

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕСПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

ФАКУЛЬТЕТ «ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ»

КАФЕДРА «ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЯ»

КУРСОВАЯ РАБОТА

По дисциплине: «Взаимозаменяемость и стандартизация
технических измерений, сертификация»

Выполнил: Студент группы «Зр-12»
Рахмонов У

Принял: Доцент А . Мурадов

Наманган-2015

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 разъемных 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 центрирования 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, трапецеидальные, 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 (трапециидальные 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.

РАСЧЕТ ПОСАДОК И КАЛИБРОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ (ГЦС).

1.1. Номинальный и предельный размеры, предельные отклонения и допуски. Обозначение размеров и предельных отклонений на чертежах.

Номинальный размер - размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит началом отсчета отклонений. Размер который указан на чертеже является номинальным. Он является общим для входящих в сопряжение деталей. Обозначения: $D_{ном}$ - для отверстия, $d_{ном}$ - для вала.

Предельные размеры - два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер.

Наибольший предельный размер - больший из двух предельных размеров. Обозначаются: $D_{мах}$ - для отверстия, $d_{мах}$ - для вала.

Наименьший предельный размер - меньший из двух предельных размеров. Обозначения: $D_{мин}$ - для отверстия $d_{мин}$ - для вала.

Предельные отклонения. В таблицах стандартов приводятся предельные отклонения от номинального размера.

Верхнее отклонение - алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами. Обозначаются: ES - для отверстия, es - для вала.

Нижнее отклонение - алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами. Обозначаются: EI - для отверстия, ei - для вала.

Отклонения всегда имеют знак: (+) или (-). Оба отклонения т.е. и верхнее и нижнее могут иметь знак (+), тогда наибольший и наименьший предельные размеры будут больше номинального. Если оба отклонения имеют знак (-), то наибольший и наименьший предельные размеры будут меньше номинального.

Одно из отклонений, верхнее или нижнее, может быть равным нулю.

Допуск (T) - разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями. Допуск всегда величина положительная. Обозначается: TD - допуск отверстия, Td - допуск вала.

В таблицах стандартов предельные отклонения приводятся в микрометрах. На чертежах отклонения проставляются в мм. Они ставятся рядом с номинальным размером более мелкими цифрами, чем

номинальный размер. Исключения составляют симметричные отклонения, которые проставляются цифрами такой же величины как и номинальный размер.

Ниже приводятся примеры простановки отклонений на сборочных и подстальных чертежах. Отклонения на чертежах можно проставлять как в цифровом виде так и в буквенном, обозначающем отклонение и квалитет или же в их сочетании (Рис. 1.1)

На сборочном чертеже (рис.1.1 а, б, в) должны указываться отклонения двух сопрягаемых деталей. Рядом с номинальным размером в числителе ставится отклонение отверстия, а в знаменателе отклонение вала в соответствующем виде. Отклонения равные нулю на чертежах не ставятся.

Расчет предельных размеров:

$$D_{\max} = D_{\text{ном}} + ES ; D_{\min} = D_{\text{ном}} + EI$$

$$d_{\max} = d_{\text{ном}} + es ; d_{\min} = d_{\text{ном}} + ei$$

Допуски определяются следующим образом:

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI ; Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei$$

1.2.Посадки сопряжения гладких цилиндрических деталей. Виды посадок. Системы образования посадок. Графическое изображение полей допусков. Расчет посадок.

При соединении отверстий и валов т.е. деталей с охватывающей и охватываемой поверхностями, образуются сопряжения, которые чаще называются посадками.

Посадка - характер соединения деталей, определяемой величиной получающихся в нем зазоров или натягов.

Зазор (S) - разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

Натяг (N) -разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

В зависимости от свободы относительного перемещения сопрягаемых деталей или степени сопротивления взаимному перемещению посадки разделяют на 3 вида: посадки с зазором; посадки с натягом; переходные посадки.

Посадка с зазором (рис. 1.2а) - посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении. При графическом изображении в

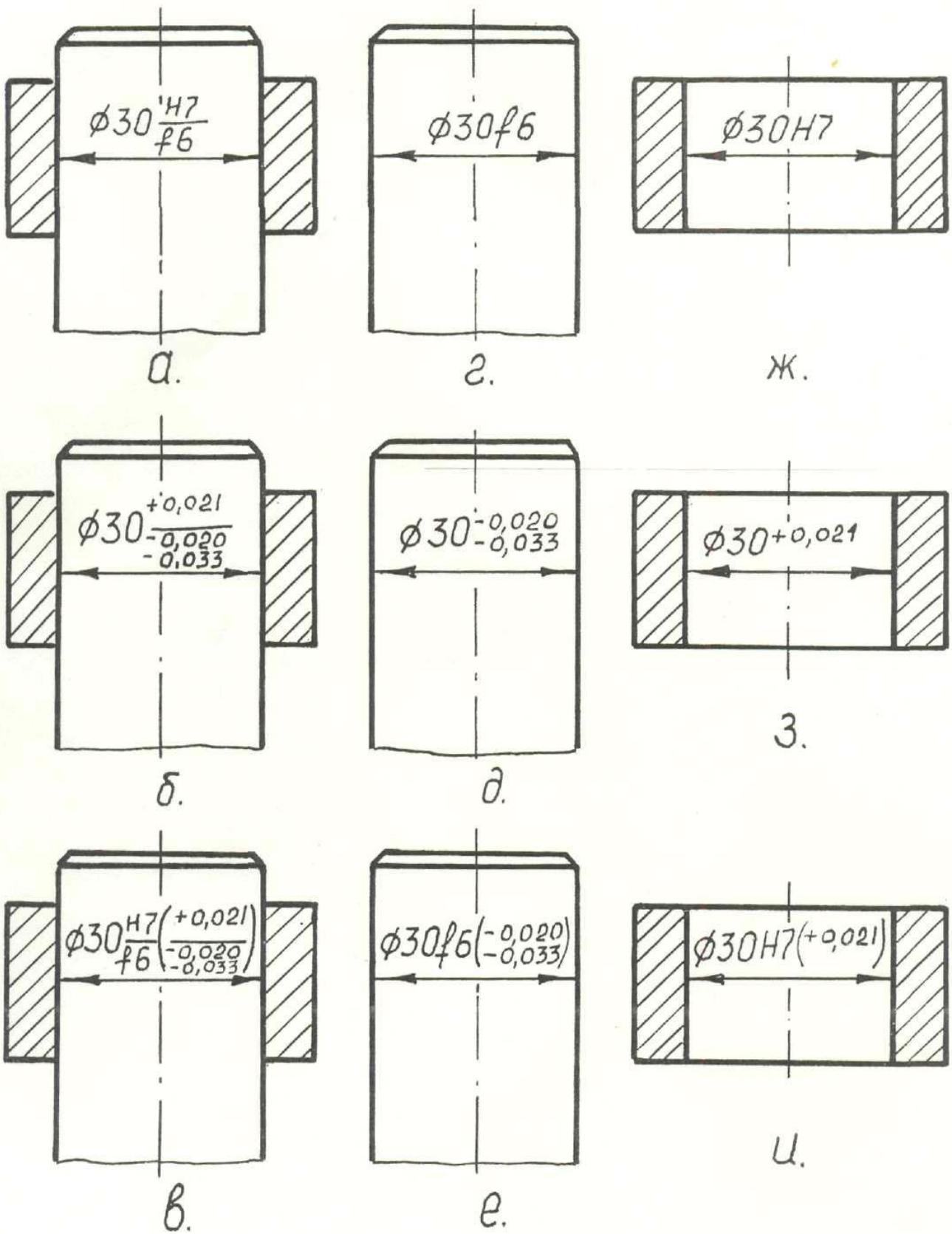


Рис. 1.1

посадке с зазором, поле допуска отверстия всегда расположено над полем допуска вала, т.е. размеры годных отверстий всегда больше размеров годных валов.

Различают: наибольший – **S_{max}**, наименьший – **S_{min}** и средний – **S_m** зазоры.

Посадка с натягом (рис. 1.2б) - посадка при которой обеспечивается натяг в соединении. При графическом изображении в посадке с натягом, поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала, т.е. размеры годных отверстий всегда меньше размеров годных валов.

Различают: наибольший – **N_{max}**, наименьший - **N_{min}** и средний – **N_m** натяги.

Переходная посадка (рис.1.2в) - посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга.

При графическом изображении поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью. В этих посадках заранее до изготовления детали и их измерения или сборки нельзя сказать, какая будет посадка - с зазором или с натягом.

В переходных посадках различают: наибольший зазор - **S_{max}** и наибольший натяг - **N_{max}**.

Посадки могут осуществляться в системе отверстия (СА) и в системе вала (СВ).

Посадки в системе отверстия (рис.1.3а) - посадки в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием.

Посадки в системе вала (рис.1.3б) - посадки в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом.

Основное отверстие - отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю. Обозначается буквой «H».

Основной вал - вал, верхнее отклонение которого равно нулю. Обозначается буквой «h».

Величины зазоров и натягов рассчитываются по следующим формулам:

а) для посадок с зазором

Наибольший зазор $S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei$

Наименьший зазор $S_{min} = D_{min} - d_{max} = EI - es$

$$\text{Средний зазор} \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = S_m$$

