

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕ СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
ИНСТИТУТ**

ФАКУЛЬТЕТ «ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ»

**КАФЕДРА «ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И
ОБОРУДОВАНИЯ»**

КУРСОВАЯ РАБОТА

По дисциплине:

«Взаимозаменяемость ,
стандартизация, технические
измерения и сертификация»

Выполнил:

Студент группы «3р-12»
С.Раззаков

Принял:

Доцент
А.Мурадов

КУРСОВАЯ РАБОТА

План:

Введение

1. Расчет посадок и калибров для контроля гладких цилиндрических соединений (ГЦС)

1.1 Посадки в системе отверстия

1.2 Посадки в системе вала

1.3. Расчёт калибров

2. Расчёт и выбор посадок подшипников качения

3. Расчёт резьбовых соединений

4. Расчёт разъёмных цепей

4.1 Задача 1-типа

4.2 Задача 2-типа

Заключение

Литература

Введение

В современном машиностроении в основу конструирования, производства и эксплуатации изделий машиностроительной промышленности положен принцип взаимозаменяемости.

Взаимозаменяемость является одной из важнейших предпосылок организации серийного и массового производства, обеспечивает кооперацию, концентрацию и специализацию производства, значительно снижает себестоимость продукции, ускоряет технологический процесс сборки, позволяет существенно сократить сроки и повысить качество ремонта в процессе эксплуатации изделий. Основой взаимозаменяемости является стандартизация.

Взаимозаменяемостью называются принципы, обеспечивающие сборку деталей и узлов и их замену при ремонте без дополнительной обработки с сохранением заданного качества. Взаимозаменяемость базируется на нормирование требований к деталям, узлам и механизмам, используемых при конструировании, благодаря которым представляется возможность изготавливать их независимо и собирать или заменять без дополнительной обработки при соблюдении технических требований к изделию.

Детали и узлы, изготовленные на основе принципов взаимозаменяемости, называются взаимозаменяемыми.

Взаимозаменяемость имеет давнюю историю. Еще в древние времена за много лет до нашей эры в Египте использовали кирпичи стандартного размера. В древнем Риме при сооружении водопровода применялись трубы единых диаметров. В России указом Ивана IV, датированным 1555 годом, для проверки размеров ядер для пушек применялись так называемые кружалы – прототипы калибров.

В рамках настоящего курса требования к взаимозаменяемости деталей ограничиваются рассмотрением вопросов точности размера, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхности.

Взаимозаменяемость может быть:

Полной – при которой 100 % деталей и узлов механизма устанавливаются и заменяются при сборке без дополнительной обработки, без регулирования и без подбора.

Неполной (ограниченной) – при которой для обеспечения сборки применяют: групповой подбор деталей, компенсаторы, регулирование положения некоторых частей машин, пригонку и другие дополнительные технологические мероприятия при обязательном выполнении требований к качеству сборочных единиц и изделий.

Внешней – при которой обеспечивается взаимозаменяемость покупных и кооперируемых изделий и сборочных единиц по эксплуатационным показателям, а также по размерам и форме присоединительных поверхностей (электродвигатели, подшипники, редуктора и т. д.).

Внутренней – которая распространяется на детали и узлы, входящие в изделие.

Взаимозаменяемость основывается на стандартизации.

Поле допуска – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска T и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Основное отклонение – одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии. Основным является отклонение ближайшее к нулевой линии. Второе отклонение определяется через допуск.

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладывают отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок.

Вал – термин, условно применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей.

Отверстие – термин, условно применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей.

Посадка - характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки. Посадка характеризует свободу относительного перемещения соединяемых деталей или степень сопротивления их взаимному смещению. По характеру соединения различают три группы посадок: посадки с зазором, посадки с натягом и переходные посадки.

Зазор S – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала. Зазор обеспечивает возможность относительного перемещения собранных деталей.

Натяг N – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Натяг обеспечивает взаимную неподвижность деталей после их сборки.

Посадка с зазором – посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении.

Посадка с натягом – посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении.

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение как зазора так и натяга.

Системой допусков и посадок называют совокупность рядов и допусков, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов.

Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин, даёт возможность стандартизовать режущие инструменты и калибры, облегчает конструирование, производство и достижение взаимозаменяемости изделий и их частей, а также обуславливает повышение их качества.

Основные эксплуатационные требования гладким цилиндрическим соединениям.

Г.Ц.С. разделяют на подвижные и неподвижные.

Основные требования, предъявляемое и ответственным подвижным соединениям

- создание между валом и отверстиям наименьшего зазора, обеспечивающего трети со смазочным материалом, заданную несущую способность подшипника (скольжу) и сохранение указанного вида трепля при увеличении зазора в процессе длительной эксплуатации машины, и также точное центрировании и равномерное вращение вала.

Основное требование, предъявляемое к неподвижным соединениям – обеспечение точного центрирования деталей и передача Крутящего момента или осевой силы благодаря гарантированному натягу или дополнительному креплению деталей

Подшипники являются наиболее ответственными и наиболее точными элементами механизмов, так как они определяют положение всех остальных деталей (валов, осей, зубчатых колес, шкивов и т. д.). От посадок подшипников зависит точность работы всего механизма в целом. Посадки подшипников, как качения, так и скольжения определяются соответствующими государственными стандартами.

В международной системе единиц СИ в качестве основной единицы плоского угла установлен радиан – угол между двумя радиусами окружности, длина дуги между которыми равна радиусу. Такая единица измерения углов, удобная для расчетов, практически не применяется на практике ввиду отсутствия приборов, проградуированных в радианах.

Точность геометрических параметров деталей характеризуется не только точностью размеров ее элементов, но и точностью формы и взаимного расположения поверхностей.

Отклонения формы и взаимного расположения поверхностей возникают в процессе обработки деталей из-за неточности и деформации станка, износа и температурных деформаций инструмента, деформации самой детали, неравномерности припуска на обработку и т. д.

Отклонения формы и взаимного расположения поверхностей снижают технологические и эксплуатационные показатели изделий. Так, они влияют на точность и трудоемкость сборки и повышают объем пригоночных операций, влияют на точность базирования детали при изготовлении и контроле. Подшипники качения, например, весьма чувствительны к отклонениям формы и взаимного расположения посадочных поверхностей. В подвижных соединениях эти отклонения приводят к уменьшению износостойкости деталей вследствие повышения удельного давления на выступах поверхностей.

Резьбовые соединения находят широкое применение в машиностроении и приборостроении. В машиностроении более 60 % деталей имеют резьбу.

Резьбовые поверхности образуются винтовым перемещением профиля определенной формы по цилиндрической (цилиндрические резьбы) или конической (конические резьбы) поверхности. Цилиндрические и конические поверхности могут быть наружными и внутренними. Поэтому резьбы делятся на наружные и внутренние. В зависимости от профиля резьбы подразделяются на треугольные, прямоугольные, трапецидальные, круглые и упорные.

По назначению резьбы принято делить на резьбы общего назначения и специальные. К категории резьб общего назначения обычно относят: крепежные (метрические и дюймовые), кинематические (трапецидальные и упорные) и трубные (цилиндрические и конические) резьбы. К числу специальных резьб относят: окулярные, цокольные, резьбы для труб геологоразведочного бурения и др. По принятой единице измерения линейных размеров различают резьбы метрические и дюймовые.

Кроме того, в зависимости от направления винтовой поверхности резьбы делятся на правые и левые, а по числу заходов – на однозаходные и многозаходные.

Стандартизация - научно-техническая деятельность, направленная на достижение оптимальной степени упорядочения в определённой области посредством установления требований для всеобщего и многократного применения в отношении реально существующих или потенциальных задач.

Важнейшими результатами стандартизации являются повышение степени соответствия продукции, процессов и услуг по функциональному назначению, устранению барьеров в торговле и содействие научно-техническому сотрудничеству.

Объект стандартизации - предмет (продукция, процесс, услуга) подлежащий стандартизации.

ЗАДАНИЕ № 1

РАСЧЁТ ПОСАДОК И КАЛИБРОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ (ГЦС)

ВАРИАНТ № 7

ЗАДАЧА № 1

ПОСАДКИ В СИСТЕМЕ ОТВЕРСТИЯ

1. Задано гладкое цилиндрическое соединение

$$\text{Ø}11 \frac{H9}{e8}$$

1. Требуется определить предельные размеры отверстия и вала, допуски, предельные зазоры или натяги, а также допуск посадки. Это посадка в системе отверстия, т.к. вал сопрягается с отверстием, которое обозначено буквой "H". А буквой "H" обозначается основное отверстие.

В схеме (рис. 1) показаны чертежи соединения, отверстия и вала в масштабе гладкого цилиндрического соединения (ГЦС).

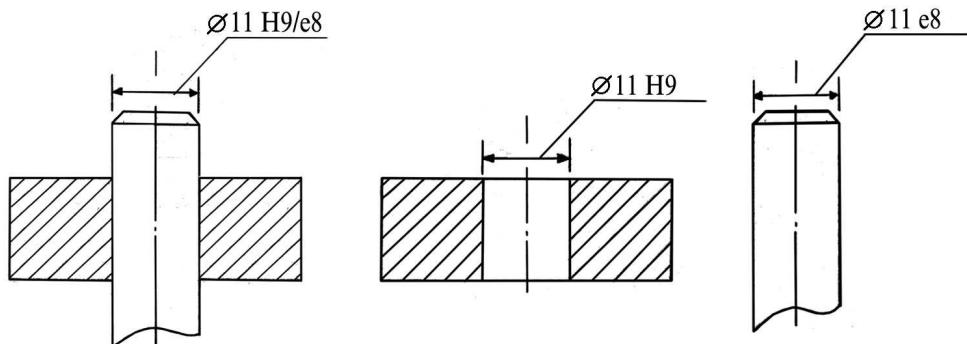
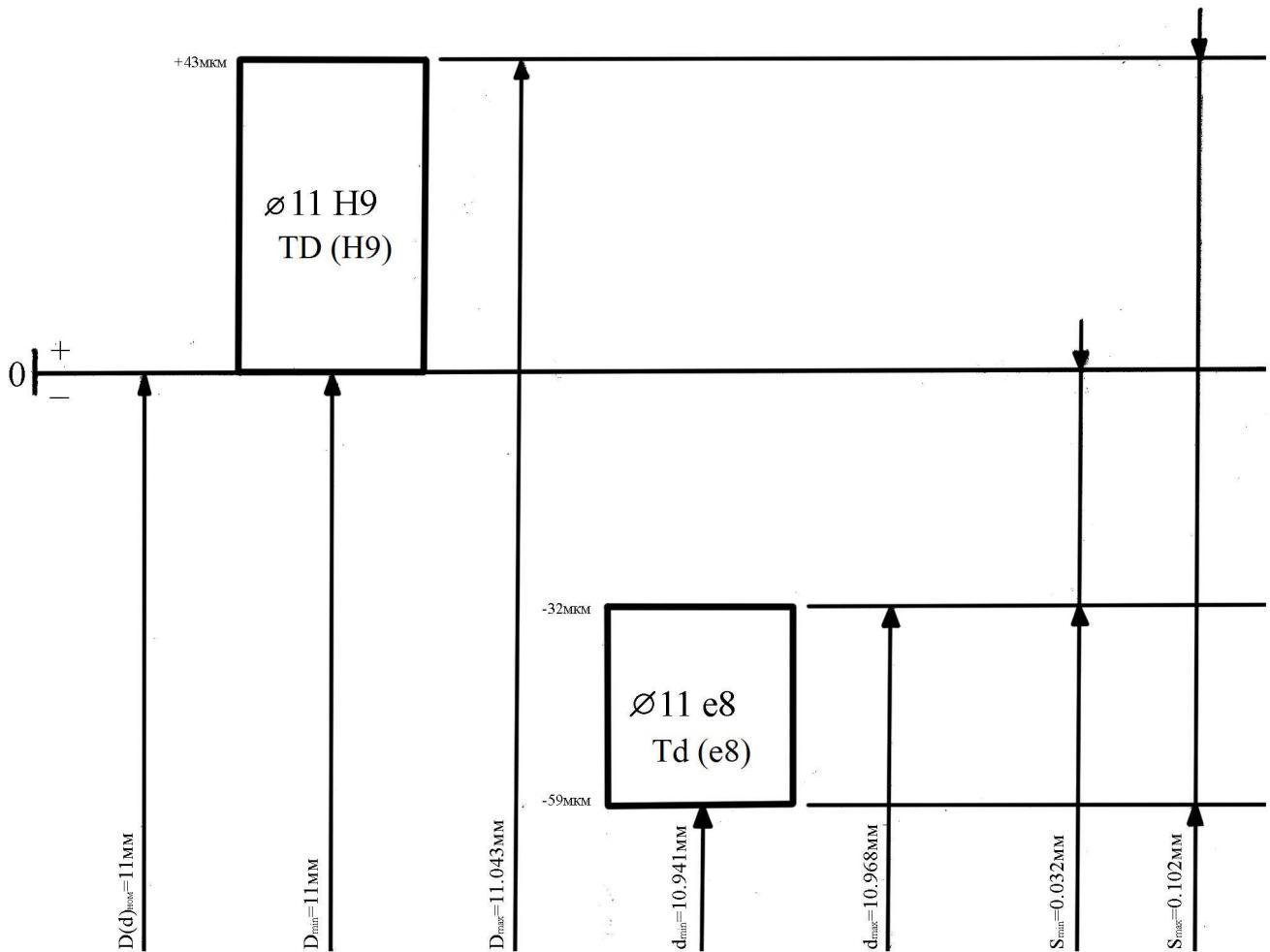


Рис.1 Соединение, отверстие и вал в масштабе M1:1 гладкого цилиндрического соединения (ГЦС).

2. По ГОСТ 25347-82 "Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки" (или по книге Мягкова «Допуски и посадки» 1-том) определяем отклонения.

Номинальный размер соединения - 11 мм:
 для отверстия $\varnothing 11 H9$ $ES = + 43 \mu\text{m}$ $EI = 0$
 для вала $\varnothing 11 e8$ $es = - 32 \mu\text{m}$ $ei = - 59 \mu\text{m}$

Строим в масштабе схему расположения полей допусков (рис.2).



Из значений отклонений и схемы видно, что эта посадка с **зазором**.

3. Определяем предельные размеры и допуски:

а) отверстия

$$D_{max} = D_{nom} + ES = 11 + (+0,043) = 11,043 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{nom} + EI = 11 + 0 = 11,000 \text{ мм}$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = 11,043 - 11 = 0,043 \text{ мм}$$

или

$$TD = ES - EI = (+43) - 0 = 43 \mu\text{m}$$

б) вала

$$d_{max} = d_{nom} + es = 11 + (-0,032) = 10,968 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_{nom} + ei = 11 + (-0,059) = 10,941 \text{ мм}$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = 10,968 - 10,941 = 0,027 \text{ мм}$$

или

$$Td = es - ei = (-32 \text{ мкм}) - (-59 \text{ мкм}) = 27 \text{ мкм}$$

в) предельный и средний зазоры

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 11,043 - 10,941 = 0,102 \text{ мм}$$

или

$$S_{max} = ES - ei = (+43 \text{ мкм}) - (-59 \text{ мкм}) = 102 \text{ мкм}$$

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = 11,000 - 10,968 = 0,032 \text{ мм}$$

или

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-32 \text{ мкм}) = 32 \text{ мкм}$$

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{0.102 + 0.032}{2} = 0.067 \text{ мм}$$

г) допуск зазора

$$T(S) = S_{max} - S_{min} = 0,102 - 0,032 = 0,07 \text{ мм}$$

или

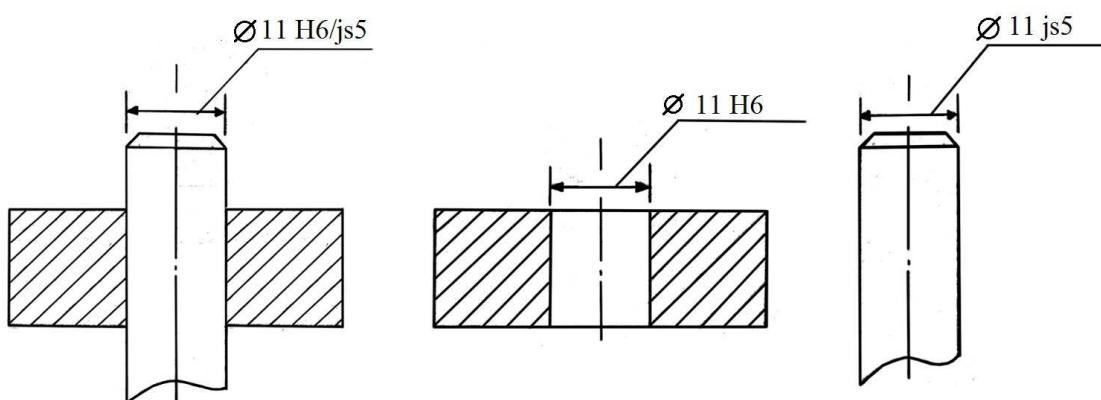
$$T(S) = TD + Td = 43 + 27 = 70 \text{ мкм}$$

2. Задано гладкое цилиндрическое сопряжение

$$\varnothing 11 \frac{H6}{js5}$$

1. Требуется определить предельные размеры отверстия и вала, допуски, предельные зазоры или натяги, а также допуск посадки. Это посадка в системе отверстия, т.к. вал сопрягается с отверстием, которое обозначено буквой "H". А буквой "H" обозначается основное отверстие.

