школа, 2002. – 422 с.: ил.

14. Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов/ А.Д. Никифоров. – 3-е изд., испр. – М.: Высш шк., 2003. – 510 с.: ил.

15. Серый И.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения./ И.С. Серый – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1987. -367 с.: ил.

16. Чижикова Т.В. Стандартизация, сертификация и метрология. Основы взаимозаменяемости. / Т.В. Чижикова.– М.: КолосС, 2003. – 240 с.: ил.

17. Яблонский О.П., Иванова В.А. Основы стандартизации, метрологии, сертификации: Учебник/ О.П. Яблонский, В.А. Иванова. - Серия «Высшее образование». – Ростов н/Д: Феникс, 2004. – 448 с.

Содержание

Введение	3
Общие указания по выполнению расчетных работ	4
Основные принятые обозначения	5
ЗАДАНИЕ 1. Определение элементов присоединительных размеров сопряжения	6
ЗАДАНИЕ 2. Выбор посадок и квалитетов	18
ЗАДАНИЕ 3. Расчет полей допусков рабочих калибров	25
ЗАДАНИЕ 4. Расчет и выбор посадок с гарантированным зазором	35
ЗАДАНИЕ 5. Расчет и выбор посадок с гарантированным натягом	43
ЗАДАНИЕ 6. Расчет и выбор посадок подшипников качения	52
ЗАДАНИЕ 7. Допуски, посадки и предельные размеры шпоночного соединения	60
ЗАДАНИЕ 8. Определение допусков, посадок и предельных размеров прямобочного шлицевого соединения	68
ЗАДАНИЕ 9. Расчет допусков размеров, входящих в размерные цепи	76
Тесты для фронтального контроля по расчетным работам	86
Приложения	105
Литература	141

**Александр Викторович Кузьмин
Владимир Афанасьевич Беломестных**

ВЫБОР ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Учебное пособие

Лицензия на издательскую деятельность

ЛР№ 070444 от 11.03.98 г.

Подписано в печать __.__.201__ г.

Тираж 50 экз.



Издательство Иркутского государственного
аграрного университета им. А.А. Ежевского
664038, Иркутская обл., Иркутский р-н,
пос. Молодежный