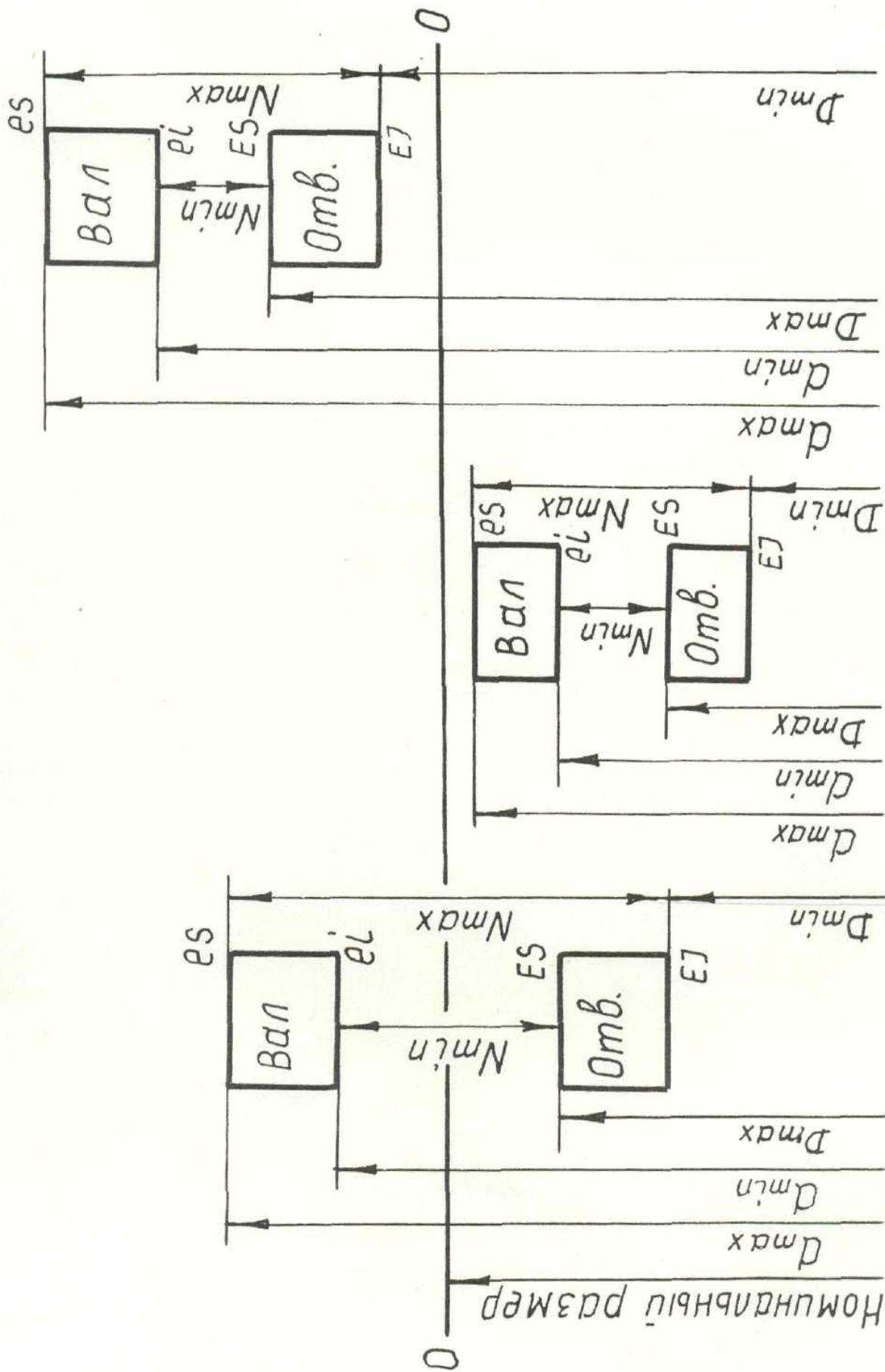


Рис. 1.25

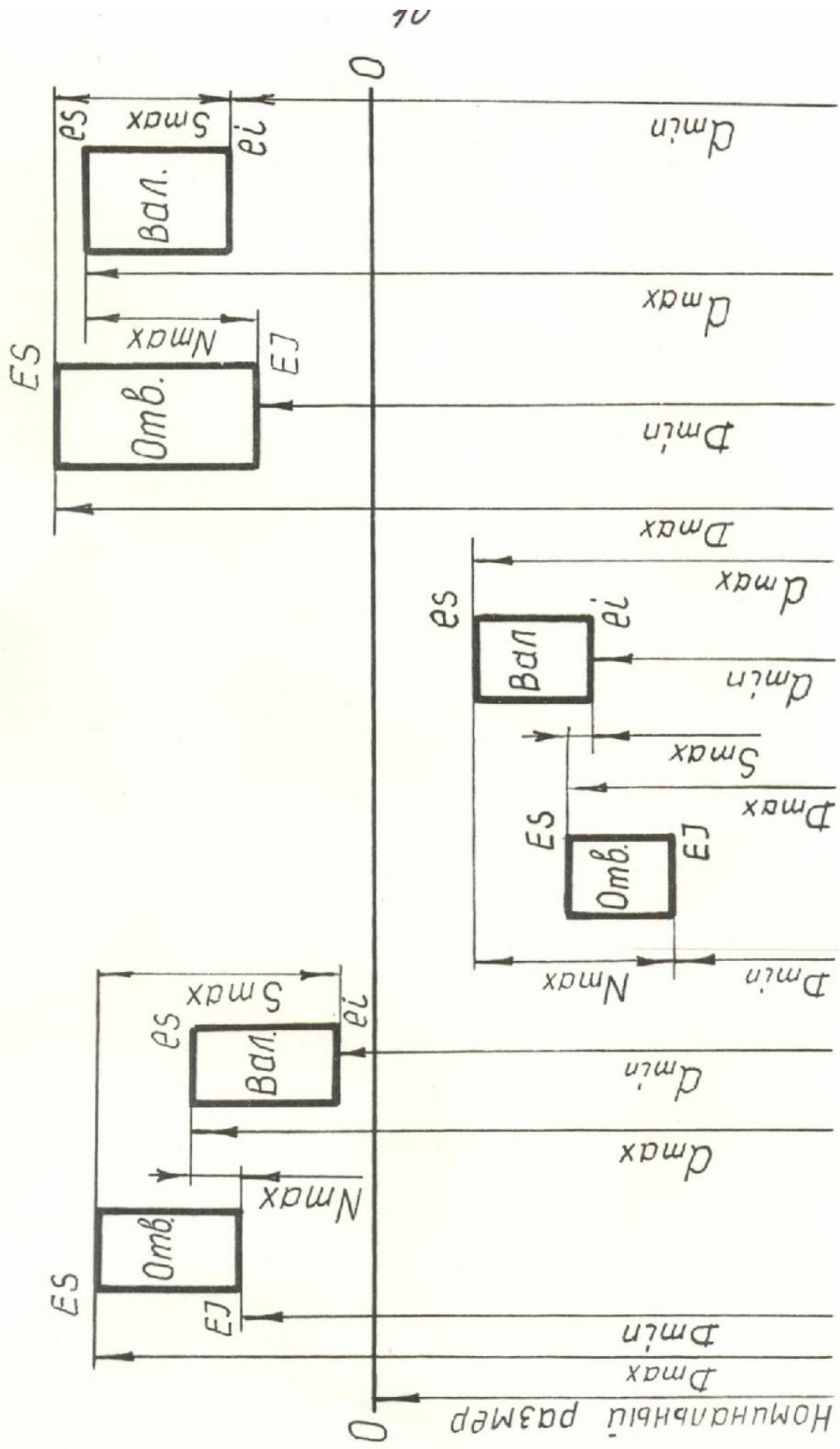


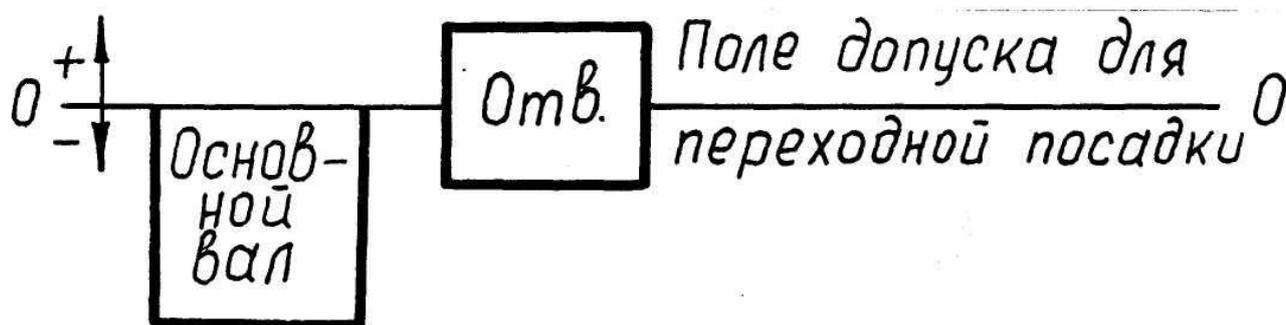
Рис. 1.2Б

Вал Поле допуска для посадки с натягом



Вал Поле допуска для посадки с зазором
а)

Отв. Поле допуска для посадки с зазором



Отв. Поле допуска для посадки с натягом
б)

Рис. 1.3

б) для посадок с натягом

Наибольший натяг $N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = e_s - EI$

Наименьший натяг $N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = e_i - ES$

Средний натяг $N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}$

в) для переходных посадок

Наибольший зазор $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - e_i$

Наибольший на тяг $N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = e_s - EI$

В переходных посадках определение S_m и N_m производится в зависимости от расчетных значений S_{\max} и N_{\max} :

если $S_{\max} > N_{\max}$

то $S_m = \frac{S_{\max} - N_{\max}}{2}$

если же $S_{\max} < N_{\max}$

то $N_m = \frac{N_{\max} + S_{\max}}{2}$

Допустимое колебание зазора или натяга характеризуется допуском посадки, который рассчитывается по следующим формулам:

а) допуск зазора в посадках с зазором

$$T(S) = S_{\max} - S_{\min} = TD + Td$$

б) допуск натяга в посадках с натягом

$$T(N) = N_{\max} - N_{\min} = TD + Td$$

в) допуск посадки в переходных посадках

$$T(S,N) = S_{\max} + N_{\min} = TD + Td$$

1.3 . Допуски гладких цилиндрических калибров.

Калибры служат для контроля размеров деталей. В данном пособии рассматриваются только рабочие калибры:

Р-ПП - рабочий проходной;

Р-НЕ - рабочий непроходной.

Предельные отклонения, допуски и схемы расположения полей допусков калибров относительно поля допуска контролируемого изделия нормируется стандартом ГОСТ 24853-81 "Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски".

Для определения исполнительных размеров калибров прежде всего необходимо построить схему расположения полей допусков контролируемого изделия. Затем на этой же схеме располагают поля допусков калибров в соответствии с номинальным размером изделия и качеством по которому изготавливается размер.

После этого определяем предельные размеры сторон калибра и исполнительные размеры.

На рабочих чертежах калибров проставляются исполнительные размеры и маркировка калибра. Маркировка калибра совпадает с обозначением той детали, для проверки которой этот калибр предназначен.

Решение задач.

1. Задано гладкое цилиндрическое сопряжение $\varnothing 1 \frac{H7}{k6}$

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

По ГОСТ 25347-82 "Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки" определяем отклонения.

Номинальный размер соединения - 1 мм:

для отверстия $\varnothing 30 H7 ES = +10$ мкм

$$EI = 0$$

для вала $\varnothing 30 k6 es = +6$ мкм

$$ei = 0 \text{ мкм}$$

Строим в масштабе схему расположения полей допусков соединения (рис.1.).

Из значений отклонений и схемы видно, что это соединение с зазором.

Предельные размеры и допуски:

а) отверстия

$$D_{\max} = D_{\text{ном}} + ES = 1 + 0,010 = 1,010 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = D_{\text{ном}} + EI = 1 + 0 = 1,000 \text{ мм}$$

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = 1,010 - 1,000 = 0,010 \text{ мм}$$

или

$$TD = ES - EI = (+10) - 0 = 10 \text{ мкм}$$

б) вала

$$d_{\max} = d_{\text{ном}} + es = 1 + 0,006 = 1,006 \text{ мм}$$

$$d_{\min} = d_{\text{ном}} + ei = 1 + 0 = 1 \text{ мм}$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 1,006 - 1,000 = 0,006 \text{ мм}$$

или

$$Td = es - ei = 6 - 0 = 6 \text{ мкм}$$

в) предельный и средний зазоры

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 1,010 - 1,000 = 0,010 \text{ мм}$$

ИЛИ

$$S_{\max} = ES - ei = 10 - 0 = 10 \text{ мкм}$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 1,006 - 1,000 = 0,006 \text{ мм}$$

ИЛИ

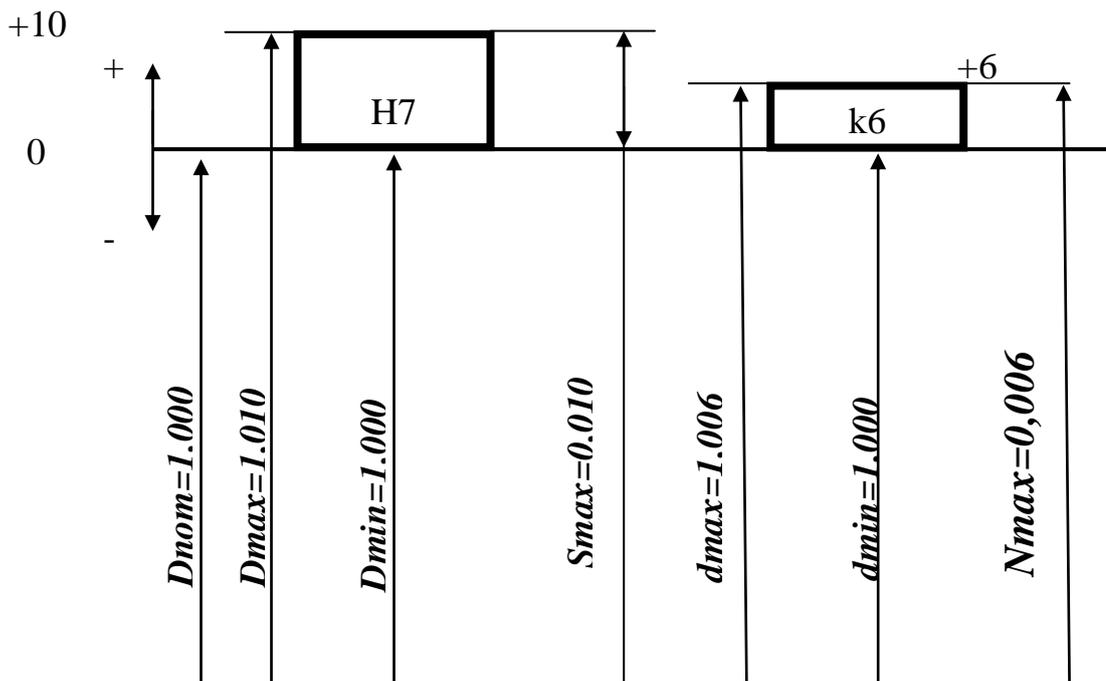
$$N_{\max} = es - EI = 6 - 0 = 6 \text{ мкм}$$

$$S_m = \frac{S_{\max} - N_{\max}}{2} = \frac{0,010 - 0,006}{2} = 0,002 \text{ мм}$$

г) допуск зазора

$$T(S) = S_{\max} + N_{\max} = 0,010 + 0,006 = 0,016 \text{ мм}$$

$$T(S) = TD + Td = 0,010 + 0,006 = 0,016 \text{ мкм}$$



1-рис.