В схеме (рис. 1) показаны чертежи соединения, отверстия и вала в масштабе гладкого цилиндрического соединения (ГЦС).



2. По ГОСТ 25347-82 "Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки" (или по книге Мягкова «Допуски и посадки» 1-том) определяем отклонения.

Номинальный размер соединения - 11 мм:

для отверстия $\varnothing 11 H6$

$$ES = +11 \text{ мкм}$$

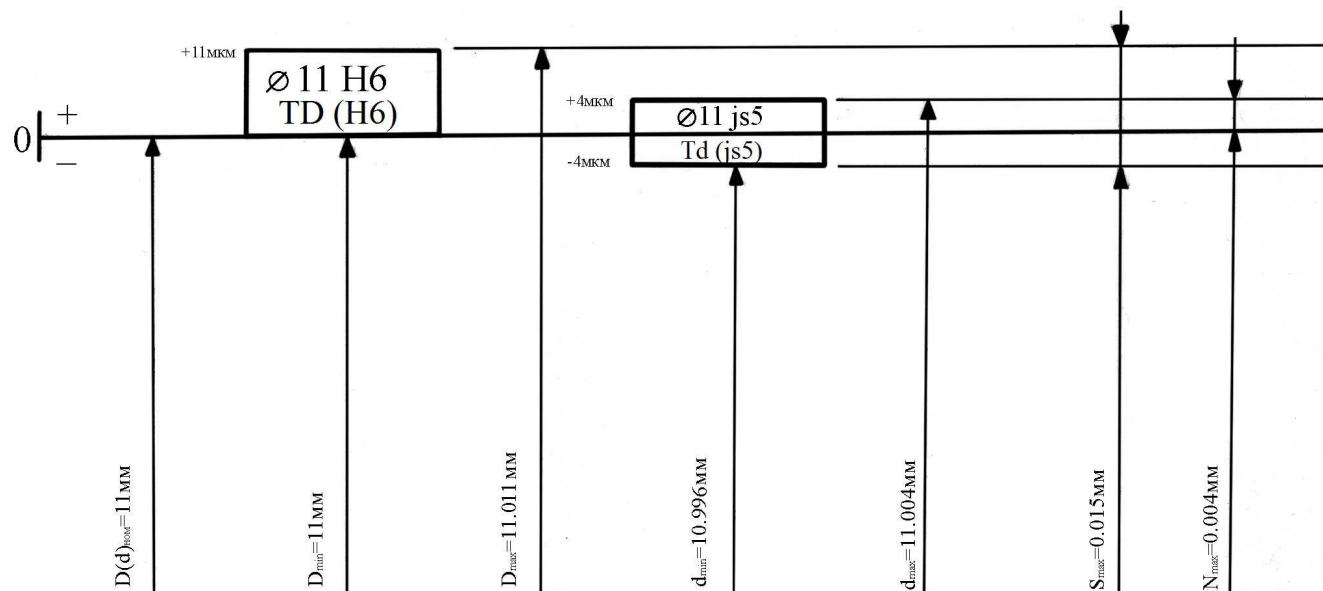
$$EI = 0$$

для вала $\varnothing 11 js5$

$$es = +4,0 \text{ мкм}$$

$$ei = -4,0 \text{ мкм}$$

Строим в масштабе схему расположения полей допусков (рис.2).



Из значений отклонений и схемы видно, что это **переходная** посадка.

3. Определяем предельные размеры и допуски:

а) отверстия

$$D_{max} = D_{nom} + ES = 11 + (+0,011) = 11,011 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{nom} + EI = 11 + 0 = 11,000 \text{ мм}$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = 11,011 - 11 = 0,011 \text{ мм}$$

или

$$TD = ES - EI = (+11) - 0 = 11 \text{ мкм}$$

б) вала

$$d_{max} = d_{nom} + es = 11 + (+0,004) = 11,004 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_{nom} + ei = 11 + (-0,004) = 10,996 \text{ мм}$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = 11,004 - 10,996 = 0,008 \text{ мм}$$

или

$$Td = es - ei = (+4,0 \text{ мкм}) - (-4,0 \text{ мкм}) = 8 \text{ мкм}$$

в) предельные зазоры и натяги

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 11,011 - 10,996 = 0,015 \text{ мм}$$

или

$$S_{max} = ES - ei = (+43 \text{ мкм}) - (-59 \text{ мкм}) = 102 \text{ мкм}$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 11,004 - 11 = 0,004 \text{ мм}$$

или

$$N_{max} = es - EI = (+4,0) - 0 = 4 \text{ мкм}$$

так как

$$S_{max} > N_{max} (0,015 > 0,004)$$

то в посадке будет

$$S_m = \frac{S_{max} - N_{max}}{2} = \frac{0,015 - 0,004}{2} = 0,0055 \text{ мм}$$

г) допуск переходной посадки

$$T(S, N) = S_{max} + N_{max} = 0,015 + 0,004 = 0,019 \text{ мм}$$

или

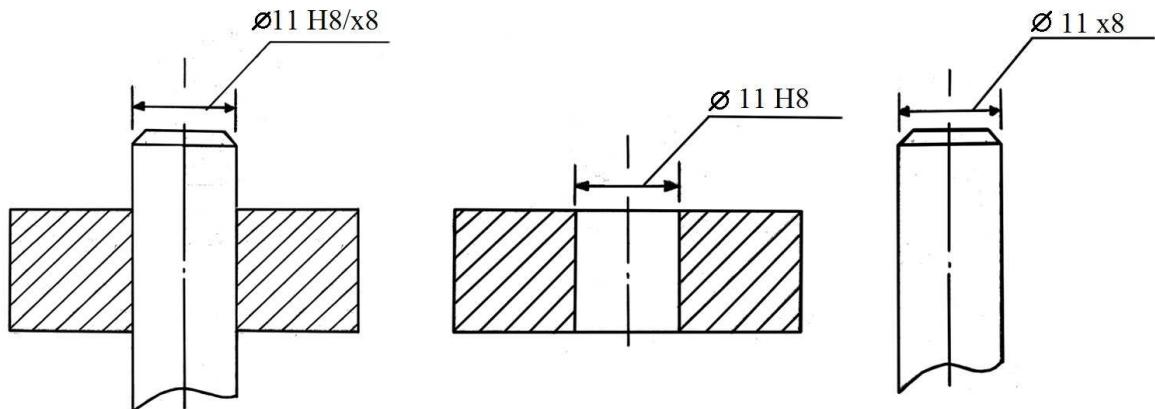
$$T(S, N) = TD + Td = 0,011 + 0,008 = 0,019 \text{ мм}$$

3. Задано гладкое цилиндрическое соединение

$$\text{Ø}11 \frac{H8}{x8}$$

1. Требуется определить предельные размеры отверстия и вала, допуски, предельные зазоры или натяги, а также допуск посадки. Это посадка в системе отверстия, т.к. вал сопрягается с отверстием, которое обозначено буквой "H". А буквой "H" обозначается основное отверстие.

В схеме (рис. 1) показаны чертежи соединения, отверстия и вала в масштабе гладкого цилиндрического соединения (ГЦС).



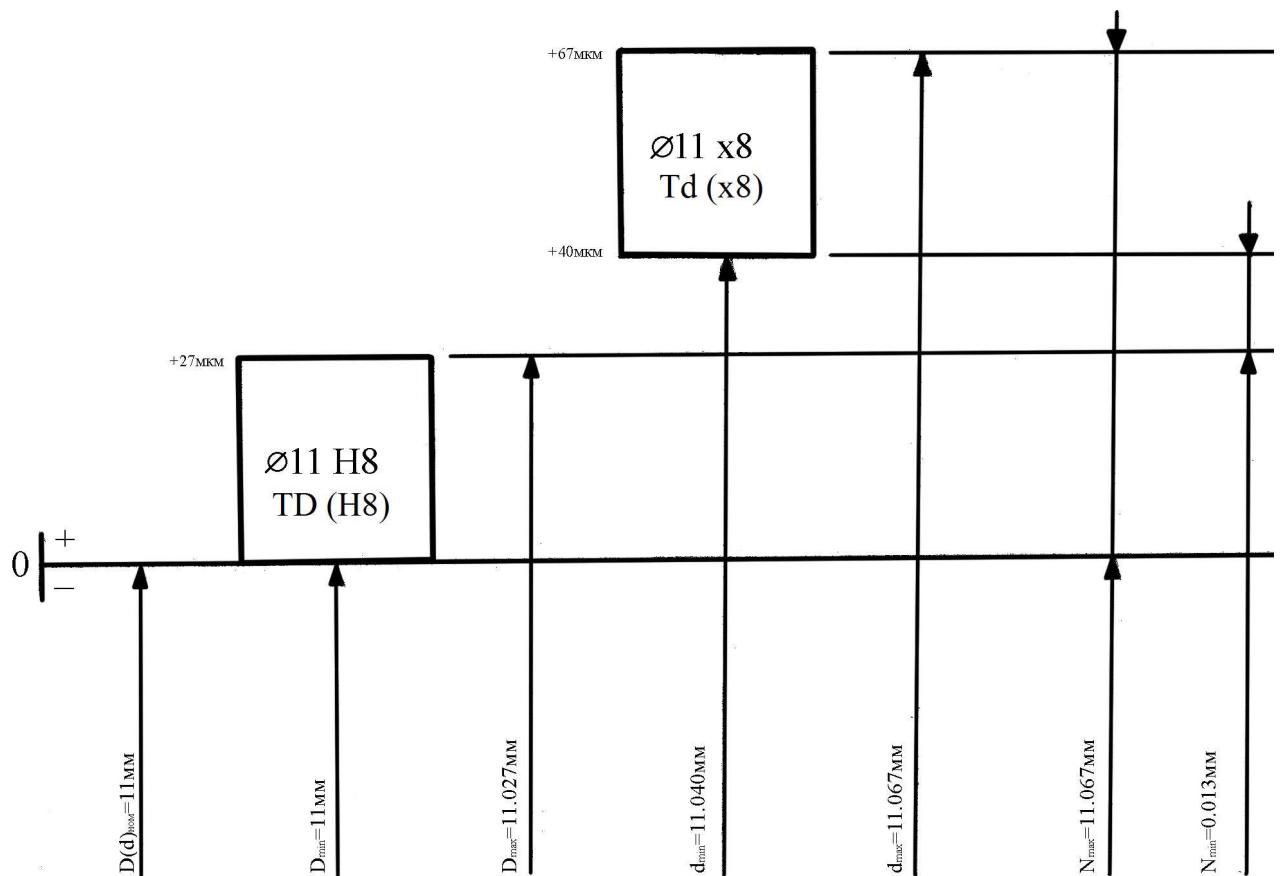
2. По ГОСТ 25347-82 "Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки" (или по книге Мягкова «Допуски и посадки» 1-том) определяем отклонения.

Номинальный размер соединения - 11 мм:

для отверстия $\text{Ø}11 H8$ $ES = + 27 \text{ мкм}$ $EI = 0$

для вала $\text{Ø}11 x8$ $es = + 67 \text{ мкм}$ $ei = + 40 \text{ мкм}$

Строим в масштабе схему расположения полей допусков (рис. 2).



Из значений отклонений и схемы видно, что эта посадка с **натягом**.

3. Определяем предельные размеры и допуски:

а) отверстия

$$D_{max} = D_{nom} + ES = 11 + (+0,027) = 11,027 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{nom} + EI = 11 + 0 = 11,000 \text{ мм}$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = 11,027 - 11 = 0,027 \text{ мм}$$

или

$$TD = ES - EI = (+27) - 0 = 27 \text{ мкм}$$

б) вала

$$d_{max} = d_{nom} + es = 11 + (+0,067) = 11,067 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_{nom} + ei = 11 + (+0,040) = 11,040 \text{ мм}$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = 11,067 - 11,040 = 0,027 \text{ мм}$$

или

$$Td = es - ei = (+67 \text{ мкм}) - (+40 \text{ мкм}) = 27 \text{ мкм}$$

в) предельный и средний натяги

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 11,067 - 11,000 = 0,067 \text{ мм}$$

или

$$N_{max} = es - EI = (+67 \text{ мкм}) - 0 = 67 \text{ мкм}$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = 11,040 - 11,027 = 0,013 \text{ мм}$$

или

$$N_{min} = ei - ES = (+40 \text{ мкм}) - (+27 \text{ мкм}) = 13 \text{ мкм}$$

$$N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{0.067 + 0.013}{2} = 0.04 \text{ мм}$$

г) допуск натяга

$$T(N) = N_{max} - N_{min} = 0,067 - 0,013 = 0,054 \text{ мм}$$

или

$$T(N) = TD + Td = 27 + 27 = 54 \text{ мкм}$$

ЗАДАЧА № 2

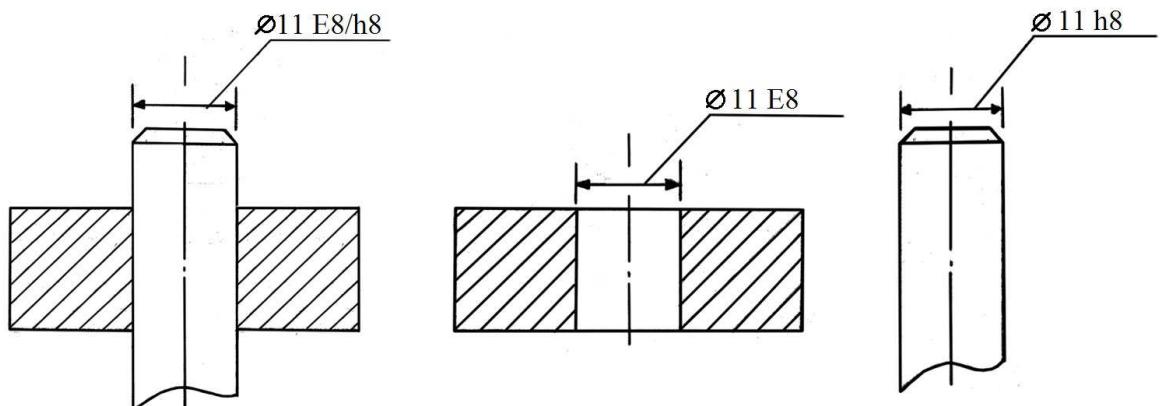
ПОСАДКИ В СИСТЕМЕ ВАЛА

1. Задано гладкое цилиндрическое соединение

$$\text{Ø}11 \frac{E8}{h8}$$

1. Требуется определить предельные размеры вала и отверстия, допуски, предельные зазоры или натяги, а также допуск посадки. Это посадка в системе вала, т.к. отверстие сопрягается с основным валом, которое обозначено буквой "h". А буквой "h" обозначается основной вал.

В схеме (*рис. 1*) показаны чертежи соединения, вала и отверстия в масштабе гладкого цилиндрического соединения (ГЦС).