2. Задано гладкое цилиндрическое сопряжение $\varnothing 1 \frac{H8}{d9}$

Эта посадка в системе вала, т.к. отверстие сопрягается с валом обозначенной буквой «h». А буквой «h» обозначается основной вал.

По ГОСТ 25347 - 82 определяем отклонения.

Номинальный размер соединения - 1 мм:

для отверстия $\varnothing 1$ мм

$$ES = +89 \text{ мкм}$$

$$EI = 0 \text{ мкм}$$

для вала $\varnothing 1\text{ мм}$

$$es = -20 \text{ мкм}$$

$$ei = -45 \text{ мкм}$$

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

Из значений отклонений и схемы видно, что это соединение с натягом.

Предельные размеры и допуски:

а) отверстия –

$$D_{\max} = D_{\text{ном}} + ES = 1 + 0,089 = 1,089 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = D_{\text{ном}} + EI = 1 + 0 = 1,000 \text{ мм}$$

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = 1,089 - 1 = 0,089 \text{ мм}$$

или

$$TD = ES - EI = 89 - 0 = 89 \text{ мкм}$$

б) вала

$$d_{\max} = d_{\text{ном}} + es = 1 - 0,020 = 0,98 \text{ мм}$$

$$d_{\min} = d_{\text{ном}} + ei = 1 + (-0,045) = 0,955 \text{ мм}$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 0,980 - 0,955 = 0,025 \text{ мм}$$

или

$$Td = es - ei = (-20) - (-45) = 25 \text{ мкм}$$

в) предельные и средний зазоры :

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 1,089 - 0,955 = 0,134 \text{ мм}$$

или

$$S_{\max} = ES - ei = (+89) - (-45) = 134 \text{ мкм}$$

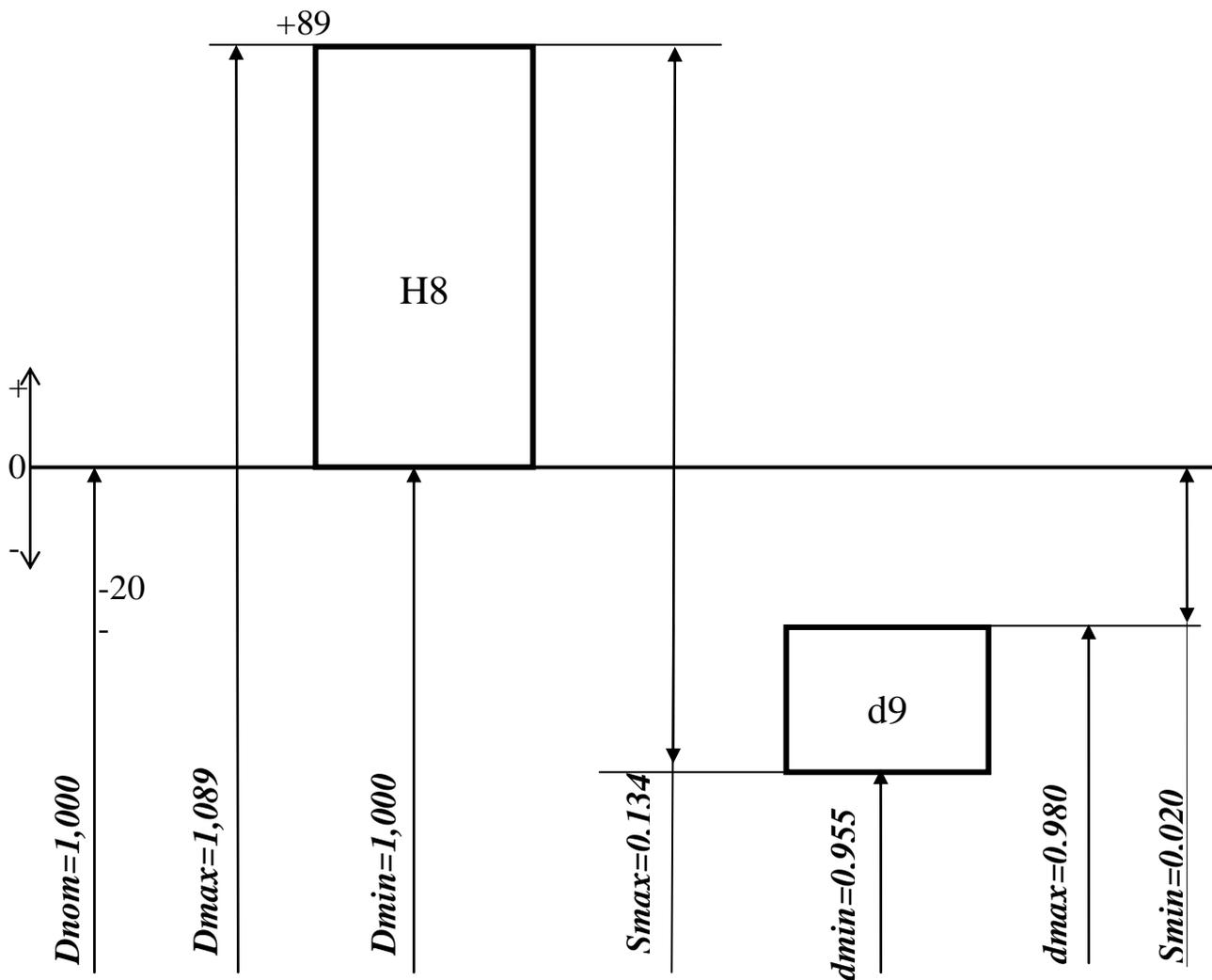
$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 1 - 0,980 = 0,020 \text{ мм}$$

$S_{\max} > S_{\min}$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{0,134 + 0,020}{2} = 0,077 \text{ мм}$$

$$T(S, N) = S_{\max} + S_{\min} = 0,134 + 0,020 = 0,154 \text{ мм}$$

$$T(S, N) = TD + Td = 0,089 + 0,025 = 0,114 \text{ мкм}$$



2-рис.

3. Задано гладкое цилиндрическое сопряжение $\varnothing 1 \frac{H6}{P5}$

Это посадка в системе отверстия.

По ГОСТ 25347-82 определяем отклонения.

Номинальный размер соединения - 1 мм;

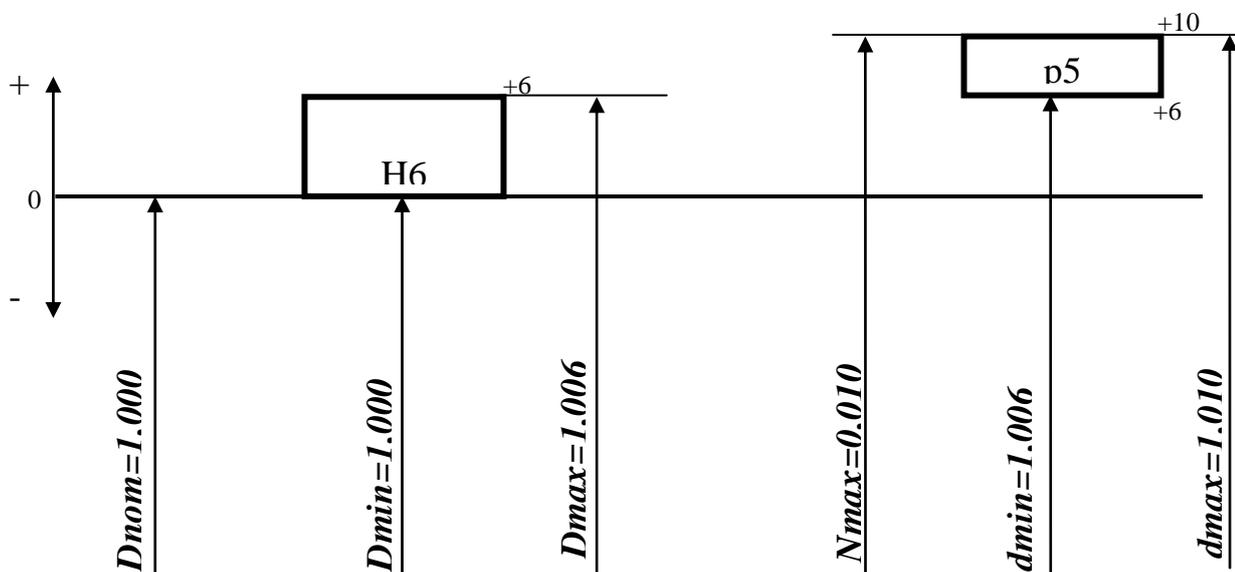
Для отверстия $\varnothing 1H6$ $ES = +6$ мкм
 $EI = +0$

Для вала $\varnothing 1p5$
 $es = +10$ мкм
 $ei = +6$ мкм.

Строим в масштабе схему расположения полей допусков соединения (рис.3).

Из значений отклонений и схемы видно, что это соединение образует переходную посадку.

Предельные размеры и допуски:



3-рис.

а) отверстия

$$D_{max} = D_{ном} + ES = 1 + 0,006 = 1,006 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{ном} + EI = 1 + 0 = 1,000 \text{ мм}$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = 1,006 - 1,000 = 0,006 \text{ мм}$$

или

$$TD = ES - EI = (+6) - 0 = 6 \text{ мкм.}$$

б) вала :

$$d_{max} = d_{ном} + es = 1 + 0,010 = 1,010 \text{ мм.}$$

$$d_{min} = d_{ном} + ei = 1 + 0,006 = 1,006 \text{ мм.}$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = 1,010 - 1,006 = 0,004 \text{ мм.}$$

или

$$Td = es - ei = (+10) - (+6) = 4 \text{ мкм.}$$

в) наибольший зазор, наибольший натяг, средний зазор или натяг

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 1,010 - 1 = 0,010 \text{ мм.}$$

или

$$N_{\max} = ei - ES = (+10) - 0 = 10 \text{ мкм.}$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 1,006 - 1,006 = 0 \text{ мм.}$$

$$N_{\min} = ei - ES = (+6) - (+6) = 0 \text{ мкм.}$$

$$/N_{\max} / > /N_{\min} /$$

$$N_m = \frac{/N_{\max} / - /N_{\min} /}{2} = \frac{0,010 - 0}{2} = 0,005 \text{ мм.}$$

$$T(N) = /N_{\max} / - /N_{\min} / = 0,010 - 0 = 0,010 \text{ мм.}$$

$$T(N) = TD + Td = 6 + 4 = 10 \text{ мкм}$$

4. Рассчитать исполнительные размеры калибра-пробки для контроля отверстия Ø1К7:

По ГОСТ 25347-82 определяем предельные отклонения отверстия Ø1К7

$$ES = +3 \text{ мкм;}$$

$$EI = -9$$

Определяем предельные размеры и допуск отверстия:

$$D_{\max} = D_{\text{ном}} + ES = 1 + 0,003 = 1,003 \text{ мм.}$$

$$D_{\min} = D_{\text{ном}} + EI = 1 + (-9) = 0,991 \text{ мм.}$$

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = 1,003 - 0,991 = 0,012 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 24853 - 81 выбираем соответствующую схему: для отверстий номинальным размером до 180 мм, квалитетов 6,7 и 8 – (черт.1).

Находим по таблице № 2 ГОСТ 24853 - 81 значения допусков и отклонений сторон калибра:

$$Z = 2,5 \text{ мкм; } y = 2 \text{ мкм; } H = 3 \text{ мкм.}$$

Строим в масштабе схему расположения поля допуска отверстия и полей допусков сторон калибра (рис.4).

Пользуясь формулами, приведенными в таблице № 1
ГОСТ 24853-81, определяем предельные размеры сторон калибра

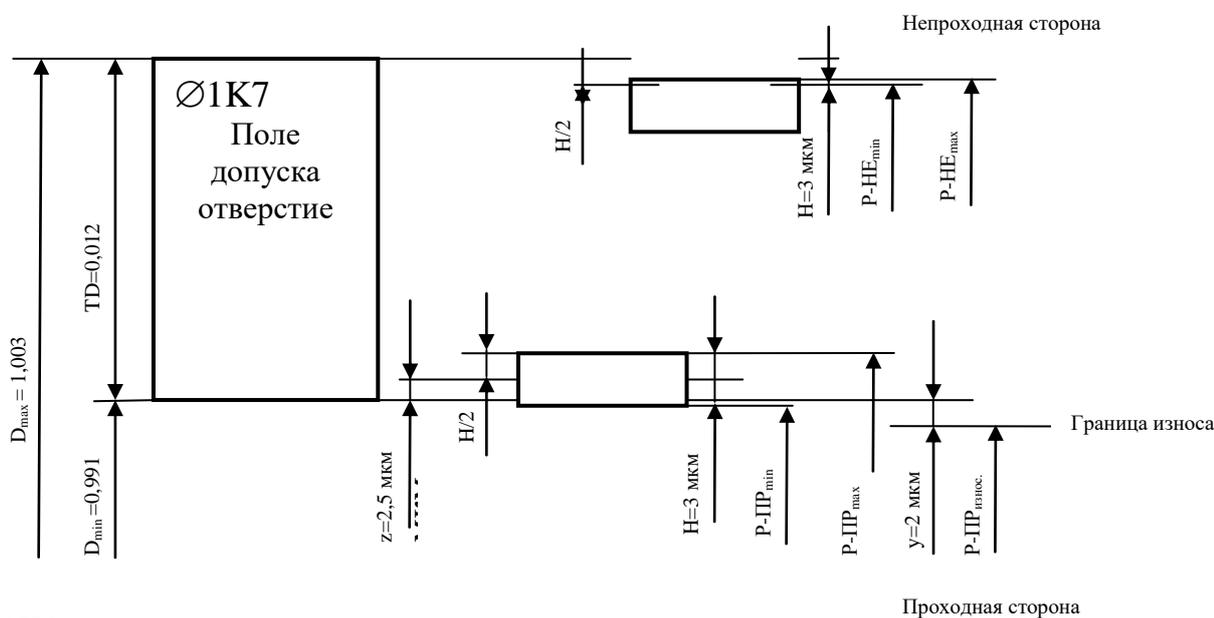
$$P-PP_{\max} = D_{\min} + Z + \frac{H}{2} = 0,991 + 0,0025 + 0,0015 = 0,995 \text{ мм}$$

$$P-PP_{\min} = D_{\min} + Z - \frac{H}{2} = 0,991 + 0,0025 - 0,0015 = 0,992 \text{ мм}$$

$$P-PE_{\text{рейлг.}} = D_{\min} - y = 0,991 - 0,003 = 0,988 \text{ мм}$$

$$P-HE_{\max} = D_{\max} + \frac{H}{2} = 1,003 + 0,0015 = 1,0045 \text{ мм}$$

$$P-HE_{\min} = D_{\max} - \frac{H}{2} = 1,003 - 0,0015 = 1,0015 \text{ мм}$$



4-рис.

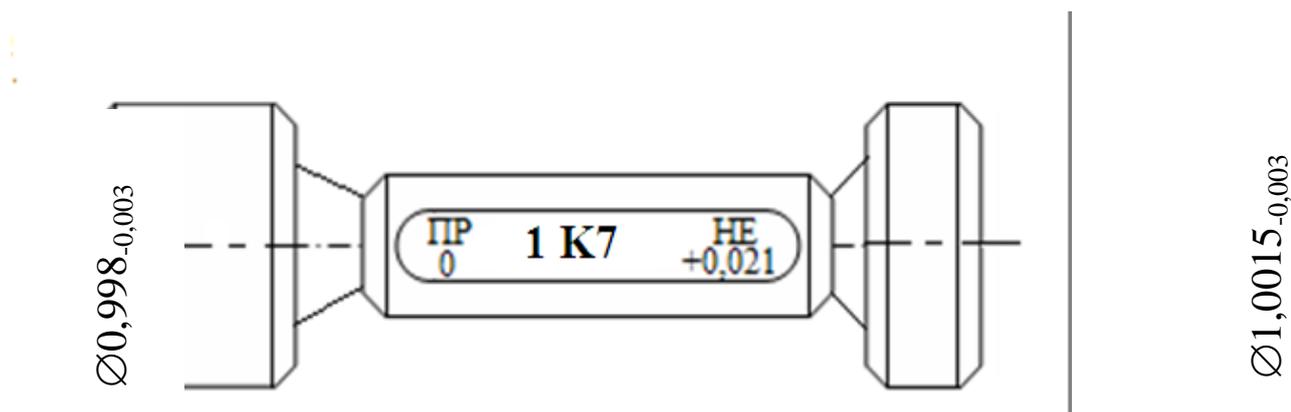
Исполнительные размеры сторон калибров - пробки будут:

$$P-PP_{\text{баз.}} = P-PP_{\max} - H; P-HE_{\text{баз.}} = P-HE_{\max} - H;$$

Используя правила округления, приведенные в примечании к табл. №1
ГОСТ 24853 - 81 получим:

$$P-PP_{\text{баз.}} = 0,998 \text{ } 0,003; P-HE_{\text{баз.}} = 1,0015 - 0,003;$$

После этого вычерчивается эскиз калибра в соответствии с ГОСТ 14807-69 - ГОСТ 14827-69, с маркировкой и простановкой исполнительных размеров (рис.5).



5-рис.

2. Рассчитать исполнительные размеры калибра - скобы для контроля вала Ø1h6

По ГОСТ 25347-82 определяем предельные отклонения вала диаметром Ø1h6

$$es = 0 \text{ мкм};$$

$$ei = -6 \text{ мкм}.$$

$$d_{\max} = d_{\text{ном}} + es = 1 + 0 = 1,000 \text{ мм}.$$

$$d_{\min} = d_{\text{ном}} + ei = 1 + (-0,006) = 0,994 \text{ мм}.$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 1,000 - 0,994 = 0,006 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 24853 - 81 выбираем соответствующую схему: для валов номинальным размером св. 180 мм, квалитетов 9-17—(черт.8).

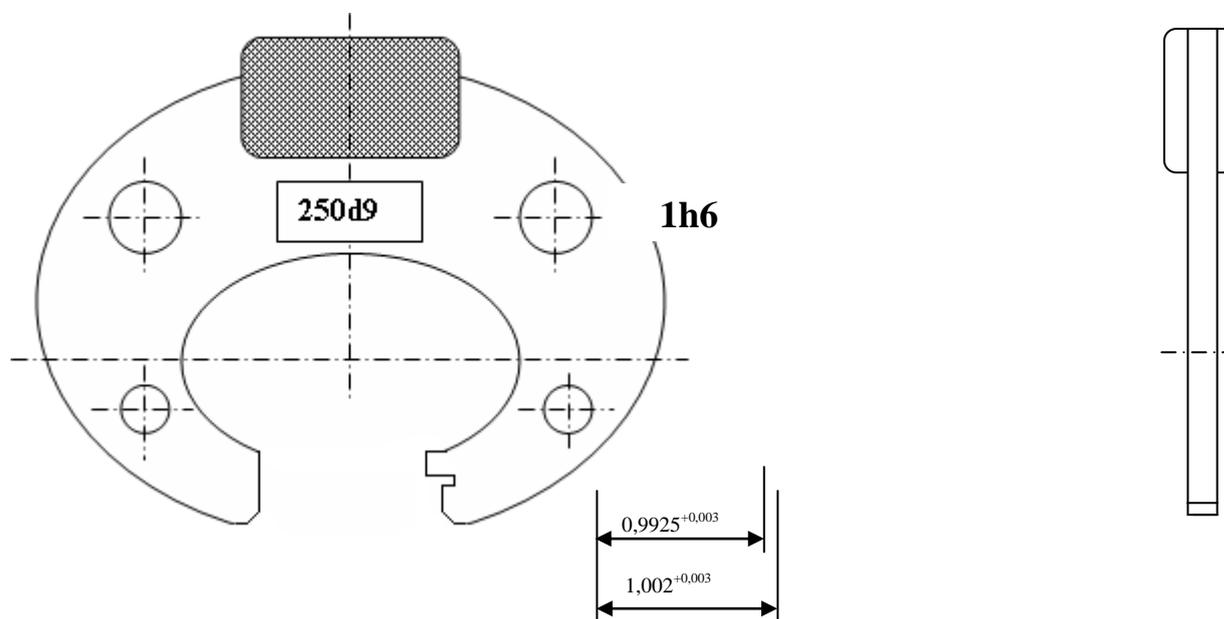
Находим по таблице № 2 ГОСТ 24853 - 81 значения допусков и отклонений сторон калибра:

$$Z1 = 2,5 \text{ мкм}; Y1 = 2; a1 = 3 \text{ мкм}; H1 = 3 \text{ мкм}$$

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

По формулам, приведенным в табл. № 1 ГОСТ 24853 - 81 определяем предельные размеры сторон калибра.

$$P - ПР_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2} = 1,000 - 0,0025 + 0,0015 = 1,0005 \text{ мм}$$



7-рис.

Ч А С Т Ь 2

РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.

2.1. Подшипники качения.

Подшипники качения (**ПК**) - стандартные узлы с полной внешней взаимозаменяемостью по соединительным поверхностям. Основными соединительными поверхностями **ПК**, по которым они монтируются на валах и в корпусах (корпусных деталях) машин и приборов, являются:

а) отверстие во внутреннем кольце (**ВК**) радиальных и радиально-упорных подшипников или в тугом кольце упорных подшипников;

б) наружная поверхность наружного кольца (**НК**) в радиальных и радиально-упорных подшипниках или свободного кольца упорных подшипников.

2.1.1. Классификация ПК.

По форме тел качения **ПК** делаются на шариковые и роликовые. Ролики могут быть: цилиндрические (короткие или длинные); иглочатые; бочкообразные; конические; витые.

По числу рядов тел качения различают: однорядные, двухрядные и четырехрядные **ПК**.

По способу компенсации перекосов вала **ПК** могут быть самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

В зависимости от нагрузки которая действует на **ПК**, они делятся на следующие типы:

- радиальные, воспринимающие только радиальную нагрузку;
- упорные, воспринимающие только осевую нагрузку;
- радиально-упорные, воспринимающие комбинированную нагрузку.

По радиальным размерам при одинаковом диаметре **ВК** различают серии: сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые.

По ширине колец различают серии: узкие, нормальные, широкие и особо широкие.

2.1.2. Обозначение ПК.

Каждый тип ПК качества обозначается номером, который отражает их основные параметры и конструктивные особенности.

Первые две цифры справа номера ПК обозначают диаметра отверстия ВК. При диаметре от 20 до 495 это двузначное число следует умножить на 5 для получения фактического размера диаметра отверстия **ВК** (в мм).

При диаметрах до 20 мм принято обозначение:

маркировка	00	01	02	03
фактический диаметр, в мм	10	12	15	17

Третья цифра справа в маркировке обозначает серию **ПК** по диаметру и ширине:

1-особо легкая; 2-легкая; 3-средняя; 4-тяжелая; 5-легкая широкая; 6-средняя широкая.

Четвертая цифра справа обозначает тип **ПК**:

- 0-радиальный шариковый однорядный;
- 1-радиальный шариковый двухрядный сферический;
- 2- радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- 3- радиальный двухрядный сферический с бочкообразными роликами;
- 4-игольчатый;
- 5-радиальный с витыми роликами;
- 6-радиально-упорный шариковый;
- 7-радиально-упорный роликовый конический;
- 8-упорный шариковый;
- 9-упорный роликовый.

Пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особенности **ПК**.

Седьмая цифра справа обозначает суть **ПК** по ширине .

Класс точности **ПК** указывают впереди номера: например Р6-205 или 6-205 (по ГОСТ 520-71).

2.1.3. Классы точности **ПК**.

По точности вращения, точности размеров и взаимного расположения поверхностей установлены следующие классы точности **ПК** (в порядке повышения точности):

ГОСТ 520 - 71	0	6	5	4	2
	Р0	Р6	Р5	Р4	Р2

2.2. Посадки **ПК**.