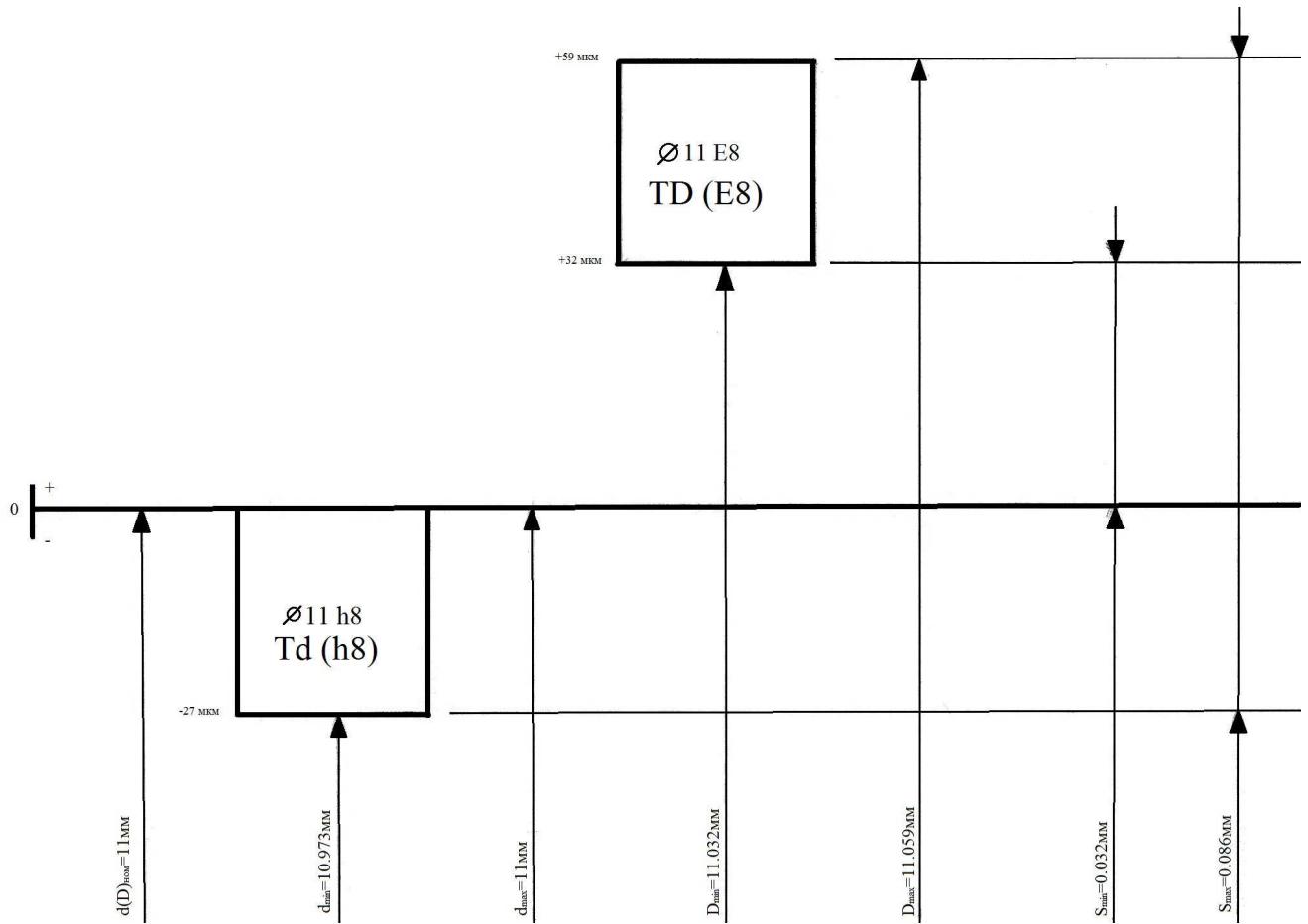


2. По ГОСТ 25347-82 "Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки" (или по книге Мягкова «Допуски и посадки» 1-том) определяем отклонения.

Номинальный размер соединения - 11 мм:

для вала	$\text{Ø}11 h8$	$es = 0$	$ei = - 27 \text{ мкм}$
для отверстия	$\text{Ø}11 E8$	$ES = + 59 \text{ мкм}$	$EI = + 32 \text{ мкм}$

Строим в масштабе схему расположения полей допусков (*рис. 2*).



Из значений отклонений и схемы видно, что эта посадка с **зазором**.

3. Определяем предельные размеры и допуски:

a) вала

$$\begin{aligned}
 d_{max} &= d_{nom} + es = 11 + 0 = 11,000 \text{ мм} \\
 d_{min} &= d_{nom} + ei = 11 + (-0,027) = 10,973 \text{ мм} \\
 Td &= d_{max} - d_{min} = 11,000 - 10,973 = 0,027 \text{ мм}
 \end{aligned}$$

или

$$Td = es - ei = 0 - (-27 \text{ мкм}) = 27 \text{ мкм}$$

б) отверстия

$$\begin{aligned}
 D_{max} &= D_{nom} + ES = 11 + (+0,059) = 11,059 \text{ мм} \\
 D_{min} &= D_{nom} + EI = 11 + (+0,032) = 11,032 \text{ мм} \\
 TD &= D_{max} - D_{min} = 11,059 - 11,032 = 0,027 \text{ мм}
 \end{aligned}$$

или

$$TD = ES - EI = (+59 \text{ мкм}) - (+32 \text{ мкм}) = 27 \text{ мкм}$$

в) предельный и средний зазоры

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 11,059 - 10,973 = 0,086 \text{ мм}$$

или

$$S_{max} = ES - ei = (+59 \text{ мкм}) - (-27 \text{ мкм}) = 86 \text{ мкм}$$
$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = 11,032 - 11,000 = 0,032 \text{ мм}$$

или

$$S_{min} = EI - es = (+32 \text{ мкм}) - 0 = 32 \text{ мкм}$$

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{0.086 + 0.032}{2} = 0.059 \text{ мм}$$

г) допуск зазора

$$T(S) = S_{max} - S_{min} = 0,086 - 0,032 = 0,54 \text{ мм}$$

или

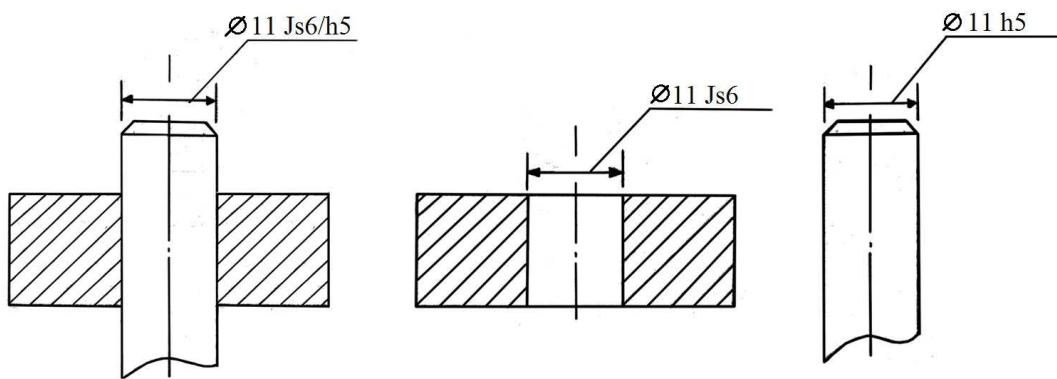
$$T(S) = TD + Td = 27 + 27 = 54 \text{ мкм}$$

2. Задано гладкое цилиндрическое сопряжение

$$\text{Ø}11 \frac{Js6}{h5}$$

1. Требуется определить предельные размеры вала и отверстия, допуски, предельные зазоры или натяги, а также допуск посадки. Это посадка в системе вала, т.к. отверстие сопрягается с валом, которое обозначено буквой "h". А буквой "h" обозначается основной вал.

В схеме (рис. 1) показаны чертежи соединения, вала и отверстия в масштабе гладкого цилиндрического соединения (ГЦС).

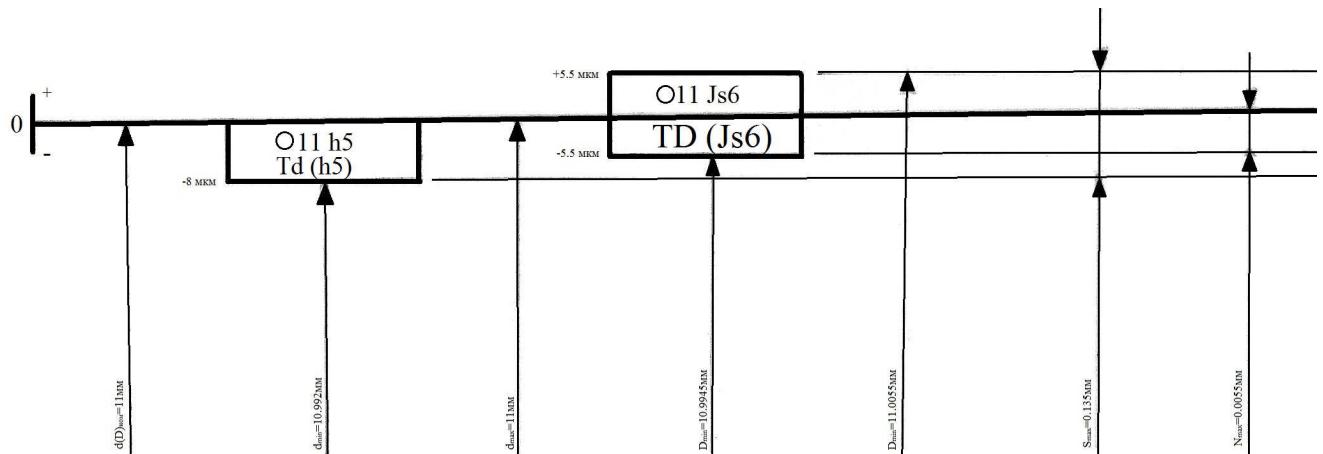


2. По ГОСТ 25347-82 "Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки" (или по книге Мягкова «Допуски и посадки» 1-том) определяем отклонения.

Номинальный размер соединения - 11 мм:

для вала	$\text{Ø}11 h5$	$es = 0$	$ei = -8 \text{ мкм}$
для отверстия	$\text{Ø}11 Js6$	$ES = +5,5 \text{ мкм}$	$EI = -5,5 \text{ мкм}$

Строим в масштабе схему расположения полей допусков (рис.2).



Из значений отклонений и схемы видно, что это **переходная** посадка.

3. Определяем предельные размеры и допуски:

а) вала

$$d_{max} = d_{nom} + es = 11 + 0 = 11,000 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_{nom} + ei = 11 + (-0,008) = 10,992 \text{ мм}$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = 11,000 - 10,992 = 0,008 \text{ мм}$$

или

$$Td = es - ei = 0 - (-8 \text{ мкм}) = 8 \text{ мкм}$$

б) отверстия

$$D_{max} = D_{nom} + ES = 11 + (+0,0055) = 11,0055 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{nom} + EI = 11 + (-0,0055) = 10,9945 \text{ мм}$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = 11,0055 - 10,9945 = 0,011 \text{ мм}$$

или

$$TD = ES - EI = (+5,5 \text{ мкм}) - (-5,5 \text{ мкм}) = 11 \text{ мкм}$$

в) предельные зазоры и натяги

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 11,0055 - 10,992 = 0,135 \text{ мм}$$

или

$$S_{max} = ES - ei = (+5,5 \text{ мкм}) - (-8 \text{ мкм}) = 13,5 \text{ мкм}$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 11,000 - 10,9945 = 0,0055 \text{ мм}$$

или

$$N_{max} = es - EI = 0 - (-5,5 \text{ мкм}) = 5,5 \text{ мкм}$$

так как

$$S_{max} > N_{max} (0,135 > 0,0055)$$

то в посадке будет

$$S_m = \frac{S_{max} - N_{max}}{2} = \frac{0,135 - 0,0055}{2} = 0,06475 \text{ мм}$$

г) допуск переходной посадки

$$T(S, N) = S_{max} + N_{max} = 0,135 + 0,0055 = 0,1405 \text{ мм}$$

или

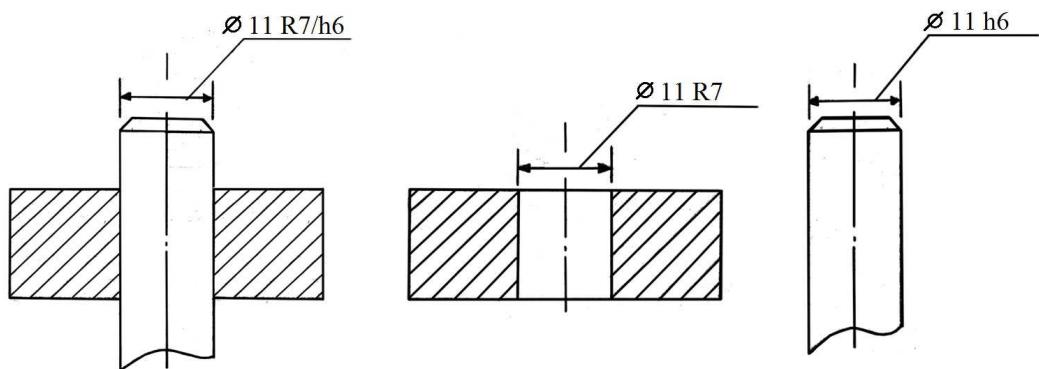
$$T(S, N) = TD + Td = 0,011 + 0,008 = 0,019 \text{ мм}$$

3. Задано гладкое цилиндрическое соединение

$$\text{Ø}11 \frac{R7}{h6}$$

1. Требуется определить предельные размеры вала и отверстия, допуски, предельные зазоры или натяги, а также допуск посадки. Это посадка в системе вала, т.к. отверстие сопрягается с валом, которое обозначено буквой "h". А буквой "h" обозначается основной вал.

В схеме (рис. 1) показаны чертежи соединения, вала и отверстия в масштабе гладкого цилиндрического соединения (ГЦС).

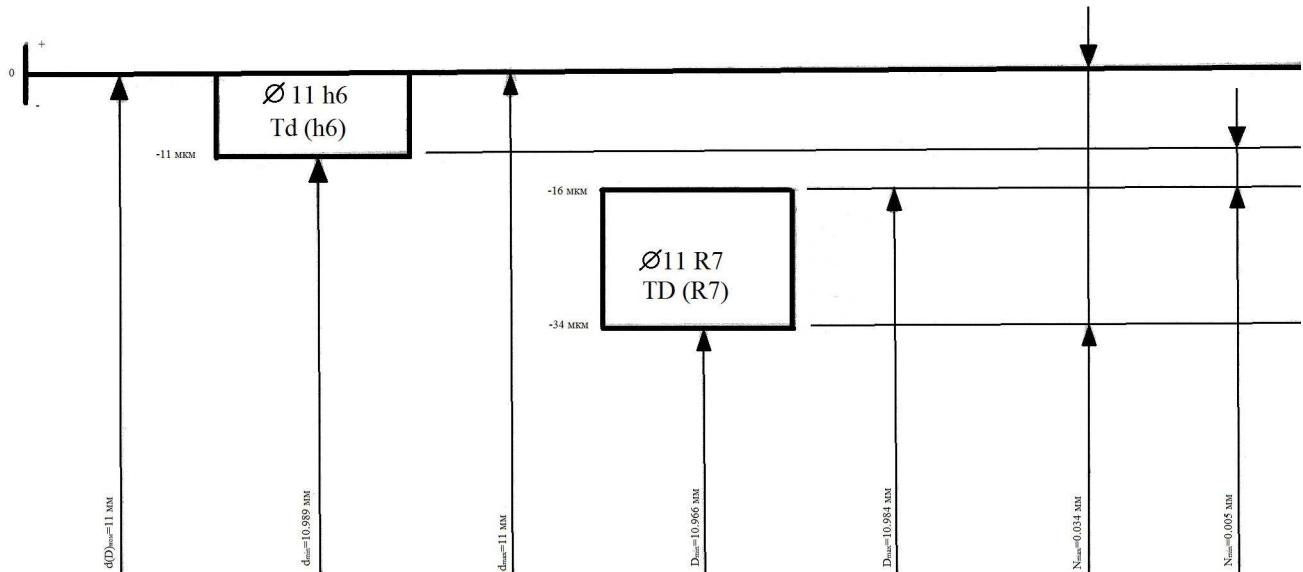


2. По ГОСТ 25347-82 "Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки" (или по книге Мягкова «Допуски и посадки» 1-том) определяем отклонения.

Номинальный размер соединения - 11 мм:

для вала	$\text{Ø}11 h6$	$es = 0$	$ei = -11 \text{ мкм}$
для отверстия	$\text{Ø}11 R7$	$ES = -16 \text{ мкм}$	$EI = -34 \text{ мкм}$

Строим в масштабе схему расположения полей допусков (рис.2).



Из значений отклонений и схемы видно, что эта посадка с **натягом**.

3. Определяем предельные размеры и допуски:

а) вала

$$d_{max} = d_{nom} + es = 11 + 0 = 11,000 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_{nom} + ei = 11 + (-0,011) = 10,989 \text{ мм}$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = 11,000 - 10,989 = 0,011 \text{ мм}$$

или

$$Td = es - ei = 0 - (-11 \text{ мкм}) = 11 \text{ мкм}$$

б) отверстия

$$D_{max} = D_{nom} + ES = 11 + (-0,016) = 10,984 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{nom} + EI = 11 + (-0,034) = 10,966 \text{ мм}$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = 10,984 - 10,966 = 0,018 \text{ мм}$$

или

$$TD = ES - EI = (-16 \text{ мкм}) - (-34 \text{ мкм}) = 18 \text{ мкм}$$

в) предельный и средний натяги

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 11,000 - 10,966 = 0,034 \text{ мм}$$

или

$$N_{max} = es - EI = 0 - (-34 \text{ мкм}) = 34 \text{ мкм}$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = 10,989 - 10,984 = 0,005 \text{ мм}$$

или

$$N_{min} = ei - ES = (-11 \text{ мкм}) - (-16 \text{ мкм}) = 5 \text{ мкм}$$

$$N_m = \frac{N_{max} + N_{min}}{2} = \frac{0,034 + 0,005}{2} = 0,0195 \text{ мм}$$

г) допуск зазора

$$T(N) = N_{max} - N_{min} = 0,034 - 0,005 = 0,029 \text{ мм}$$

или

$$T(N) = TD + Td = 18 + 11 = 29 \text{ мкм}$$

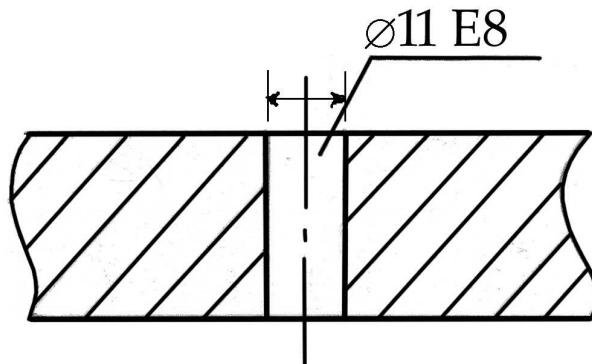
ЗАДАЧА № 3

РАСЧЁТ КАЛИБРОВ

1. Расчёт калибра пробки

1. Рассчитать исполнительные размеры калибра - пробки для контроля отверстия (рис. 1).