Соединения **ПК** с деталями машин и приборов является частным случаем гладких цилиндрических соединений, весьма распространенным, но имеющим свои специфические особенности. Эти особенности определяются централизованным изготовлением **ПК**, требующим унификации и стандартизации их присоединительных размеров, и особым влиянием посадки **ПК** на условия их монтажа и работы. Многообразие условий монтажа и работы **ПК** в различных машинах и приборах определяет необходимость в различных посадках. Требуемый характер посадки обеспечивается выбором соответствующих полей допусков вала или отверстия корпуса при неизменных полях допусков колея **ПК**.

Таким образом, посадки **ПК** на вал выполняются в системе отверстия. При этом отверстие внутреннего кольца подшипников является в этих посадках основным отверстием. Посадки **ПК** в корпус выполняется в системе вала, а основным валом в этих посадках служит наружная поверхность наружного кольца.

Стандартные рекомендуемые посадки ЕСДП для гладких цилиндрических соединений оказываются мало пригодными для соединения **ПК** с валом из-за большой величины гарантированного натяга или зазора и значительного колебания их значений.

Поэтому единая система допусков и посадок для гладких цилиндрических соединений (ЕСДП) применяется лишь для валов и отверстий корпусов под **ПК**.

Для самих **ПК** предусмотрена специальная система допусков и предельных отклонений, которая имеет следующие отличия:

Поле допуска внутреннего кольца **ПК** расположено не в "плюс" как для основного отверстия **H**, в ЕСДП, а вниз от нулевой линии, т.е. в "минус", что в большей степени соответствует основному отклонению **K**.

Расположение поля допуска наружного диаметра **ПК** соответствует основному валу **h** в ЕСДП. Таким образом, диаметры наружного **D(Dm)** и внутреннего **d(dm)** колец **ПК** принимаются соответственно за основной вал, поле допуска которого обозначается **hB** (условно) и основное отверстие, поле допуска которого обозначается **KB** (условно).

Числовые значения допусков для колец **ПК** не соответствуют квалитетам по ГОСТ 25346-82. Предельные отклонения диаметров посадочных поверхностей **ПК** в зависимости от их классов точности установлены ГОСТ 520 - 71.

2.3. Выбор допусков и посадок **ПК**.

Выбор посадок **ПК** в основном заключается в правильном подборе полей допусков отверстий корпусов и валов, для нормальной работы подшипникового узла при определенных заданных условиях. К этим условиям относятся:

- а) вращается вал (внутреннее кольцо) или корпус (наружное кольцо);
- б) вид нагрузки;
- в) режим работы;
- г) тип и размеры подшипников;
- д) класс точности подшипника;
- е) скорость вращающегося кольца;
- ж) условия монтажа и эксплуатации и т.п.

Выбор полей допусков в зависимости от **вида нагрузки** означает, что нужно учитывать вид нагружения колец **ПК**: местное, циркуляционное или колебательное.

Посадку с зазором назначают для кольца, которое испытывает **местное нагружение** - при такой посадке устраняется заклинивание шариков, кольцо под действием толчков и вибраций постепенно поворачивается по посадочной поверхности, благодаря чему износ беговой дорожки происходит равномерно по всей окружности кольца.

Рекомендуемые посадки для колец при местном нагружении приведены в таблицах

№ 9,6 (1), 3-2 (2) [Таблицы № 4 и № 5, приложение 2.11.2.]

Посадку с натягом назначают преимущественно для кольца, которое испытывает циркуляционное нагружение. При этом посадку выбирают по интенсивности радиальной нагрузки **P_R** на посадочную поверхность.

Интенсивность радиальной нагрузки подсчитывают по формуле:

$$PR = \frac{Fr}{b} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \left(\frac{H}{мм} \right)$$

где FR - радиальная нагрузка на опору; B - рабочая ширина посадочного места; которая определяется вычитанием от ширины кольца (**B** или **C**) двух координат (r, r_1, r_2 , и.т.д.) монтажной фаски внутреннего или наружного кольца подшипника (рис. 2.1).

K₁ - динамический коэффициент посадки, зависит от характера нагрузки [Табл. № 1 прил. 2.11.2.] :

- при нагрузках до 150 %, умеренных толчках и вибрации **K₁ = 1**;
- при нагрузке свыше 150 %, сильных ударах и вибрациях **K₁ = 1,8**.

K₂ - коэффициент учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе. При сплошном вале или массивном корпусе **K₂=1**, других случаях выбирается в зависимости от отношения d_{omb}/d и D/d и D/d - для вала (рис.2.2, 2.3), $D/D_{кор}$ - для корпуса (рис.2.4) по таблицам справочников

(табл. № 9,5 [1] , табл. № Ш-15, табл. № 4.80 [3]). [Табл.№ 2 прил. 2.11.2.]

K₃ - коэффициент учитывающий неравномерность распределения радиальной нагрузки F_r между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки F_a на опору.

Значение **K₃** выбирается в зависимости от величины $\frac{F_a}{Fr} \cdot ctg \cdot \beta$

(табл. № 3-[2] табл. 4.81[3], стр. 239[1]) [Табл. № 3 прил. 2.11.2.], где β (или a , или f) - угол контакта тел качения с дорожкой качения наружного кольца зависящий от конструкции подшипника. Обычно дается в таблицах габаритных размеров ПК.

Для всех радиальных или радиально-упорных ПК с одним наружным или внутренним кольцом, о также при отсутствии осевой нагрузки F_a на опору **K₃ = 1**.

Допустимые значения PR подсчитанные по средним значениям посадочных натягов приведены в таблицах № 9.3 № 9.4[1]; № Ш-13 [2], № 4.82 [3] [Табл. № 5 прил. 2.11.2.] .

При колебательном нагружении колец посадки выбирают по табл. Ш-12 [2] [Табл. № 4 прил. 2.11.2.] .

При выборе полей допусков в зависимости от режима работы подшипника различают: легкий, нормальный, тяжелый и особые условия.

Под режимом работы понимают сочетание условий, при которых работает подшипник: величину и характер нагружения (удары, вибрация, сотрясения и т.п.), рабочую температуру, защищенность от воздействий внешней среды, продолжительность работы и т.п.

В зависимости от класса точности ПК, определяющего характер требуемого соединения, поля допусков выбирают следующего ряда:

1. валов по системе отверстия [5] :

а) для ПК 0 и 6 классов точности

r6; r7; n6; m6; k6; js6; h6; g6; f6.

б) для ПК 5 и 4 классов точности

n5; m5; k5; js5; h5; g5.

в) для ПК 2 классов точности

n4; m4; k4; js4; h4; g4.

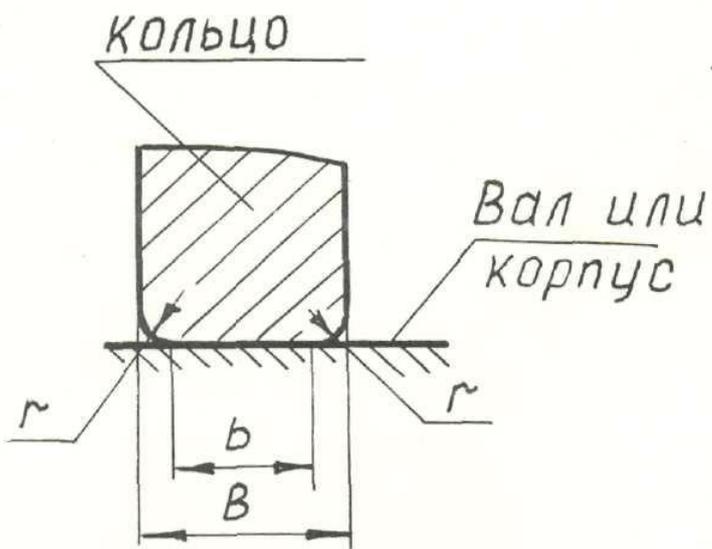


Рис. 2.1

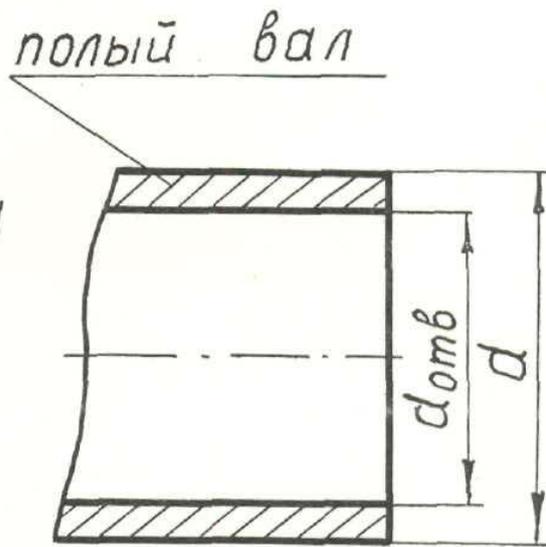


Рис. 2.2

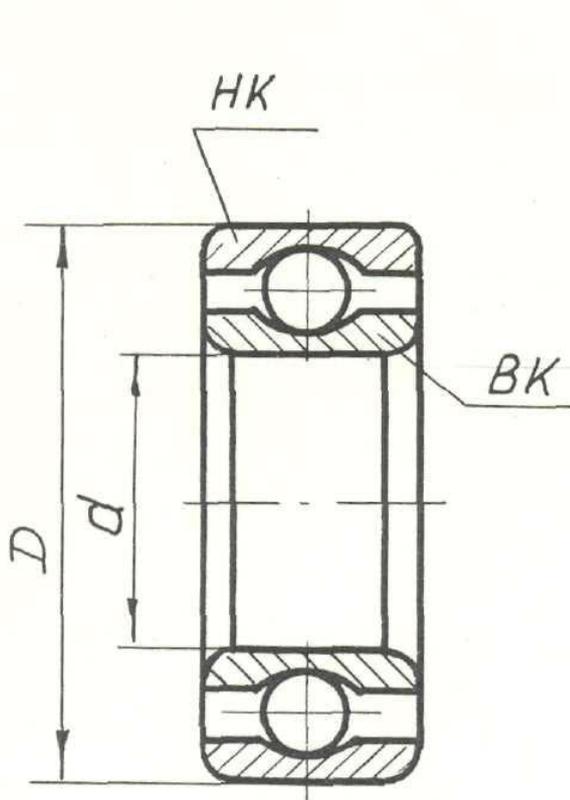


Рис. 2.3

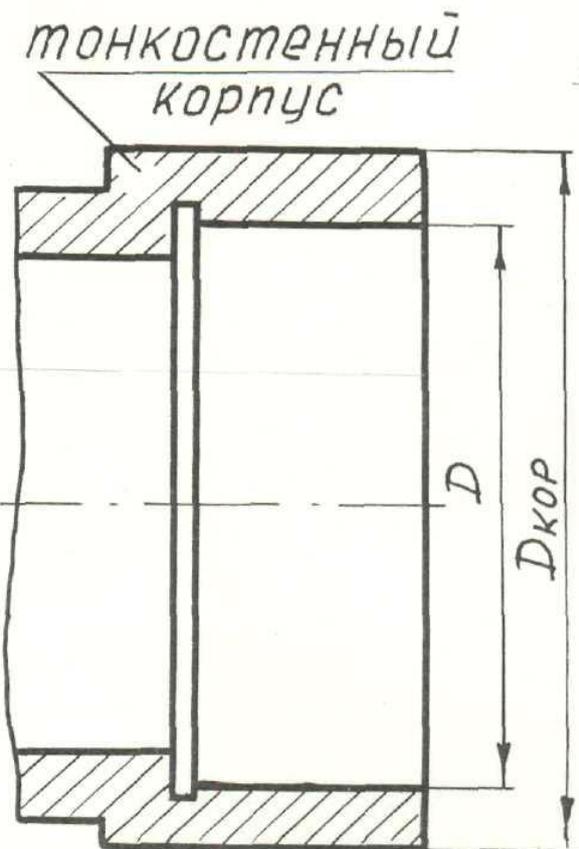


Рис. 2.4

2. отверстий корпусов по системе вала [5]:
- а) для **ПК 0** и 6 классов точности;
F7; N7; M7; K7; Js7; H7; G7.
 - б) для **ПК 5** и 4 классов точности
P6; N6; M6; K6; Js6; H6; G6.
 - в) для **ПК 2** класса точности
M5; K5; Js5; H5.

2.4. Качество поверхности посадочных поверхностей.

Шероховатость посадочных поверхностей отверстия корпуса и вала под кольца подшипников качения выбираются в зависимости от классов точности ПК и номинального размера по табл. № III-10 [2] (или табл. № 4.87 [3]) [Табл. № 6 прил. 2.11.2.] .

2.5. Точность геометрической формы посадочных поверхностей по ГОСТ 3325-55:

- для **ПК 0** и 6 классов точности:

а) овальность (разность диаметров посадочной поверхности в любом сечении)- $0,5 \cdot T$;

б) конусообразность (разность диаметров посадочной поверхности в крайних сечениях) - $0,5 \cdot T$;

-для **ПК 5** и 4 классов точности

а) овальность - $0,25 \cdot T$;

б) конусообразность - $0,25 \cdot T$.

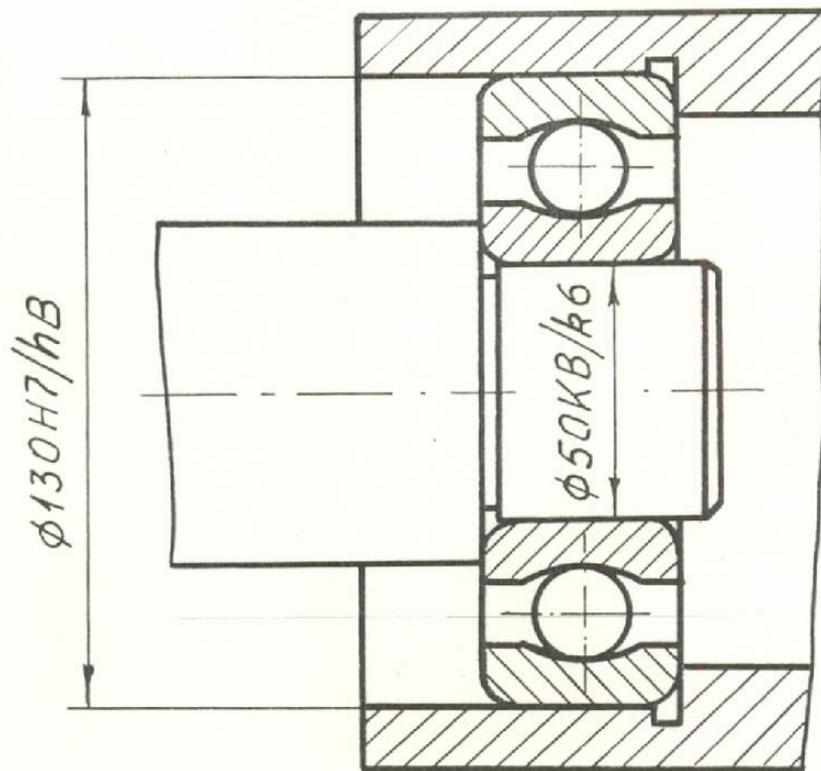
где **T** - допуск диаметра посадочной поверхности.

2.6. Обозначения посадок ПК на чертежах.

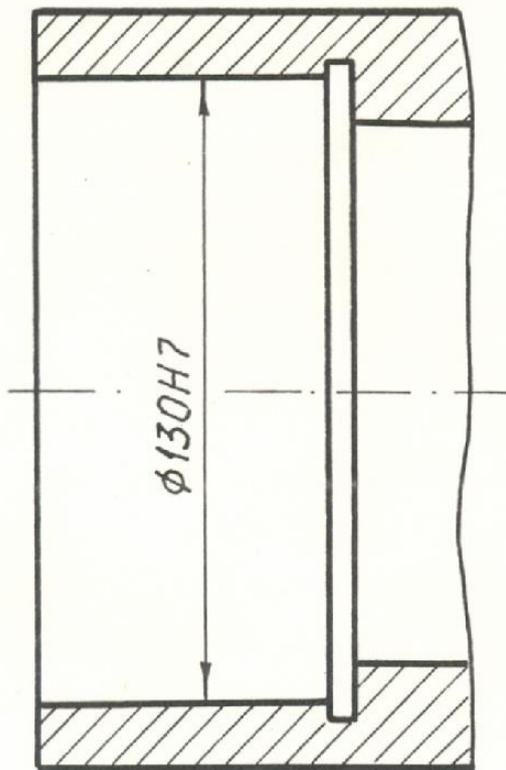
Посадки для ПК следует указывать только на сборочных чертежах (рис.2,5а). На рабочих чертежах деталей (вала, отверстия корпуса) указывают поля допусков посадочных поверхностей по правилам установленным ЕСКД и ЕСПД (рис.2.5б; 2.5в).

2.7.Отклонения и допуски размеров ПК.

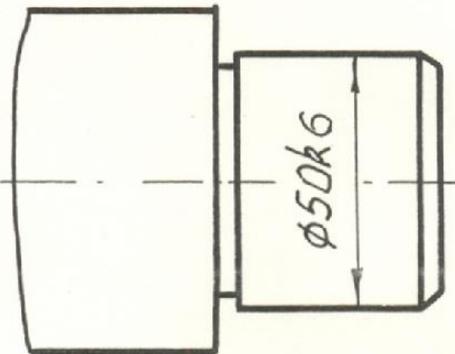
Отклонения и допуски размеров **ПК**, в зависимости от типов, размеров, серий диаметров приведены в ГОСТ 520-71 (табл.№4.70-4.72 [3]) [Табл. № 1-4 прил. 2.11.4.].



a.



b.



c.

Рис. 2.5

Расчёт и выбор посадок ПК

Условное обозначение ПК 760, класса точности 0, радиальная нагрузка $F_R=30 \text{ кН}$, вращается корпус, $D/D_{кор}=0,8$. нагрузка с толчками и вибрациями (т.е.перегрузки меньше 150%). Необходимо выбрать посадки для сопряжений (см.рис.8);

Бирикма учун ўтқизмаларни танлаш керак (5-расм):

1. Отверстие внутреннего кольца - вал (А);
2. Отверстие корпуса-наружный диаметр наружного кольца(Б);
3. Отверстие распорной втулки - вал (В);
4. Отверстие корпуса - диаметр d крышки (Г).

Эскиз типового подшипникового узла приведен на (рис. 9) где:

Здесь :

1. Корпус. 2. Вал. 3. Крышка. 4. Распорная втулка. 5. Наружное кольцо ПК. 6. Внутреннее кольцо ПК

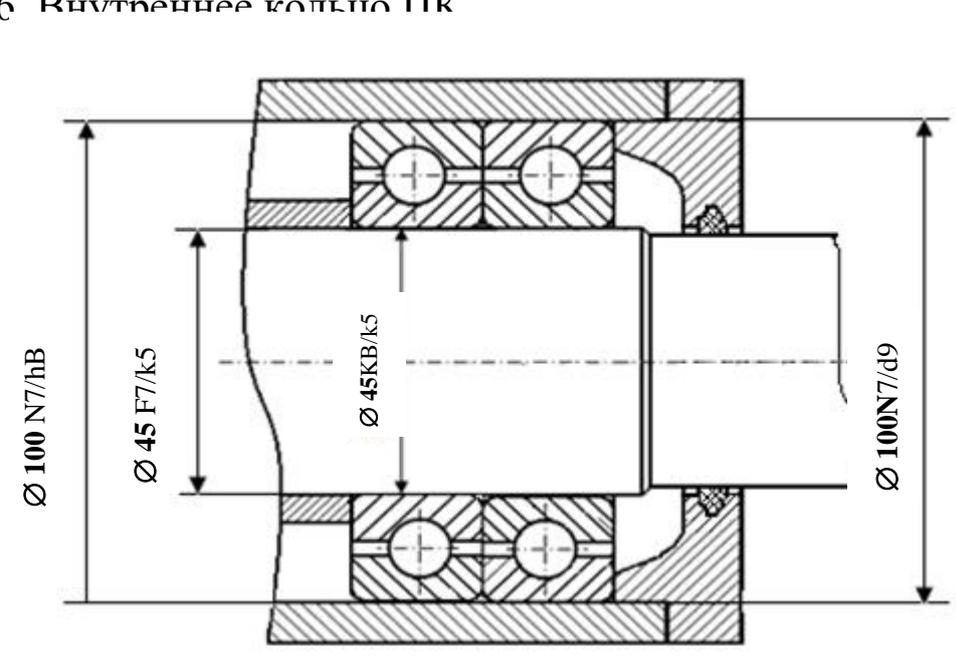


Рис-8.

Условное обозначение ПК 760, класс точности 5, радиальная нагрузка

$F_R=30 \text{ кН}$.

Действующая нагрузка $F_a=0 \text{ кН}$. ПК Ечиш.

1. 7906 Г.П. сожжали, радиал-таянчли, икки қаторли (10-расм). Серия диаметров 4 - тяжелая .

$$d = 45 \text{ мм};$$

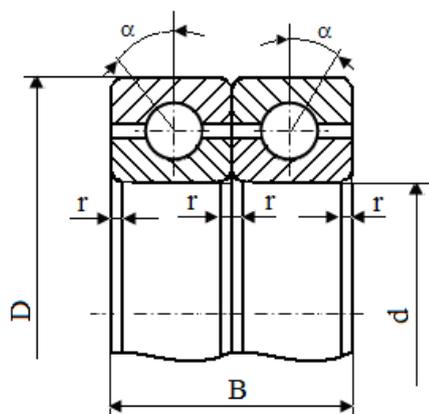
$$D = 100 \text{ мм};$$

$$D_1 = 106 \text{ мм}; B = 36 \text{ мм};$$

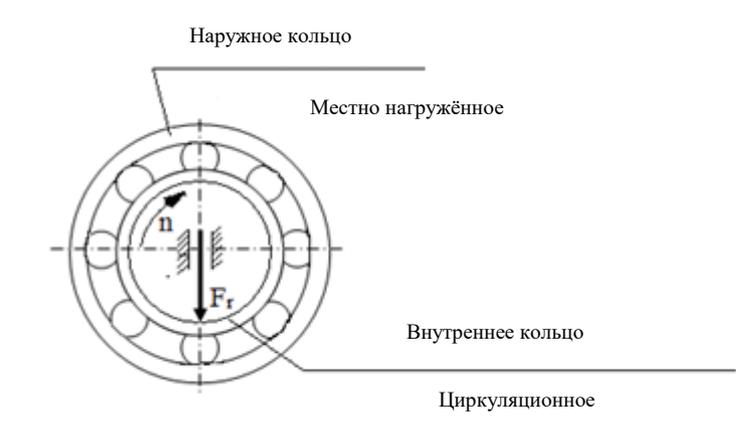
$$r_1 = 0,8 \text{ мм}; r = 2,5 \text{ мм}.$$

Контакт угла $\beta(\alpha) = 12^\circ$

2. Внутреннее кольцо циркуляционно(вращается) , наружное кольцо местно (10-рис).



9-рис.



10-расм.

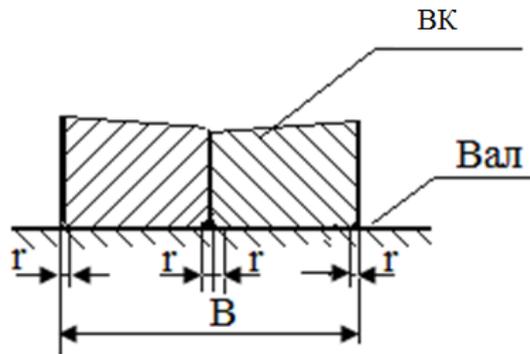
Интенсивность радиальной нагрузки для циркуляционно нагруженного кольца определяется:

$$P_R = \frac{F_R}{b} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \text{ н/мм}$$

$$F_R = 30000 \text{ Н.}$$

$$b = B - 4r = 36 - 4 \cdot 2,5 = 26 \text{ мм}$$

$K_1 = 1$ потому меньше 150%.



11-рис.