$\varnothing 11 \text{ E8}$



2. По ГОСТ 25347-82 определяем предельные отклонения отверстия диаметром:

$\varnothing 11 \text{ E8}$

$$ES = +59 \text{ мкм}$$

$$EI = +32 \text{ мкм}$$

3. Определяем предельные размеры и допуски отверстия

$$D_{max} = D_{nom} + ES = 11 + 0 = 11,000 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{nom} + EI = 11 + (-0,032) = 10,968 \text{ мм}$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = 11,000 - 10,968 = 0,032 \text{ мм}$$

или

$$TD = ES - EI = 0 - (-32 \text{ мкм}) = 32 \text{ мкм}$$

4. По ГОСТ 24853-81 (или по СТ СЭВ 157-75 «Допуски и отклонения калибров») выбираем соответствующую схему: для отверстия номинальным размером св. 10 мм, 8 квалитета

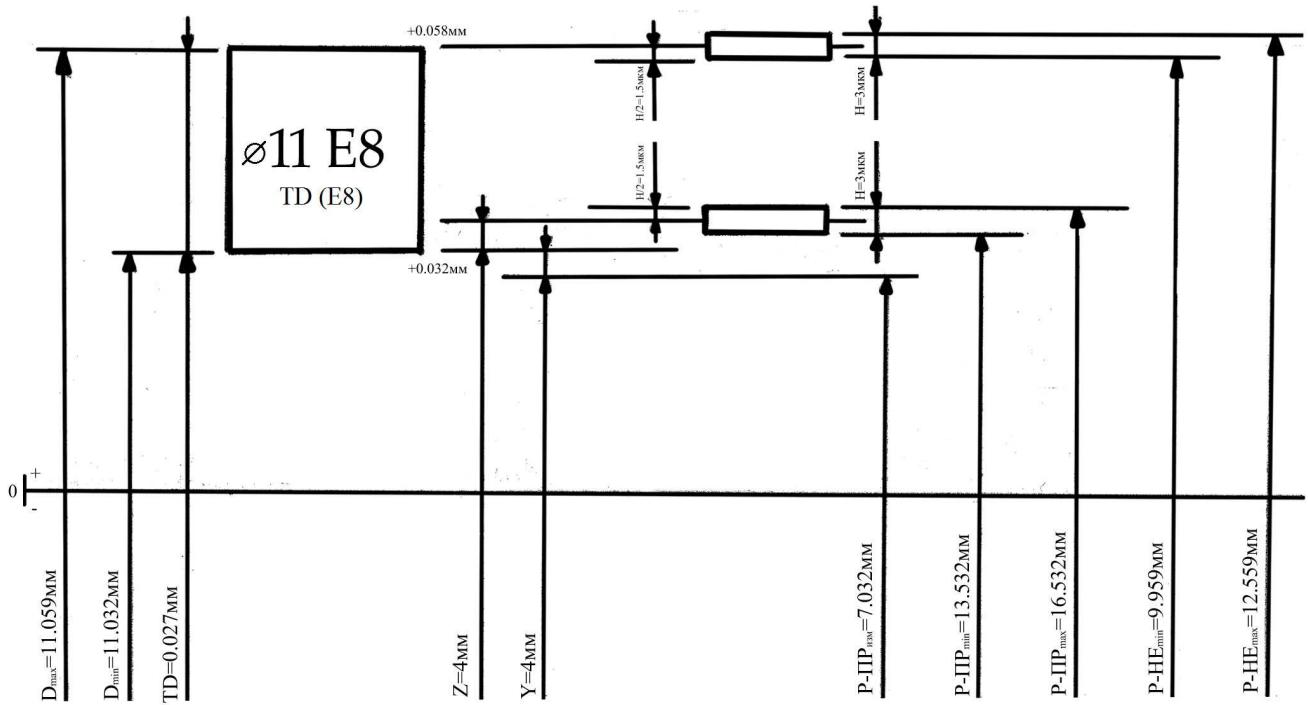
5. Находим по таблице ГОСТ 24853-81 (или по СТ СЭВ 157-75 «Допуски и отклонения калибров» стр. 232 табл. П27) значения допусков и отклонений сторон калибра:

$$Z = 4 \text{ мкм};$$

$$Y = 4 \text{ мкм};$$

$$H = 3 \text{ мкм}$$

6. Строим в масштабе схему расположения поля допуска отверстия и полей допусков сторон калибра (рис.2)



7. По формулам, приведенным в таблице ГОСТ 24853-81, определяем предельные размеры сторон калибра.

$$P - IP_{max} = d_{max} - Z + \frac{H}{2} = 11.000 - 0.004 + \frac{0.003}{2} = 10.9975 \text{мм}$$

$$P - IP_{min} = d_{max} - Z - \frac{H}{2} = 11.000 - 0.004 - \frac{0.003}{2} = 10.9945 \text{мм}$$

$$P - IP_{uz.m} = d_{max} + Y = 11,000 + 0,004 = 11,004 \text{мм}$$

$$P - HE_{max} = d_{min} + \frac{H}{2} = 10.973 + \frac{0.003}{2} = 10.9745 \text{мм}$$

$$P - HE_{min} = d_{min} - \frac{H}{2} = 10.973 - \frac{0.003}{2} = 10.9715 \text{мм}$$

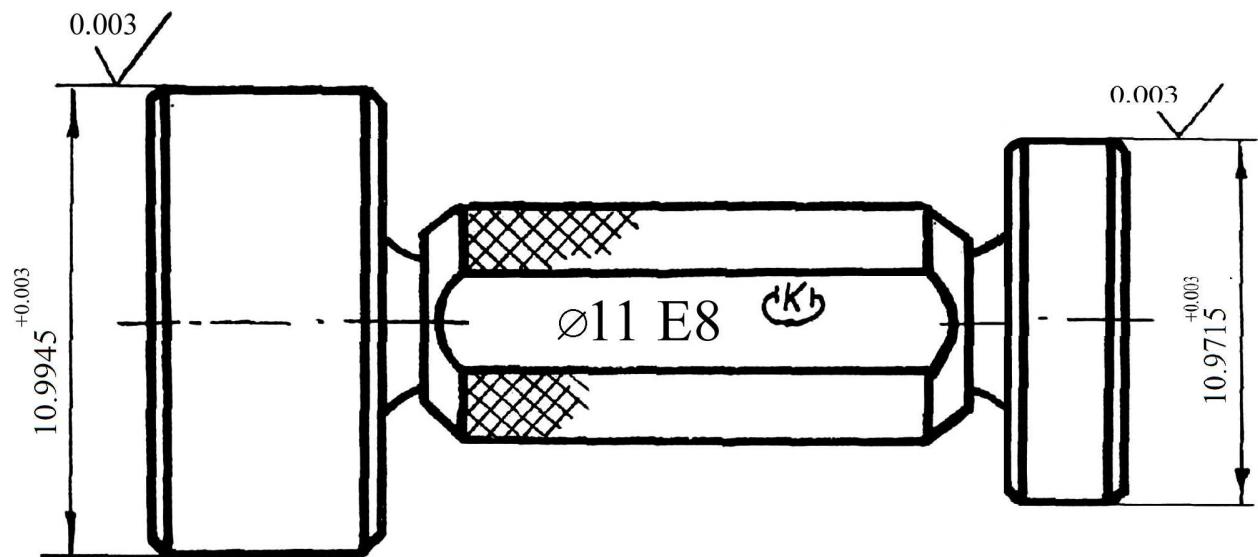
8. Исполнительные размеры сторон калибра-скобы:

$$P - IP_{ucn} \rightarrow P - IP_{min}^{+H}; \quad P - HE_{ucn} \rightarrow P - HE_{min}^{+H}$$

или подставляя числовые значения

$$P - IP_{ucn} \rightarrow 10,9945^{+0,003}; \quad P - HE_{ucn} \rightarrow 10,9715^{+0,003}$$

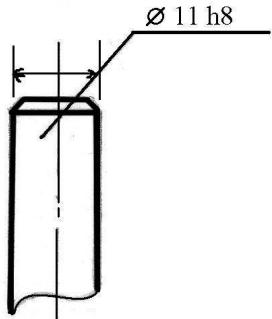
9. Затем вычерчивается эскиз калибра в соответствии с ГОСТ 18358-73, ГОСТ 18369-73 с маркировкой и простановкой исполнительных размеров (рис. 3).



2. Расчёт калибра скобы

1. Рассчитать исполнительные размеры калибра - скобы для контроля вала (рис. 1).

$\varnothing 11 \text{ h8}$



2. По ГОСТ 25347-82 определяем предельные отклонения вала диаметром:

$\varnothing 11 \text{ h8}$

$$es = 0 \text{ мкм}$$

$$ei = -27 \text{ мкм}$$

3. Определяем предельные размеры и допуски вала

$$d_{max} = d_{nom} + es = 11 + 0 = 11,000 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_{nom} + ei = 11 + (-0,027) = 10,973 \text{ мм}$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = 11,000 - 10,973 = 0,027 \text{ мм}$$

или

$$Td = es - ei = 0 - (-27 \text{ мкм}) = 27 \text{ мкм}$$

4. По ГОСТ 24853-81 (или по СТ СЭВ 157-75 «Допуски и отклонения калибров») выбираем соответствующую схему: для валов номинальным размером св. 10 мм, 8 квалитета

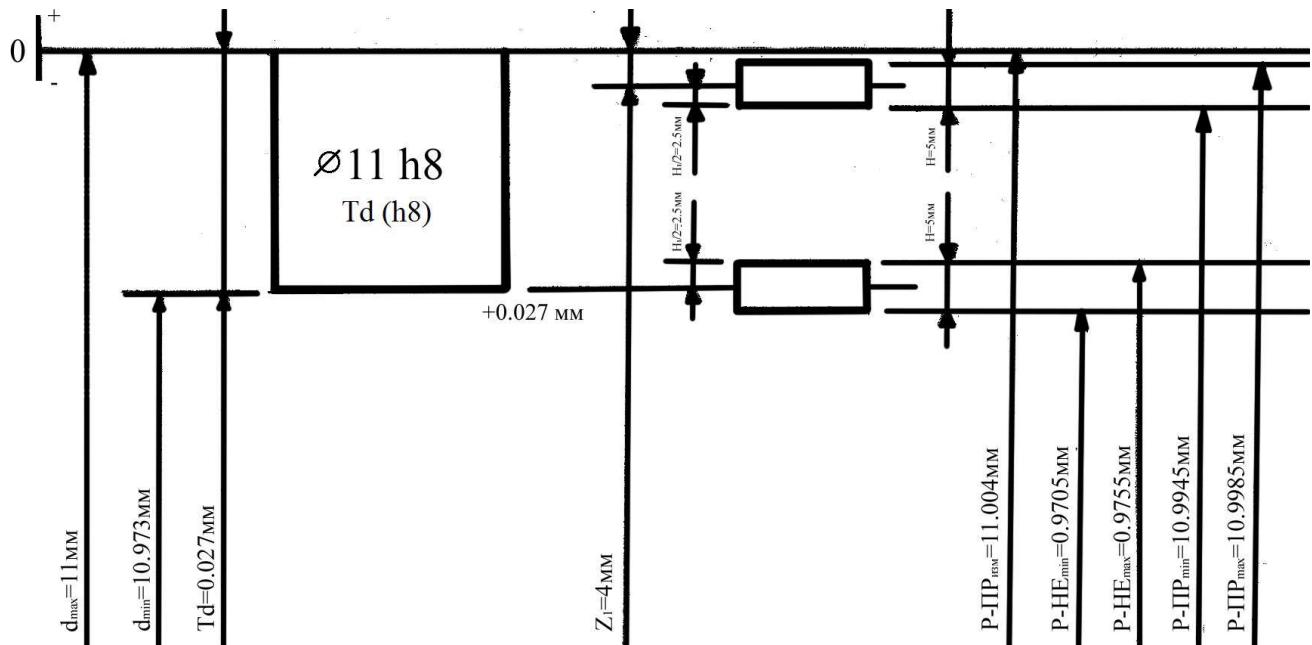
5. Находим по таблице ГОСТ 24853-81 (или по СТ СЭВ 157-75 «Допуски и отклонения калибров» стр. 232 табл. П27) значения допусков и отклонений сторон калибра:

$$Z_l = 4 \text{ мкм};$$

$$Y_l = 4 \text{ мкм};$$

$$H_l = 5 \text{ мкм}$$

6. Строим в масштабе схему расположения поля допуска отверстия и полей допусков сторон калибра (рис.2)



7. По формулам, приведенным в таблице ГОСТ 24853-81, определяем предельные размеры сторон калибра.

$$P - IP_{max} = d_{max} - Z_1 + \frac{H}{2} = 11.000 - 0.004 + \frac{0.005}{2} = 10.9985 \text{ мм}$$

$$P - IP_{min} = d_{max} - Z_1 - \frac{H}{2} = 11.000 - 0.004 - \frac{0.005}{2} = 10.9935 \text{ мм}$$

$$P - IP_{uz.m} = d_{max} + Y_1 = 11,000 + 0,004 = 11,004 \text{ мм}$$

$$P - HE_{max} = d_{min} + \frac{H}{2} = 10.973 + \frac{0.005}{2} = 10.9755 \text{ мм}$$

$$P - HE_{min} = d_{min} - \frac{H}{2} = 10.973 - \frac{0.005}{2} = 10.9705 \text{ мм}$$

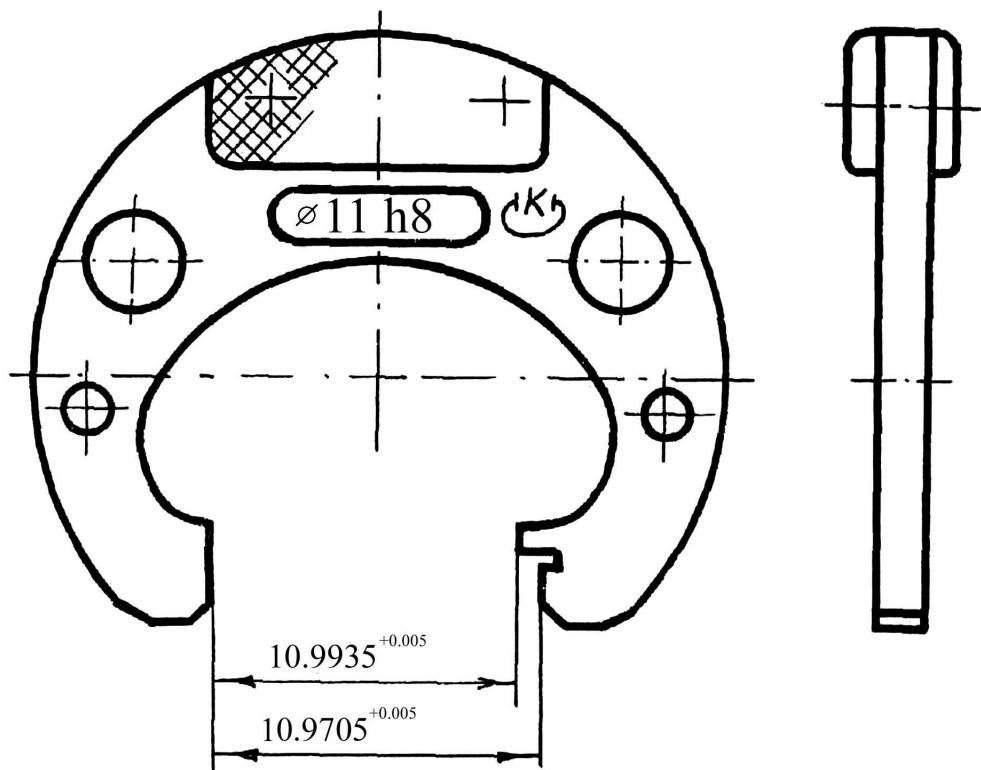
8. Исполнительные размеры сторон калибра-скобы:

$$P - IP_{ucn} \rightarrow P - IP_{min}^{+H}; \quad P - HE_{ucn} \rightarrow P - HE_{min}^{+H}$$

или подставляя числовые значения

$$P - IP_{ucn} \rightarrow 10,9935^{+0,005}; \quad P - HE_{ucn} \rightarrow 10,9705^{+0,005}$$

9. Затем вычерчивается эскиз калибра в соответствии с ГОСТ 18358-73, ГОСТ 18369-73 с маркировкой и простановкой исполнительных размеров (рис. 3).



ЗАДАНИЕ № 2

РАСЧЁТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

ВАРИАНТ № 7

Дано:

Номер подшипника качения - 32114

Класс точности подшипника качения - 4

Вращается - внутреннее кольцо (ВК)

Перегрузка – ниже 150%

Радиальная нагрузка

$$Fr = 13 \text{ kN}$$

Отношение диаметров для вала

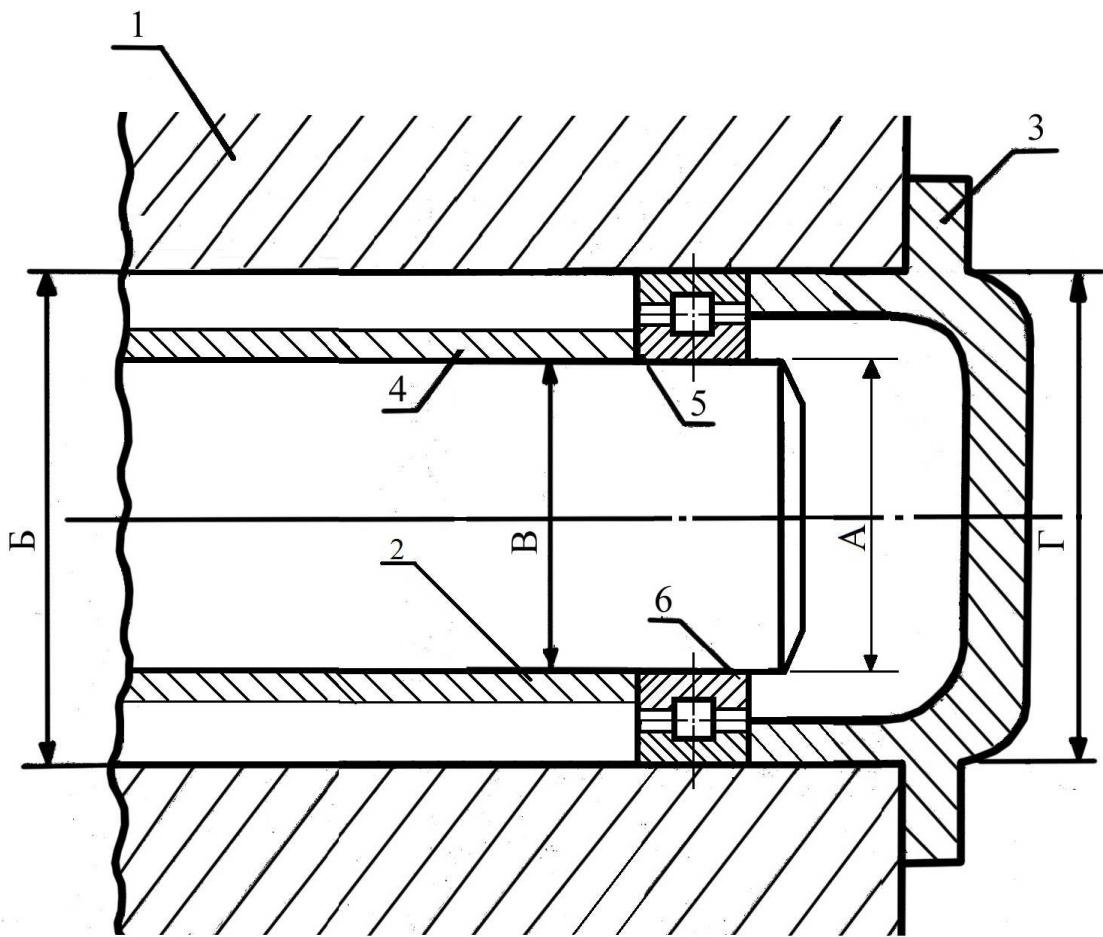
$$d_{\text{оме}}/d = 0,9$$

Необходимо выбрать посадки для сопряжений: (рис. 1)

1. Отверстие внутреннего кольца – вал (А);
2. Отверстие корпуса – наружный диаметр наружного кольца (Б);
3. Отверстие распорной втулки - вал (В);
4. Отверстие корпуса – диаметр $\mathcal{O}d$ крышки (Г).

Эскиз типового подшипникового узла приведён на рис. 1, где:

1. Корпус;
2. Вал;
3. Крышка;
4. Распорная втулка;
5. Наружное кольцо ПК (НК);
6. Внутреннее кольцо ПК (ВК).



1. По условному обозначению ПК, определяем его тип, габаритные размеры, серию диаметров и другие характеристики (Анурьев 2-том «СКМ») подшипника качения – 32114:

ПК № 32114 – радиальный, с короткими цилиндрическими роликами

ПК № 32114 – особо лёгкая серия диаметров (рис. 2)

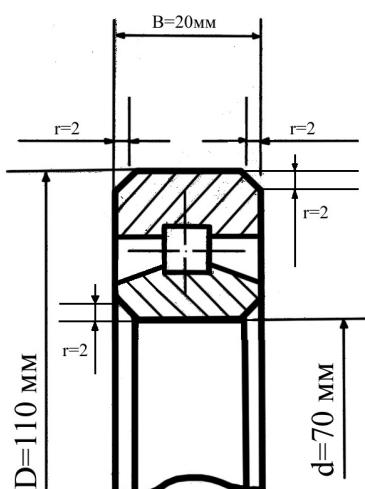
$d = 70 \text{ мм};$

$D = 110 \text{ мм};$

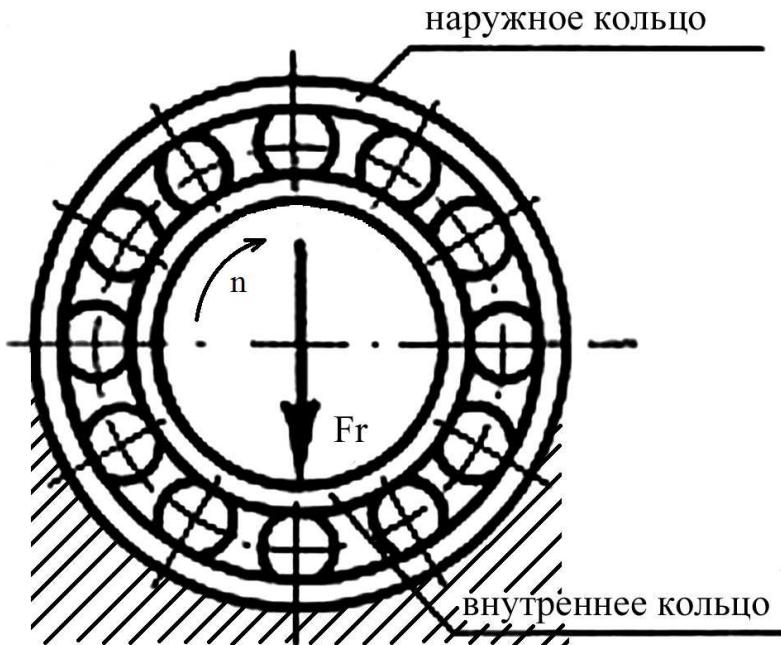
$B = 20 \text{ мм};$

$r = 2 \text{ мм};$

$r_1 = 1,5 \text{ мм};$



2. По условиям работы определяем виды нагрузений колец ПК (рис. 3). Внутреннее кольцо будет нагружено циркуляционно (вращается). Наружное кольцо будет нагружено местно (не вращается).



3. Для циркуляционно-нагруженного внутреннего кольца подсчитываем интенсивность радиальной нагрузки и выбираем по таблице справочника посадку P_r

$$P_r = \frac{F_r}{b} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \text{ н/мм}$$

$$F_r = 13000 \text{ Н.}$$

$$b = B - 2r = 20 - 2 \cdot 2 = 16 \text{ мм.}$$

$$K_1 = 1$$

потому что, перегрузка до 150% (Мягков 2-том «Допуски и посадки» стр. 286 табл. 4.90)

$$K_2 = 2,3$$

в зависимости от $d_{\text{оме}}/d = 0,9$.

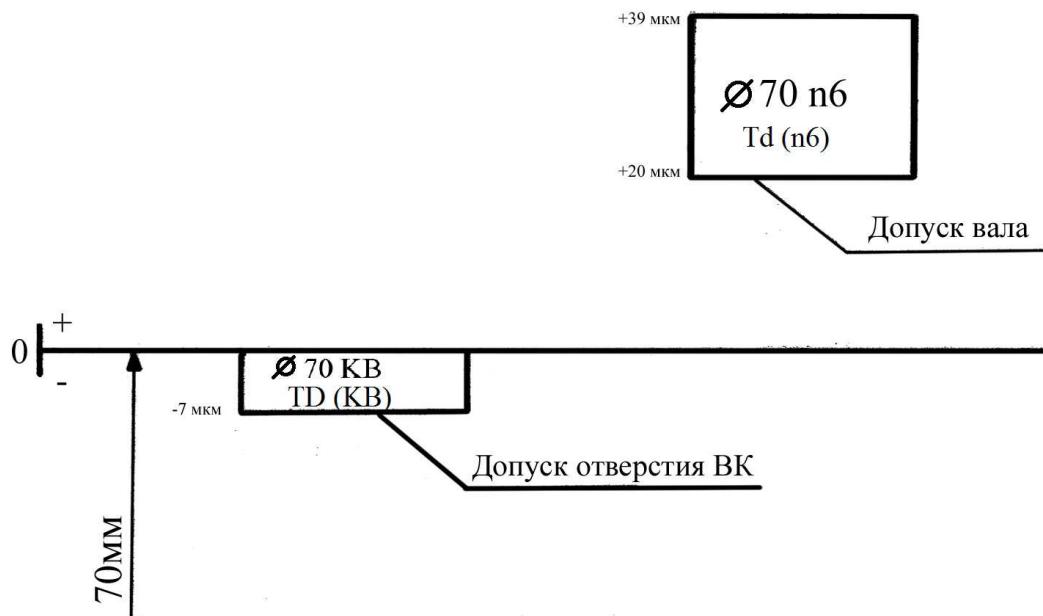
$$K_3 = 1,$$

т.к. ПК однорядный, с короткими цилиндрическими роликами.

$$P_r = \frac{13000}{60} \cdot 1 \cdot 2,3 \cdot 1 = 1868,8 \text{ Н/мм}$$

По вычисленному значению P_R и размеру внутреннего кольца по таблице (Мягков 2-том «Допуски и посадки», стр. 287, табл. 4.92) выбираем поле допуска вала, квалитет которого определяем по классу точности ПК.

6. Посадка ВК на вал $\text{Ø}70 \frac{KB}{n6}$ (рис. 4)



Вал $\text{Ø}70 n6$

$$es = +39 \text{ мкм};$$

$$ei = +20 \text{ мкм}$$

(Мягков 1-том «Допуски и посадки», стр. 91, табл. 1.29).

Отверстие НК $\text{Ø}70 KB$ мм

$$ES = 0;$$

$$EI = -7 \text{ мкм}$$

(Мягков 2-том «Допуски и посадки», стр. 276, табл. 4.83).

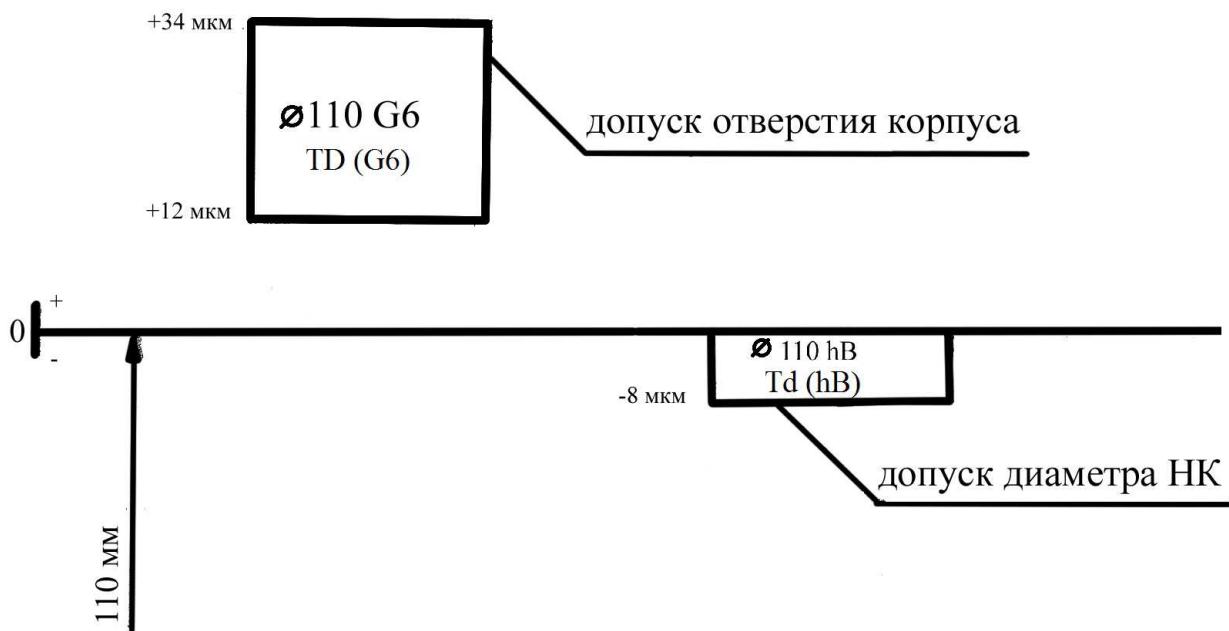
Посадка $\text{Ø}70 \frac{KB}{n6}$ с натягом.

$$N_{max} = 46 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = 20 \text{ мкм};$$

$$N_m = 33 \text{ мкм}.$$

7. Посадка НК на корпус $\text{Ø}110 \frac{G6}{hB}$ (рис. 5)



Отверстие $\varnothing 110 G6$

$$ES=+34 \text{ мкм};$$

$$EI=+12 \text{ мкм}$$

(Мягков 1-том «Допуски и посадки», стр. 116, табл. 1.35).

Вал НК $\varnothing 110 hB$ мм

$$es=0;$$

$$ei=-8 \text{ мкм}$$

(Мягков 2-том «Допуски и посадки», стр. 276, табл. 4.83).

Посадка $\varnothing 110 \frac{G6}{hB}$ с зазором.

$$S_{max}=42 \text{ мкм};$$

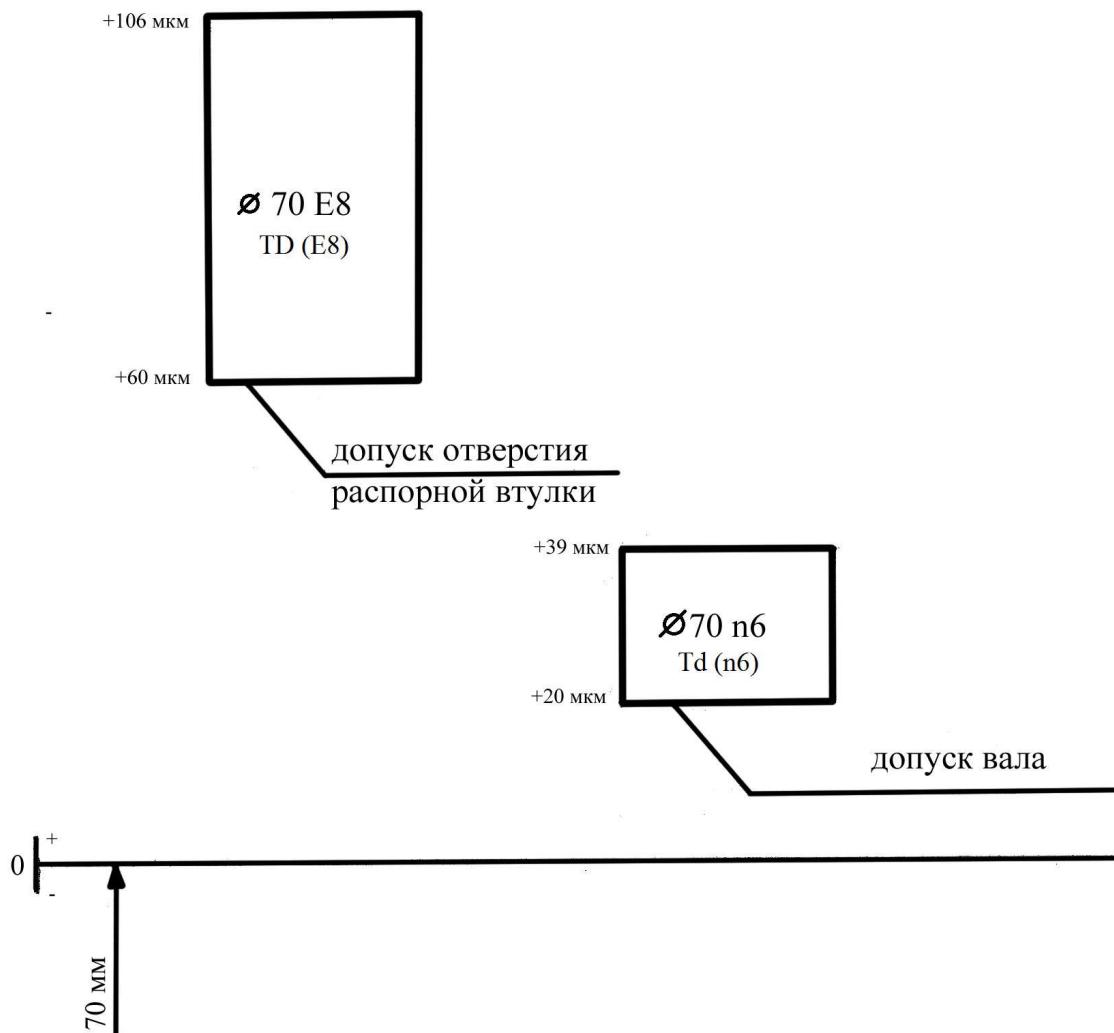
$$S_{min}=12 \text{ мкм};$$

$$S_m=27 \text{ мкм}.$$

8. Выбираем посадки с сопряжением

Вал – распорная втулка:

$$\varnothing 70 \frac{E8}{n6} (\text{рис. 6})$$



Отверстие $\varnothing 70$ E8

$$ES=+106 \text{ мкм};$$

$$EI=+60 \text{ мкм}$$

(Мягков 1-том «Допуски и посадки», стр. 119, табл. 1.36).