$K_2 = 1,5$ потому что $d_{омв.}/d = 0,8$; $D/d = \frac{100}{45} > 2 \div 3$

(В.Д.Мягков. Допуски и посадки. Справочник. Л., Машиностроение. 1978, Т.2.)

$$K_3 \text{ мазкур } \frac{F_\alpha}{F_R} \cdot \text{ctg} \beta = \frac{1}{30000} \cdot \text{ctg} 12^\circ = 0,2 * 4,7 = 0,94$$

В.Д.Мягков. Допуски и посадки. Справочник. Л., Машиностроение. 1978, Т.2.

$K_3 = 1.$

$$P_R = \frac{30000}{26} \cdot 1 \cdot 15 \cdot 1 = 1731 \text{ н/мм}$$

Вал должен выполняться так : $\varnothing 45k5$

(табл.4.85-В.Д.Мягков. Допуски и посадки. Справочник. Л., Машиностроение. 1978, Т.2.)

4. Отверстие корпуса на местно нагруженного кольца: $\varnothing 100N7$.
(Н.Н.Зябрева и др. Посobie к решению задач по курсу ВСТИ. М., Высшая школа, 1977.)

Расположение корпуса на наружное кольцо $\varnothing 100 \frac{N7}{h8}$.

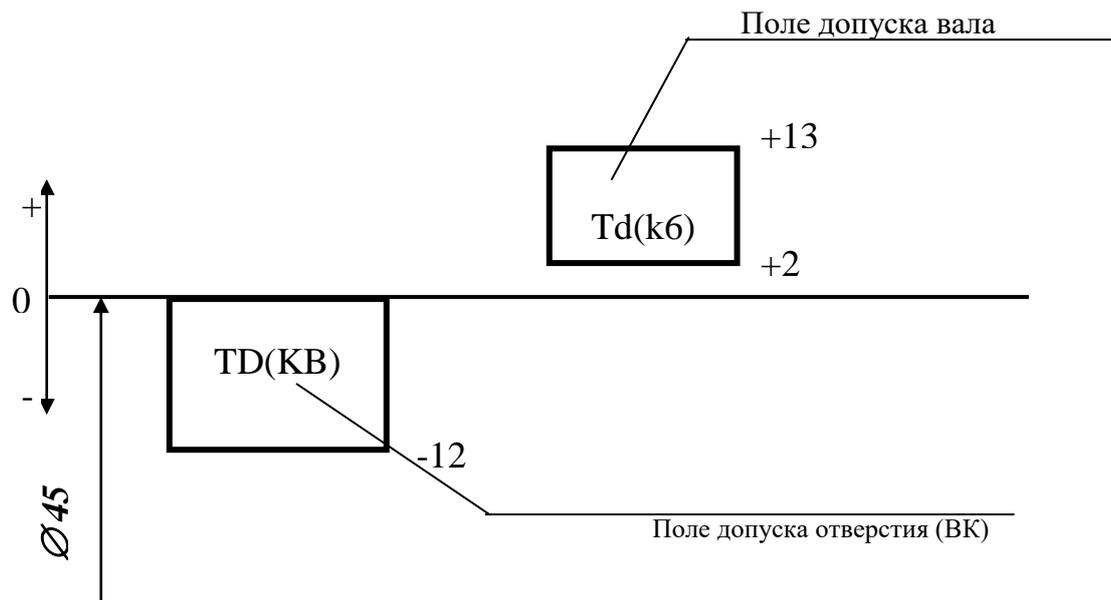
5. Построим полей допусков :

Внутреннее кольцо на вал $\varnothing 45 \frac{KB}{k5}$ (12-расм).

Вал $\varnothing 45k5$;

$es = +13 \text{ мкм}$;

$ei = +2 \text{ мкм}$;



12-рис.

Отверстие внутреннего кольца $\varnothing 45$;

$$ES = 0;$$

$$EI = -12 \text{ мкм},$$

(табл.4.71 В.Д.Мягков. Допуски и посадки. Справочник. Л.,
Машиностроение. 1978, Т.2.)

Посадка с натягом:

$$N_{\max} = 25 \text{ мкм};$$

$$N_{\min} = 2 \text{ мкм};$$

$$N_m = 13,5 \text{ мкм}.$$

Отверстие корпуса – ПК . Наружное кольцо $\varnothing 100 \frac{N7}{h6}$ (13-рис).

Ғ.П. ташқи ҳалқасининг диаметри $\varnothing 100$;

$$es = 0;$$

$$ei = -15 \text{ мкм},$$

(табл. 4.72 В.Д.Мягков. Допуски и посадки.

Справочник. Л., Машиностроение. 1978, Т.2.)

$$\varnothing 100;$$

$$ES = -10 \text{ мкм};$$

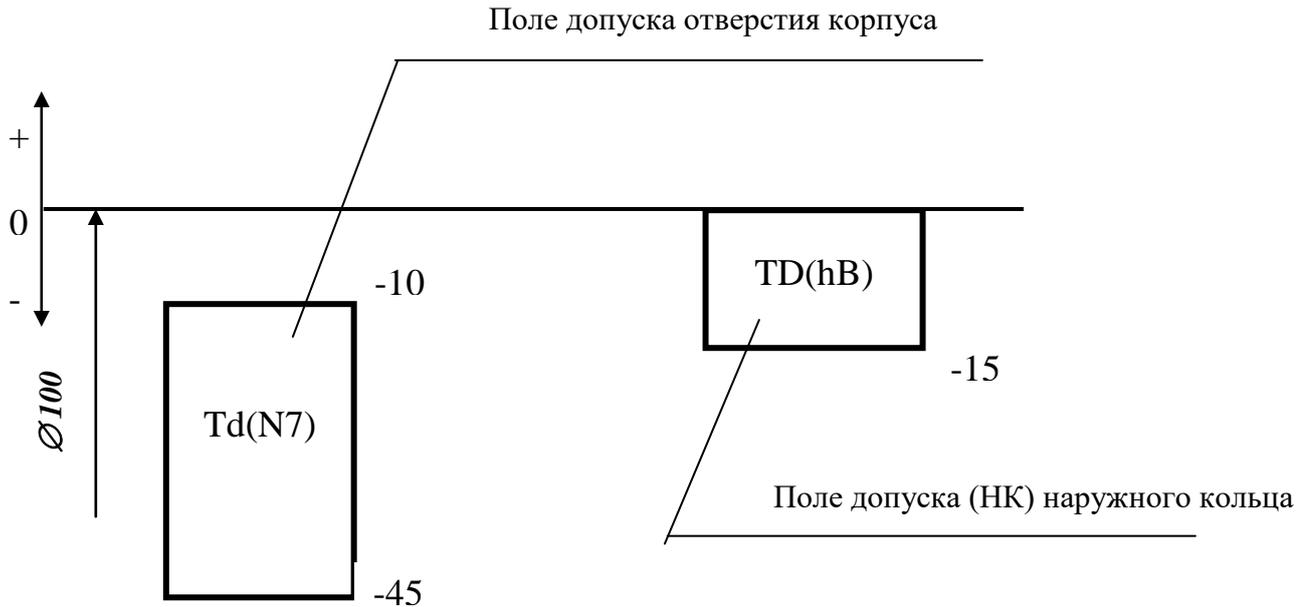
$$EI = -45.$$

Посадка переходная:

$$S_{\max} = 5 \text{ мкм};$$

$$N_{\max} = 45 \text{ мкм};$$

$S_m = 25 \text{ мкм.}$



13-рис.

Отверстие- вал распорной втулки (14-рис.)

$$\varnothing 45 \frac{F7}{k5} = \begin{pmatrix} ES = +50 \\ EI = +25 \\ es = +13 \\ ei = +2 \end{pmatrix}$$

Посадка с зазором: $S_{max} = 48 \text{ мкм}$; $S_{min} = 12 \text{ мкм}$; $S_m = 3 \text{ мкм}$.
Отверстие корпуса - крышка (15-рис.)

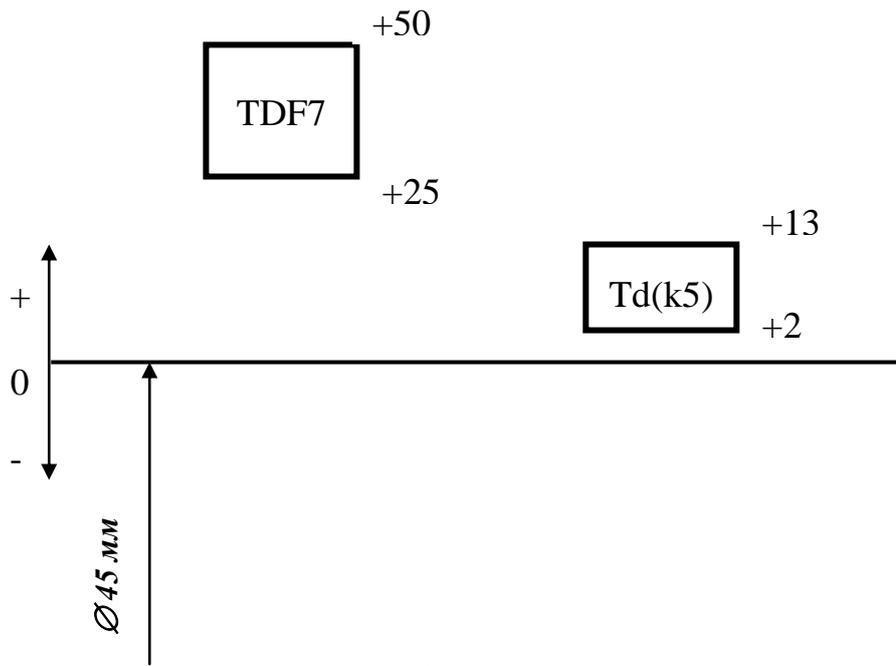
Поле допуска распорной втулки

$$\varnothing 100 \frac{N7}{d9} = \begin{pmatrix} ES = -10 \\ EI = -45 \\ es = -120 \\ ei = -207 \end{pmatrix}$$

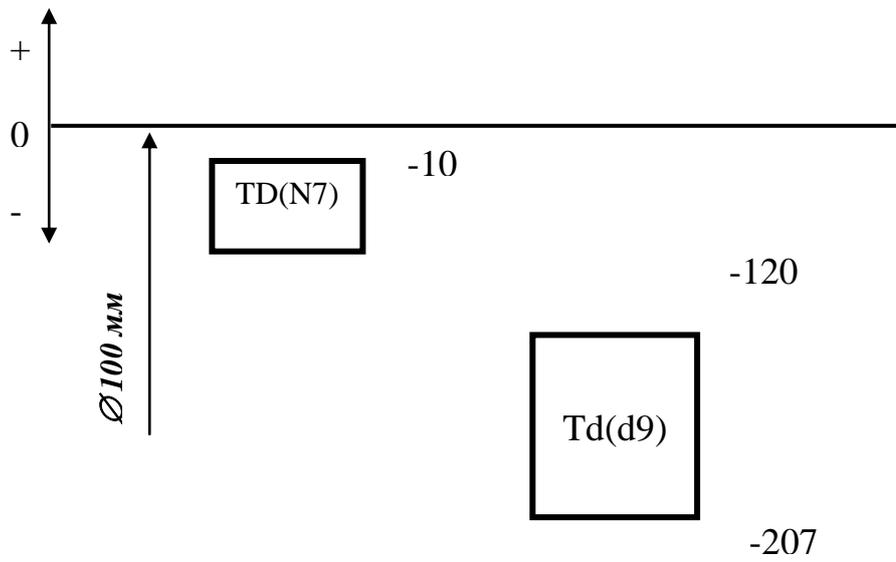
Поле допуска
вала

Поле допуска
Отверстия корпуса

16-рис.



17-рис.



17-рис.