Вал $\varnothing 70$ n6

$$es=+39 \text{ мкм};$$

$$ei=+20 \text{ мкм}$$

(Мягков 1-том «Допуски и посадки», стр. 91, табл. 1.29).

Посадка $\varnothing 70$ $\frac{KB}{n6}$ с зазором.

$$S_{max}=86 \text{ мкм};$$

$$S_{min}=21 \text{ мкм};$$

$$S_m=53.5 \text{ мкм}.$$

Отверстие корпуса – крышки:

$$\text{Ø}110 \frac{G6}{h8} \text{ (рис. 7)}$$



Отверстие $\text{Ø}110G6$

$$\begin{aligned} ES &= +34 \text{ мкм;} \\ EI &= +12 \text{ мкм} \end{aligned}$$

(Мягков 1-том «Допуски и посадки», стр. 116, табл. 1.35).

Вал НК $\text{Ø}110h8$ мм

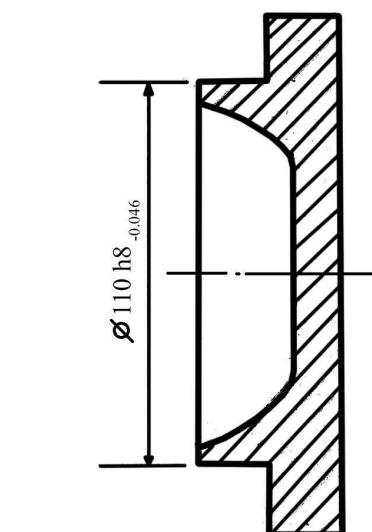
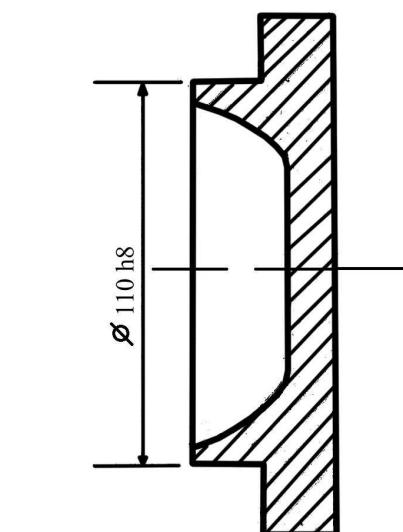
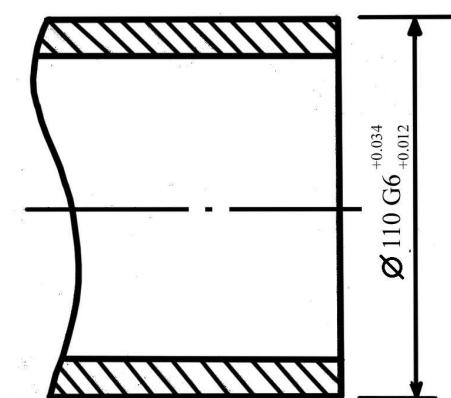
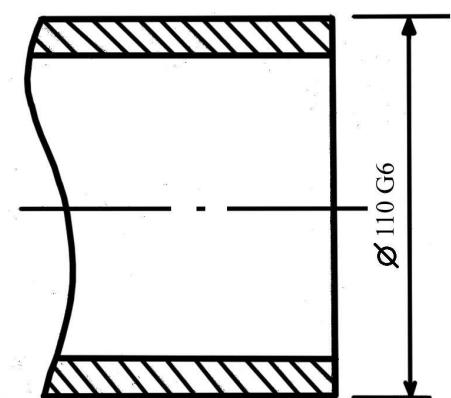
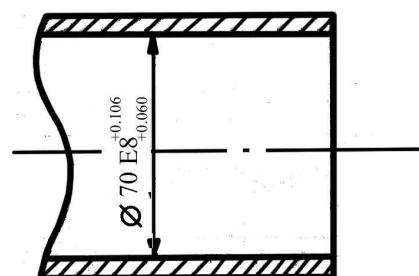
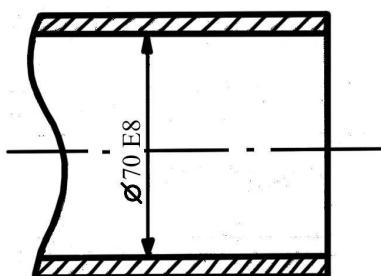
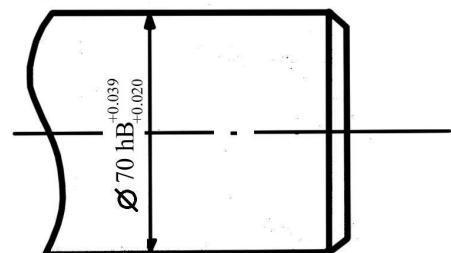
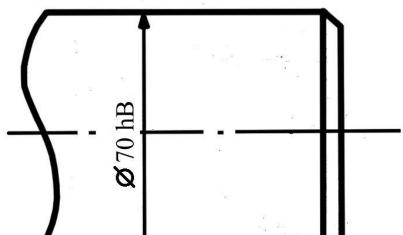
$$\begin{aligned} es &= 0; \\ ei &= -46 \text{ мкм} \end{aligned}$$

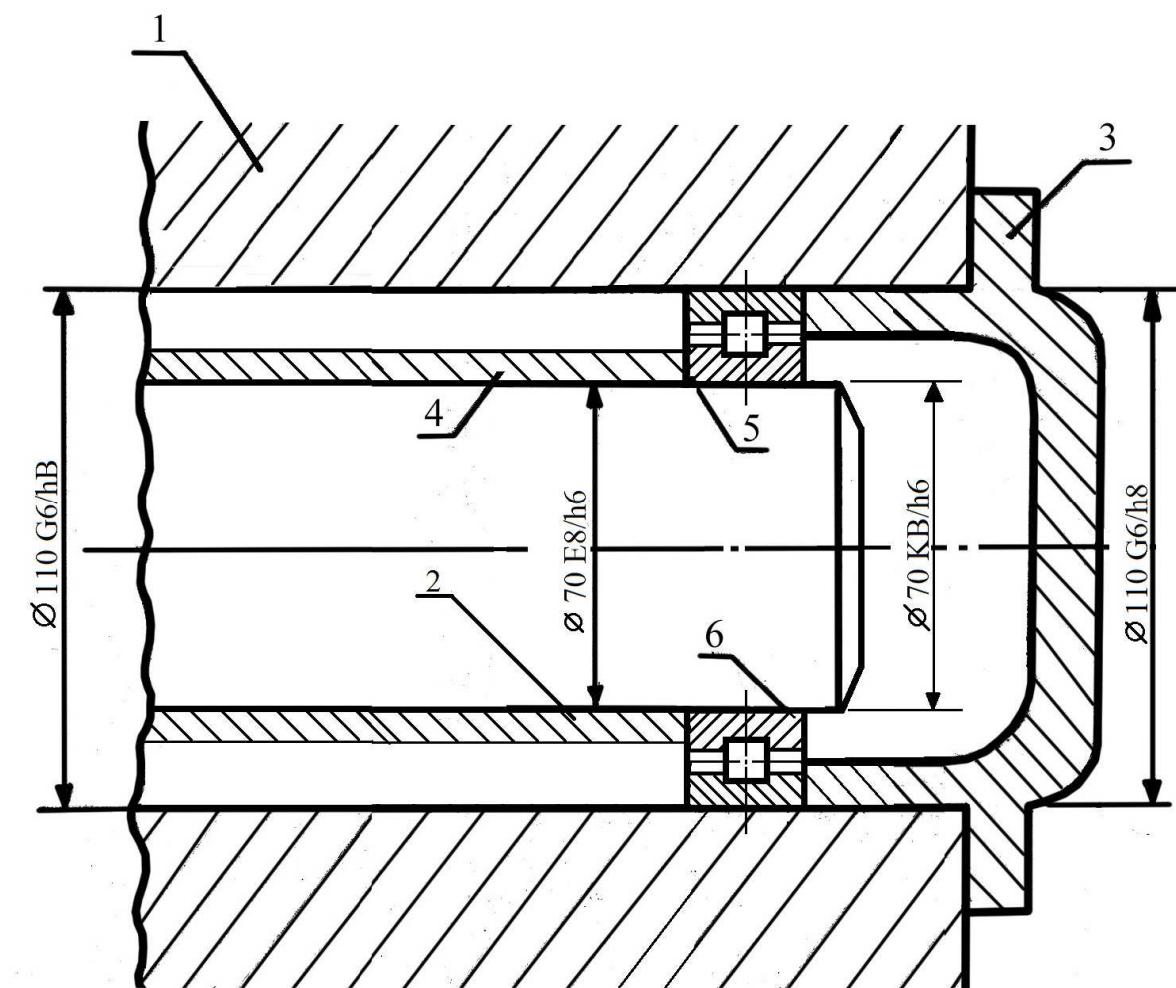
(Мягков 2-том «Допуски и посадки», стр. 84, табл. 1.28).

Посадка $\text{Ø}110 \frac{G6}{h8}$ с зазором.

$$\begin{aligned} S_{max} &= 80 \text{ мкм;} \\ S_{min} &= 12 \text{ мкм;} \\ S_m &= 46 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

9. Эскизы подшипникового узла и деталировка приведены в (рис. 8)





ЗАДАНИЕ № 3
РАСЧЁТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

ВАРИАНТ № 7

Дано:

Задано резьбовое соединение:

$$M16-\frac{6G}{6e}, \text{ где}$$

M – метрическое;

16 – номинальный диаметр резьбы;

6G – допуск на гайку;

6e – допуск на болт

При измерении резьбы болта:

Наружный диаметр:

$$d=15,92 \text{ мм};$$

Средний диаметр:

$$d_2=15,92 \text{ мм};$$

Внутренний диаметр:

$$d_l=15,92 \text{ мм.}$$

Размеры n шагов, измерённые по правым граням резьбы:

$$P_{n \text{ (прав)}}=16,00 \text{ мм};$$

Размеры n шагов, измерённые по левым граням резьбы:

$$P_{n \text{ (лев)}}=16 \text{ мм};$$

Погрешности:

$$\frac{\alpha}{2}_{\text{прав}}=30^\circ 5^l$$

$$\frac{\alpha}{2}_{\text{лев}}=29^\circ 55^l$$

Число шагов на длине свинчивания (для N-нормальные длины свинчивания):

$$n=8$$

Решение

1. По стандартам определяем номинальные значения параметров болта и гайки (Мягков 1-том «Допуски и посадки» стр. 144, табл. 4.24)

$$P = \frac{P_n \text{ (прав)}}{m} = \frac{16,00}{8} = 2 \text{ мм}$$

$$d=16 \text{ мм}$$

$$d_2 = d - 2 + 0.701 = 16 - 2 + 0.701 = 14.701 \text{ мм}$$

$$d_1 = d - 3 + 0.835 = 16 - 3 + 0.835 = 13.835 \text{ мм}$$

2. По ГОСТ 16093-81 находим отклонение диаметров резьбы болта и гайки внешнего диаметра (Анурьев «Справочник конструктора-машиностроителя» 2-том стр. 160, табл. 115)

Болт **M16-6e**:

$$\begin{aligned} d &= 16 \text{ мм} \\ es_d &= -71 \text{ мкм} \\ ei_d &= -351 \text{ мкм} \end{aligned}$$

Предельные размеры вала:

$$\begin{aligned} d_{max} &= 15.929 \text{ мм} \\ d_{min} &= 15.649 \text{ мм} \end{aligned}$$

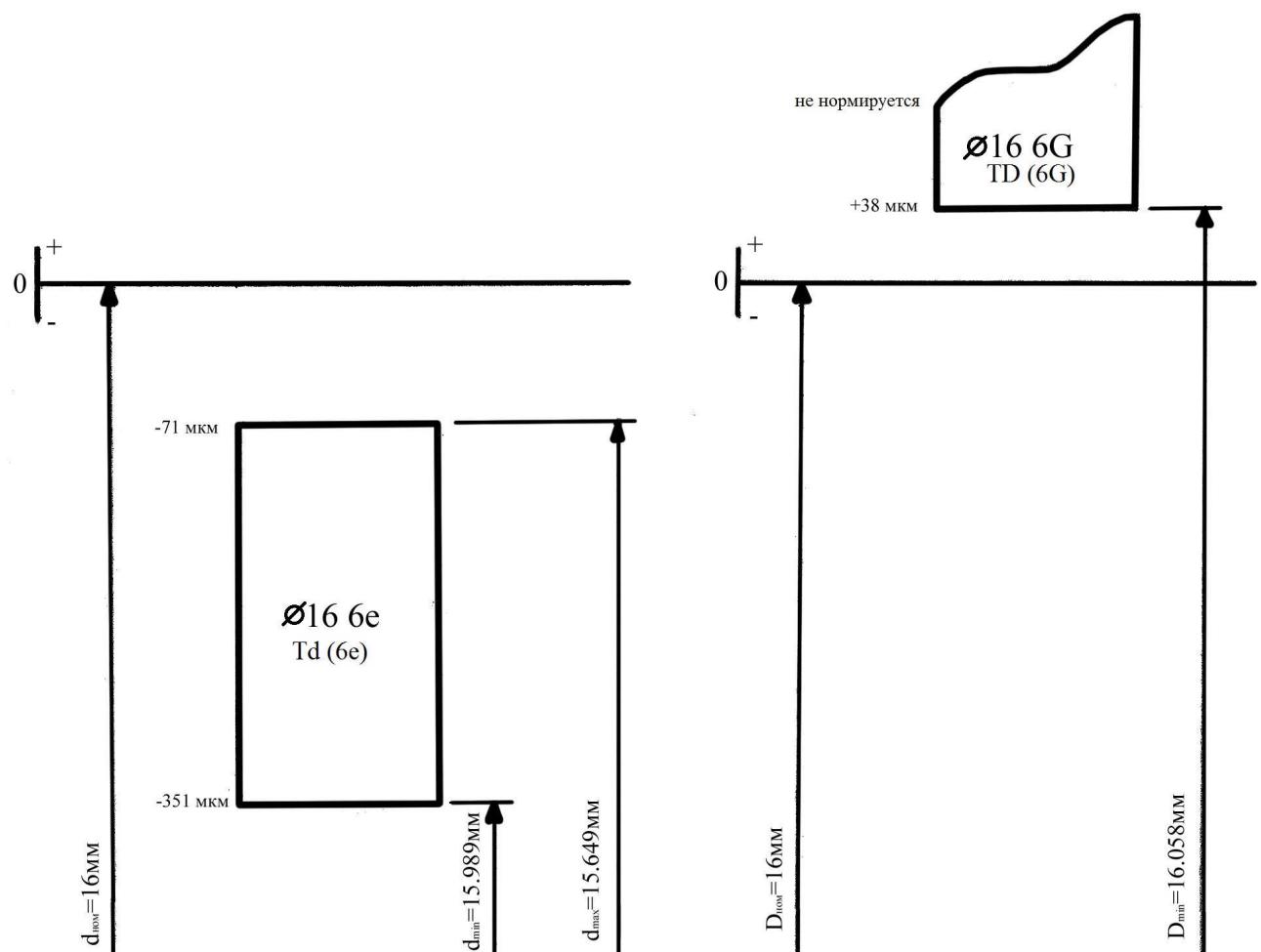
Гайка **M16-6G**:

$$\begin{aligned} D &= 16 \text{ мм} \\ ES_D &= \text{не нормируется} \\ EI_D &= +38 \text{ мкм} \end{aligned}$$

Предельные размеры отверстия:

$$\begin{aligned} D_{max} &= \text{не нормируется} \\ D_{min} &= 16.038 \text{ мм} \end{aligned}$$

Строим схему расположения полей допусков болта и гайки (рис. 1):



3. По ГОСТ 16093-81 находим отклонение диаметров резьбы болта и гайки среднего диаметра (Анурьев «Справочник конструктора-машиностроителя» 2-том стр. 160, табл. 115)

Болт *M16-6e*:

$$d_2=14.701 \text{ мм}$$

$$es_{d2}=-71 \text{ мкм}$$

$$ei_{d2}=-231 \text{ мкм}$$

Предельные размеры вала:

$$d_{2max}=14.63 \text{ мм}$$

$$d_{2min}=14.47 \text{ мм}$$

Гайка *M16-6G*:

$$D_2=14.701 \text{ мм}$$

$$ES_{D2}=+250 \text{ мкм}$$

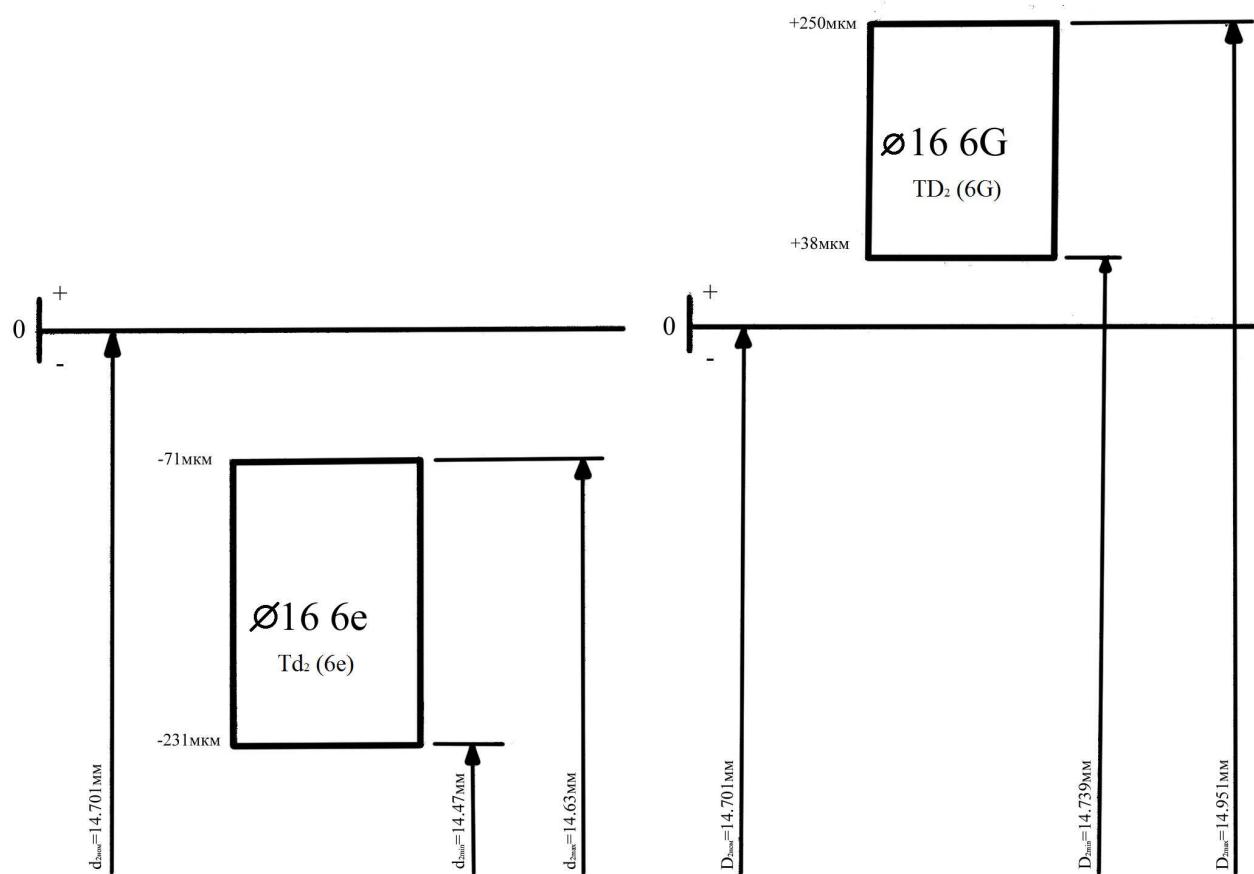
$$EI_{D2}=+38 \text{ мкм}$$

Предельные размеры отверстия:

$$D_{2max}=14.951 \text{ мм}$$

$$D_{2min}=14.739 \text{ мм}$$

Строим схему расположения полей допусков болта и гайки (рис. 2):



4. По ГОСТ 16093-81 находим отклонение диаметров резьбы болта и гайки внутреннего диаметра (Анурьев 2-том «Справочник конструктора-машиностроителя» стр. 160, табл. 115)

Болт **M16-6e**:

$$\begin{aligned}
 d_l &= 13.835 \text{ мм} \\
 es_{dl} &= -71 \text{ мкм} \\
 ei_{dl} &= \text{не нормируется}
 \end{aligned}$$

Предельные размеры вала:

$$\begin{aligned}
 d_{1max} &= 13.764 \text{ мм} \\
 d_{1min} &= \text{не нормируется}
 \end{aligned}$$

Гайка **M16-6G**:

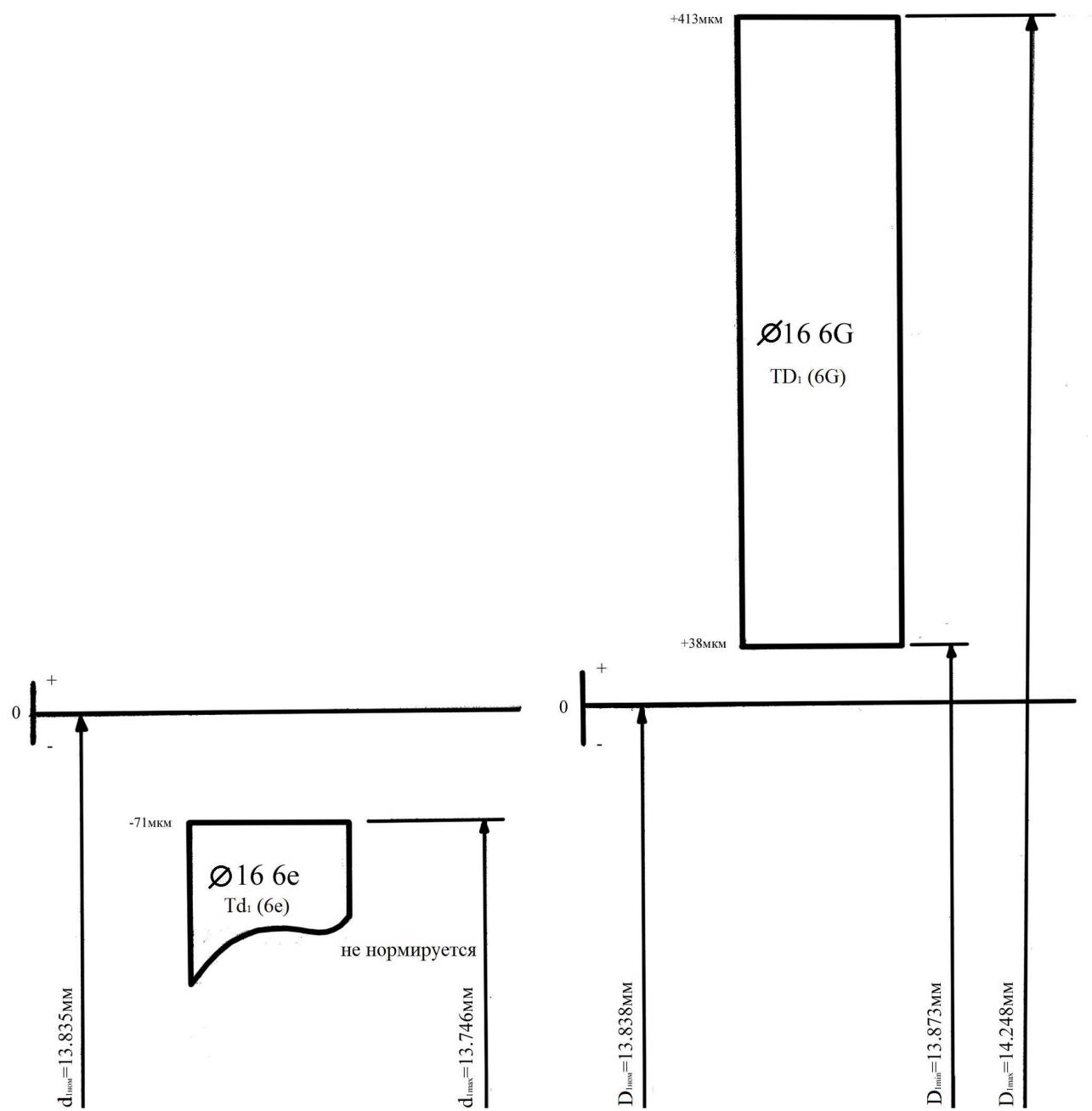
$$\begin{aligned}
 D_l &= 13.835 \text{ мм} \\
 ES_{Dl} &= +413 \text{ мкм} \\
 EI_{Dl} &= +38 \text{ мкм}
 \end{aligned}$$

Предельные размеры отверстия:

$$D_{1\max} = 14.284 \text{ мм}$$

$$D_{1\min} = 13.873 \text{ мм}$$

Строим схему расположения полей допусков болта и гайки (рис. 3):



5. По измеренным размерам, приведённым в задании, рассчитываем приведённый средний диаметр для резьбы болта:

$$d_{2\text{прив}} = d_{2\text{изм}} + f_p + f_\alpha,$$

где $f_p = 1,732 * \Delta P_n$,

где $\Delta P_n = |P_n - n * P|$,

$$\text{где } P_n = \frac{P_{\text{н}} (\text{прав}) + P_{\text{н}} (\text{лев})}{2} = \frac{16 + 16}{2} = 16 \text{ мм}$$

Итак,

$$\Delta P_n = |P_n - n * P| = 16 - 8 * 2 = 0$$

$$f_p = 1,732 * \Delta P_n = 1,732 * 0 = 0;$$

$$f_\alpha = 0,29 \cdot P \cdot \Delta \alpha / 2 \cdot 10^{-3},$$

где $P = 3 \text{ мм}$,

$$\text{где } \Delta \alpha / 2 = \frac{|\Delta \alpha / 2 (\text{прав}) + \Delta \alpha / 2 (\text{лев})|}{2},$$

$$\text{где } \Delta \alpha / 2_{\text{прав}} = \alpha / 2_{\text{прав}} - 30^\circ = 5'$$

$$\Delta \alpha / 2_{\text{лев}} = \alpha / 2_{\text{лев}} - 30^\circ = 5'$$

Итак,

$$\Delta \alpha / 2 = \frac{|\Delta \alpha / 2 (\text{прав}) + \Delta \alpha / 2 (\text{лев})|}{2} = \frac{5 + 5}{2} = 5,$$

Отсюда

$$f_\alpha = 0,29 \cdot P \cdot \Delta \alpha / 2 \cdot 10^{-3} = 0,29 * 2 * 5 * 10^{-3} = 0,0029 \text{ мм}$$

Из найденных значений, определяем

$$d_{2\text{прив}} = d_{2\text{изм}} + f_p + f_\alpha = 14,60 + 0 + 0,0029 = 14,6029 \text{ мм}$$

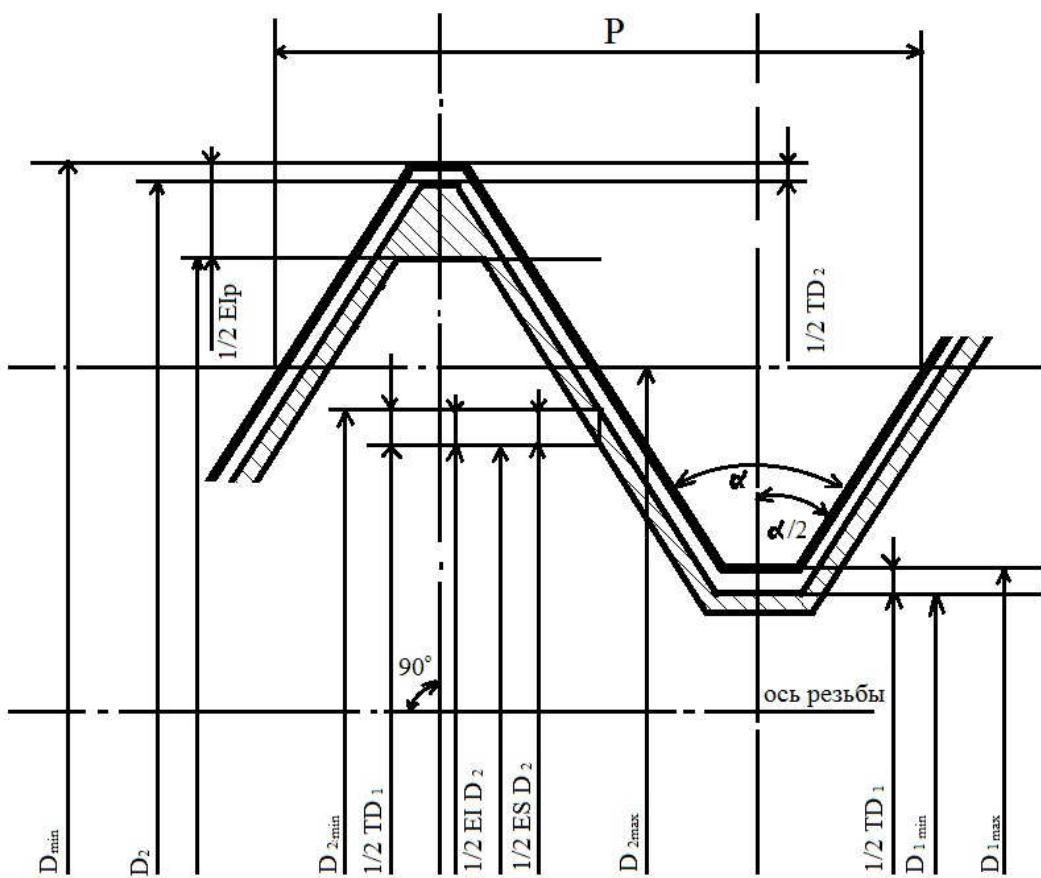
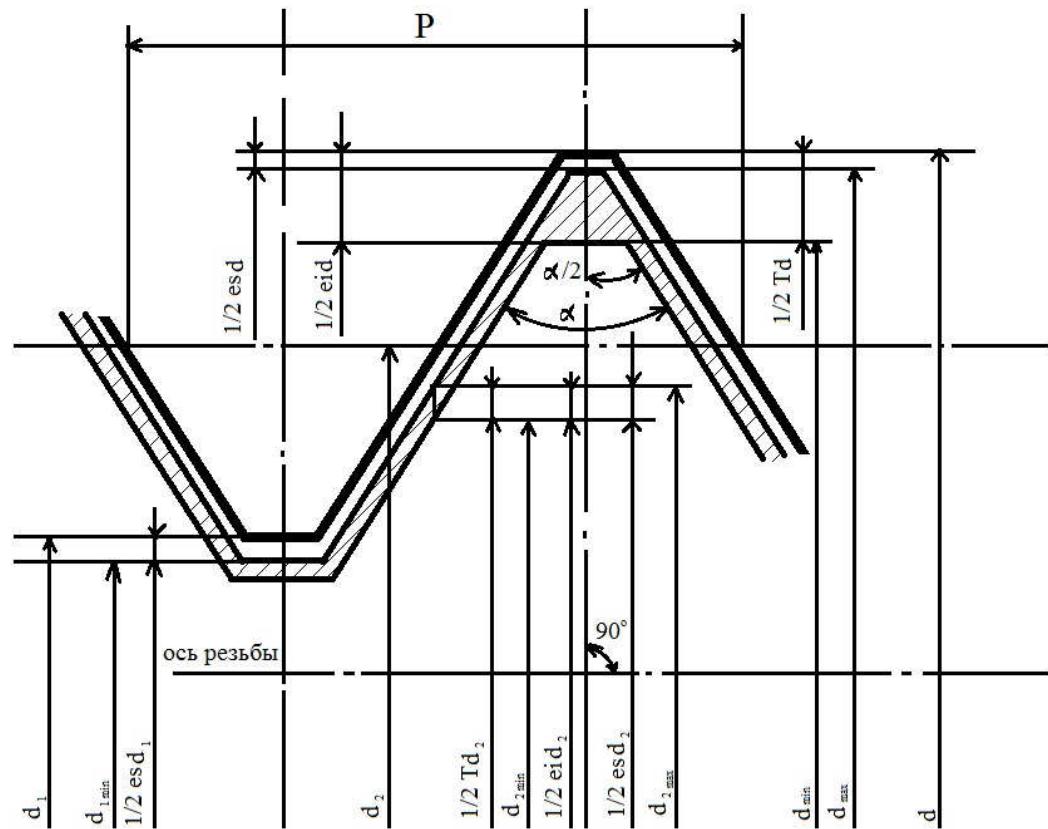
6. Вывод о годности приводится в таблице

Наименование диаметров	Измеренные размеры, мм	Предельные размеры, мм		Заключение о годности
		max	min	
Наружный	15,92	15,929	15,649	годный
Средний	14,60	14,63	14,47	годный
Внутренний	13,75	13,764	-	годный
Приведённый средний	14,6029	$d_{2\text{ном}} = 14,701$		годный

Общее заключение: резьба болта годная, потому что для резьбы болта обе условия выполнены:

$$d_{2\text{прив}} \leq d_{2\text{ном}}; \quad \text{т.е.:} \quad 14,6029 < 14,701; \\ d_{2\text{изм}} \geq d_{2\text{min}}; \quad \text{т.е.:} \quad 14,60 > 14,47.$$

7. Строим схему расположений полей допусков для профилей болта и гайки (рис. 4)



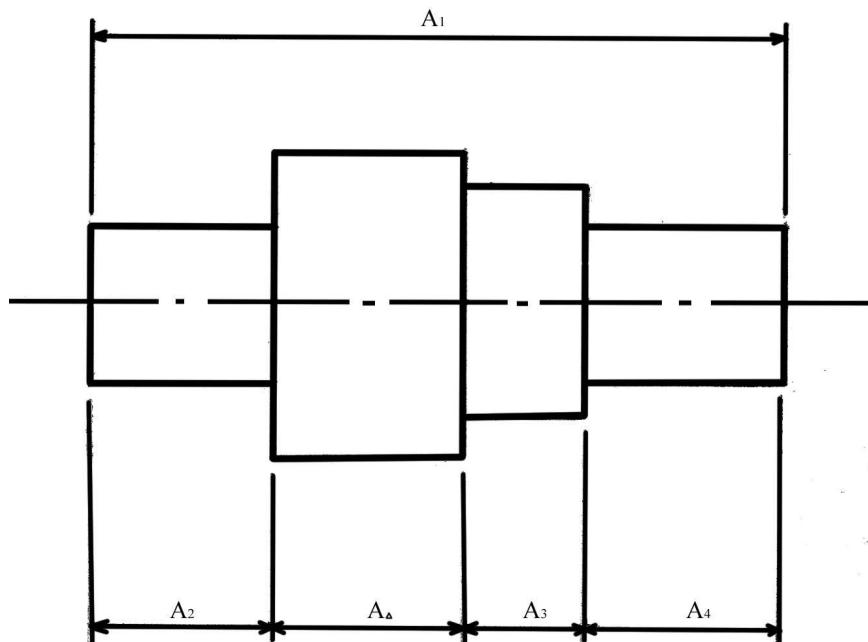
ЗАДАНИЕ № 4
РАСЧЁТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

ВАРИАНТ № 7

Задача 1-типа

Дано:

Последовательность обработки: A_1, A_2, A_3, A_4 (рис. 1)



$$A_1 = 100 \text{ H10}$$

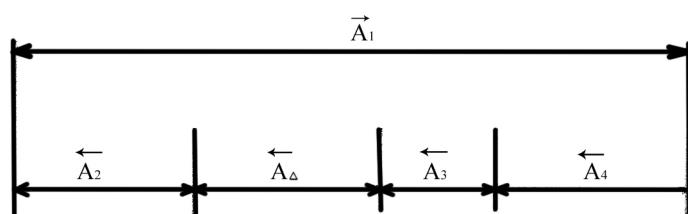
$$A_2 = 10 \text{ h6}$$

$$A_3 = 53 \text{ h7}$$

$$A_4 = 12 \text{ h9}$$

Решение

1. Составляем схему размерной цепи (рис. 2)



2. Анализ размерной цепи

A_4 - замыкающее звено

A_1 - увеличивающее звено

A_2, A_3, A_4 - уменьшающие звенья

$n=1$ (A_1)

$P=3$ (A_2, A_3, A_4)

$m=5$

$m-1 = n+P$, т.е.: $4=4$

3. Находим по ГОСТ 263447-82 отклонения Es и Ei , а также допуск TA_j

A_1	450 H7	$Es=+63\text{мкм}$	$Ei=0$	$TA_1=63\text{мкм}$
A_2	120 h6	$Es=0$	$Ei -18\text{мкм}$	$TA_2=18\text{мкм}$
A_3	80 h7	$Es=0$	$Ei=-30\text{мкм}$	$TA_3=30\text{мкм}$
A_4	130 h8	$Es=0$	$Ei-63\text{мкм}$	$TA_4=63\text{мкм}$

4 Определяем минимальные размеры

$$A_d = \sum \left(A_j^{y_{\text{вел}}} \right) - \sum \left(A_j^{y_m} \right) = 450 - (120 + 80 + 130) = 120\text{мм}$$

5. Определяем верхнее отклонение замыкающего звена

$$Es(A_d) = Es(A_1) - [Ei(A_2) + Ei(A_3) + Ei(A_4)] = 63 - [-18 - 30 - 63] = 63 + 111 = 174\text{мкм}$$

6. Определяем нижнее отклонение замыкающего звена

$$Ei(A_d) = Ei(A_1) - [Es(A_2) + Es(A_3) + Es(A_4)] = 0$$

7. Определяем допуск замыкающего звена

$$TA_d = Es(A_d) - Ei(A_d) = 174 - 0 = 174\text{мкм}$$

Замыкающее звено $A_d = 120^{+174}$

8. Проверка

$$TA_D = \sum_{j=1}^{m-1} (TA_j),$$

где $\sum_{j=1}^{m-1} (TA_j) = 63 + 18 + 30 + 63 = 174 \text{ мкм}$

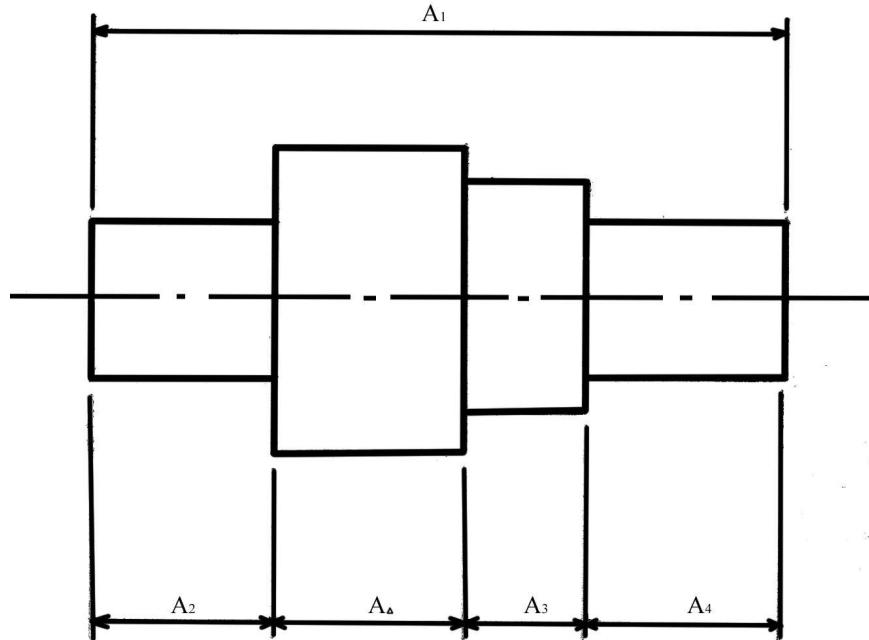
Откуда

$$174 \text{ мкм} = 174 \text{ мкм}$$

Задача 2-типа

Дано:

Последовательность обработки: A_1, A_2, A_3, A_4 (рис. 3)

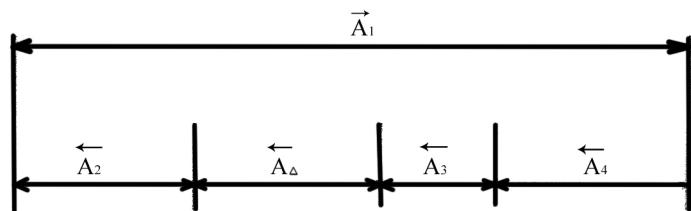


A_1, A_2, A_3, A_4

Допуск исходного звена $H11$

Решение

1. Составляем схему размерной цепи (рис. 2)



2. Анализ размерной цепи

A_4 - замыкающее звено

A_1 - увеличивающее звено

A_2, A_3, A_4 - уменьшающие звенья

$$n=1 (A_1)$$

$$P=3 (A_2, A_3, A_4)$$

$$m=5$$

$$m-1 = n+P, \text{ т.е.: } 4=4$$

3. Определяем номинальный A_{Δ}

$$A_{\Delta} = \sum (A_j^{y_{\text{дел}}}) - \sum (A_j^{y_M}) = 450 - (120 + 80 + 130) = 120 \text{мм}$$

4. Исходное звено

$$A_{\Delta} = 120 \text{ H11}$$

A_{Δ}	$Es = +250 \text{мкм}$	$Ei = 0$	$TA_{\Delta} = 250 \text{мкм}$
--------------	------------------------	----------	--------------------------------

5. Назначаем всем составляющим звеньям одного и того же квалитета. Определяем дополнительно (*по таблице 4.1*) значение i для составляющих звеньев A_j

A_1	$i = 3.89 \text{мкм}$
A_2	$i = 2.17 \text{мкм}$
A_3	$i = 1.86 \text{мкм}$
A_4	$i = 2.52 \text{мкм}$

6. Согласно уравнениям, имеем

$$a_{cp} = TA_{\Delta} / i_1 + i_2 + i_3 + i_4 = 250 / (3.89 + 2.17 + 1.86 + 2.52) = 250 / 10.44 = 23,95 \text{мкм}$$

$a_{cp} = 23,95$ – не соответствует ни одному квалитету

Возможные варианты

1. Принять всем размерам 8 квалитет (*по таблице 4.2*)

$$a_{cp}=25$$

$$TA_1=25*3,89=81,96\text{мкм}$$

$$TA_2=25*2,17=54,25\text{мкм}$$

$$TA_3=25*1,86=46,5\text{мкм}$$

$$TA_4=25*2,52=63\text{мкм}$$

$$TA_4=250\text{мкм}$$

$$\sum TA_j=245,71\text{мкм}$$

Разница 0,4%, что допустимо. Допустимая ошибка должна составлять 5-6%

2. Назначим отклонения всех составляющих размеров кроме A_1 в минус, т.к. они являются охватываемые

$$A_2=120_{-54,25}$$

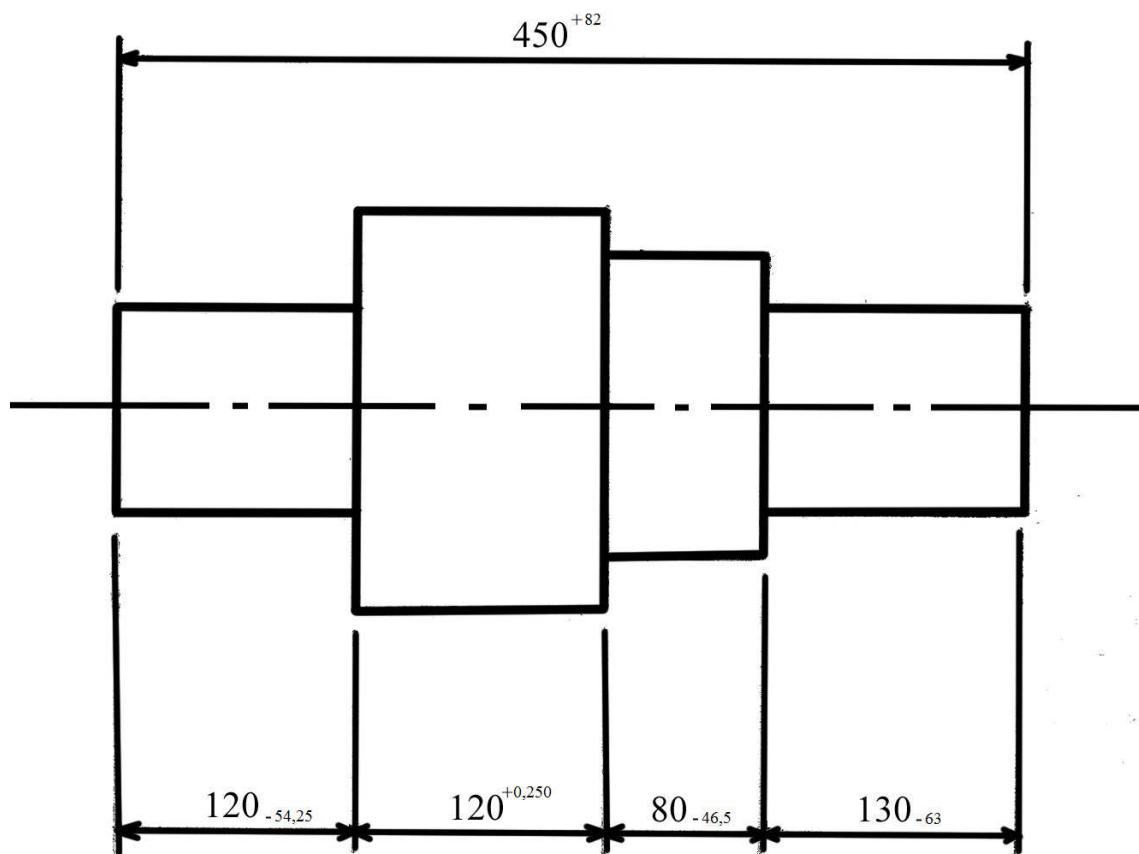
$$A_3=80_{-46,5}$$

$$A_4=130_{-63}$$

$$A_1=450^{+82}$$

$$A_4 120 H11 - 120^{+0,250}$$

4. Вычерчиваем схему вала с постановкой размеров



Заключение

В данной курсовой работе, в которой были заданы 4 задачи, я сделал следующие работы при решении данных задач:

1. Подготовил вводные данные о самой дисциплине «Взаимозаменяемость и стандартизация технической системы» в разделе Введение;
2. Сделал расчёт посадок и калибров для контроля гладких цилиндрических соединений (ГЦС) с помощью данных по варианту № 7 в задании;
3. Сделал расчёт и выбор посадок подшипников качения по приведённому номеру подшипника качения, а также определил допуски и выбор посадок для отверстия и вала в заданном мне подшипнике качения;
4. При расчёте резьбовых соединений я рассчитал резьбу болта в соответствии с заданными мне параметрами. При решении я рассмотрел и рассчитал данное резьбовое соединение с помощью стандартов.
5. Сделал расчёт размерных цепей двумя методами их решения, т.е. при решении и расчёте размерной цепи применяя задачу первого типа, определил способом анализа, так же применяя задачу второго типа, определил способом проверки.
6. Все чертежи и схемы в данной курсовой работе были вычерчены мной и сканировав сделал обводку на графическом редакторе. Чертежи и схемы были начерчены в масштабах в соответствии со стандартами.

Литература

1. В.Д.Мягков. Допуски и посадки. Справочник. Л., Машиностроение. 1978.
2. В.И. Анульев «Справочник конструктора-машиностроителя» 2-том. 1982 г.
3. Н.Н. Зябрева и др. Пособие к решению задач по курсу ВСТИ. М. Высшая школа, 1977.
4. ГОСТ 25347-82 (СТ. СЭВ 144-75). ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки.
6. ГОСТ 25346-82 (СТ. СЭВ 145-75). ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
7. ГОСТ 24853-81 (СТ. СЭВ 157-75). Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.
8. ЕСДП СЭВ в машиностроении и приборостроении.
9. ГОСТ 14807-69, ГОСТ 14827-69 Калибры-пробки гладкие диаметром от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры.
10. ГОСТ 18355-73, ГОСТ 18357 Калибры-скобы для длин свыше 10 до 500 мм. Конструкция и размеры.
11. ГОСТ 8727-81 (СТ. СЭВ 181-75). Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги.
12. ГОСТ 9510-72 (СТ. СЭВ 180-75). Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль.
13. ГОСТ 11708 (СТ. СЭВ 2631-80). Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба. Термины и определения.
14. ГОСТ 16093-81 (СТ. СЭВ 640-77). Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.
15. ГОСТ 24705-81 (СТ. СЭВ 182-75). Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры.
16. Р.Р. Файзиев «Метрология, взаимозаменяемость, стандартизация» Ташкент, Мехнат. 2004 г.
17. А.Н. Якушев и др. «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» М. Машиностроение 1986 г.

Содержание

Введение	3-6
1. Расчет посадок и калибров для контроля гладких цилиндрических соединений (ГЦС)	7-27
1.1 Посадки в системе отверстия	7-14
1.2 Посадки в системе вала	14-21
1.3. Расчёт калибров	22-27
2. Расчёт и выбор посадок подшипников качения	28-36
3. Расчёт резьбовых соединений	37-43
4. Расчёт разъёмных цепей	44-50
4.1 Задача 1-типа	44-46
4.2 Задача 2-типа	47-50
Заключение	51
Литература	52