Поле допуска
Диаметра крышки

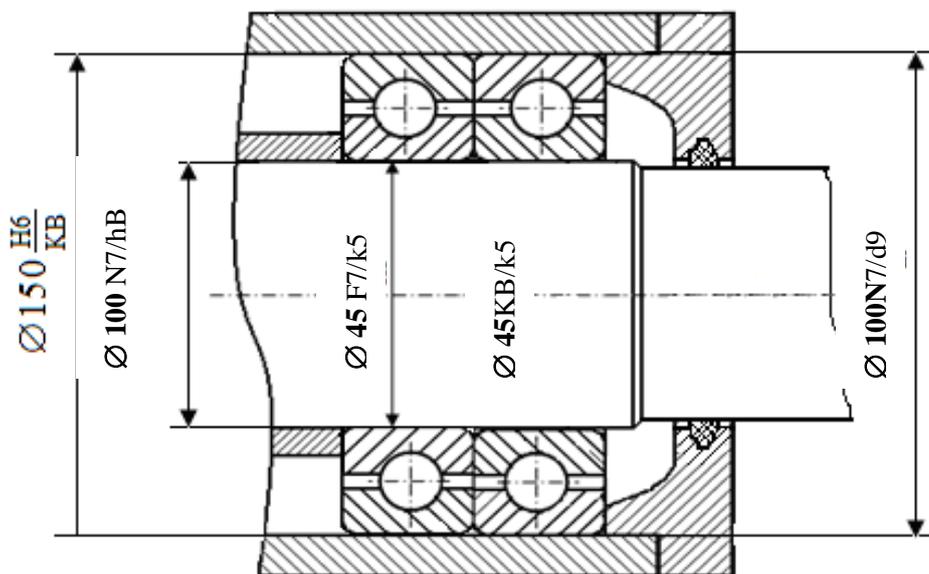
Посадка с зазором:

$S_{max} = 197$ мкм;

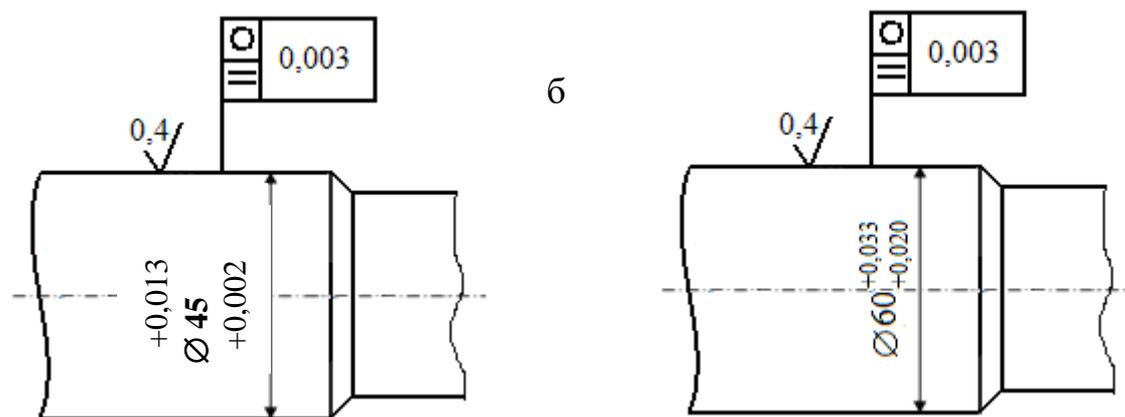
$S_{min} = 75$ мкм;

$S_m = 136$ мкм.

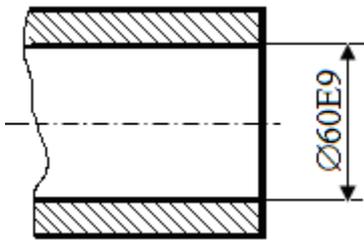
6. Эскизы узлов и деталей ПК в (18-22-рис) ках.



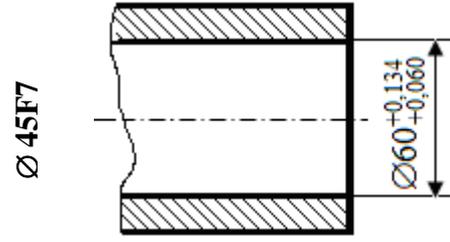
18-рис.



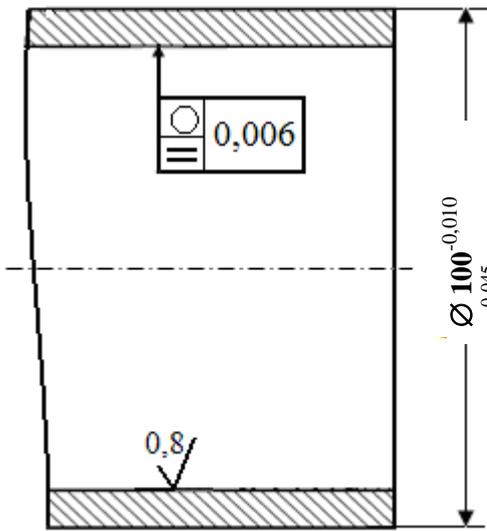
19-рис.



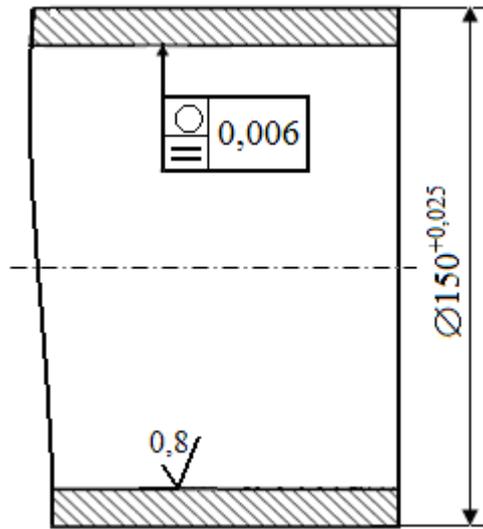
б



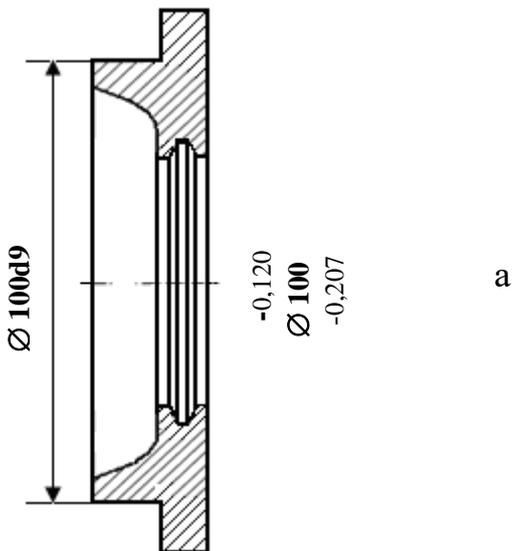
20-рис.



б



21-рис.



а

б



22-рис.

ЧАСТЬ 3

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.

3.1. Общие сведения по резьбам.

Резьбы нашли широкое применение в деталях машин и приборов в качестве присоединительных элементов для обеспечения разъемных соединений.

Классификация резьб приведена на (рис 3.1).

Во всех случаях резьбы должны удовлетворять требованиям собираемости, т.е. свинчиваться свободно или с применением нормированных крутящих моментов.

Комплекс требований к резьбам обеспечивается на базе стандартизации профиля, диаметров и шагов, допусков и посадок резьб.

Во всех отраслях машино и приборостроения наиболее широко используются цилиндрические метрические резьбы диаметром от 1 до 600 мм.

3.2. Резьба метрическая цилиндрическая для диаметров от 1 до 600 мм.

3.2.1. Профиль ГОСТ 9160-81 устанавливает единый номинальный профиль для цилиндрических метрических резьб диаметром до 600 мм. Номинальный профиль резьбы и его элементы приведены на (рис.3.2).

Параметры цилиндрической резьбы: наружный диаметр $d(D)$, средний диаметр $d_2(D_2)$, внутренний диаметр $d_1(D_1)$, шаг P , угол профиля α , высота исходного треугольника H , рабочая высота профиля H_1 , номинальный радиус закругления впадины внутренней резьбы R , срез вершин наружной резьбы $H/8$ и внутренней резьбы $H/4$.

Определения основных параметров резьбы приведены в ГОСТ 11708 -82.

3.2.2. Диаметры и шаги.

Для резьб общего назначения диаметры и шаги установлены ГОСТ 8724-81 с профилем по ГОСТ 9150-61.

Треугольные метрические резьбы подразделяют на резьбу с крупным шагом (для диаметров от 0,25 до 68 мм) и мелким шагом (для диаметров от 1 до 600 мм). У резьбы с крупным шагом определённому наружному диаметру соответствует шаг определяемой зависимостью $d(D)=6 \cdot P \cdot 1,3$. У резьбы с мелким шагом одному наружному диаметру могут соответствовать разные шаги.

3.2.3. Основные размеры.

Основные размеры метрических резьб общего назначения с профилем по ГОСТ 9150-81, диаметрами и шагами по ГОСТ 8724-81 установлены ГОСТ 24705-81.

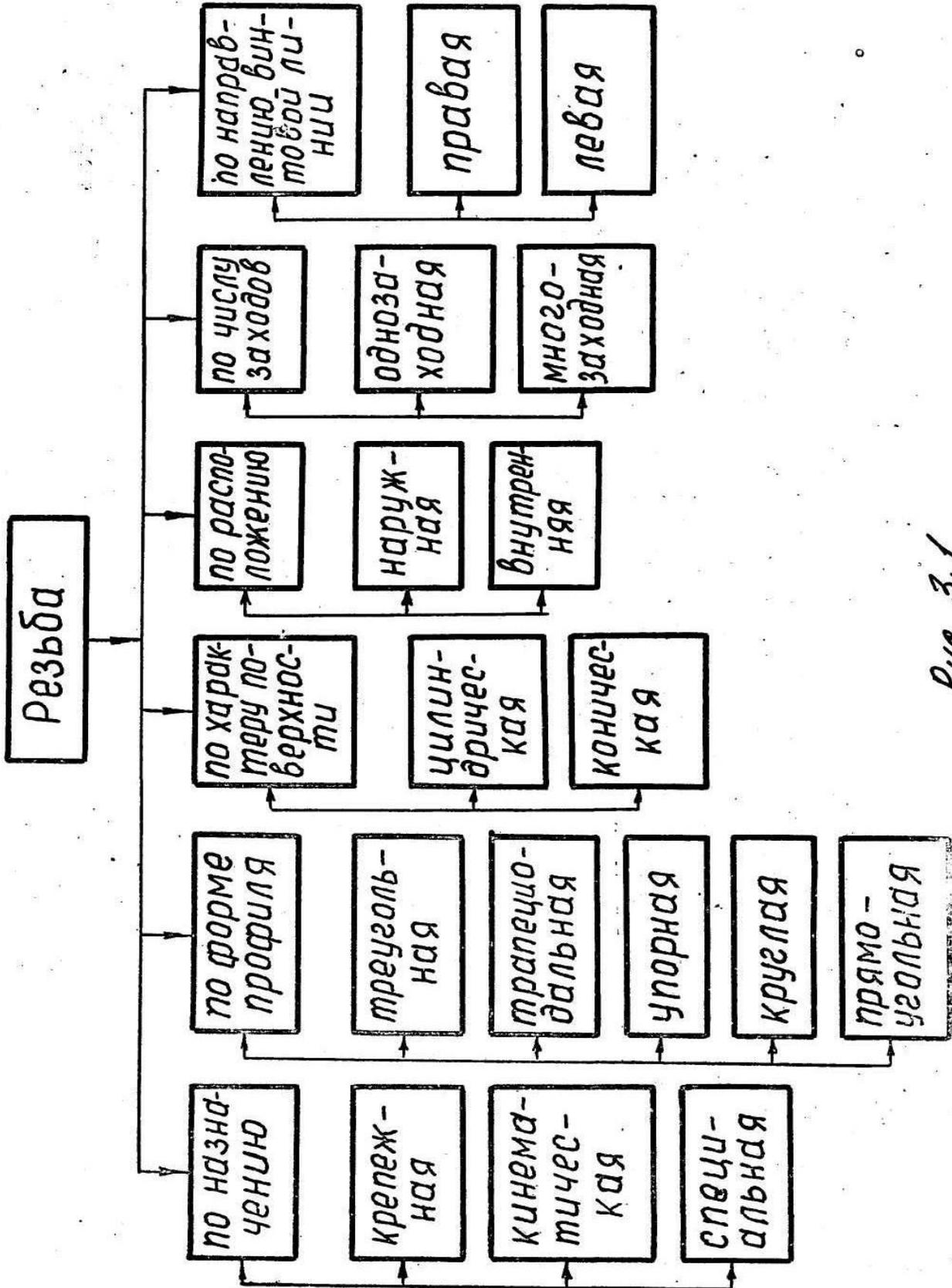


Рис. 3.1

Рис-23

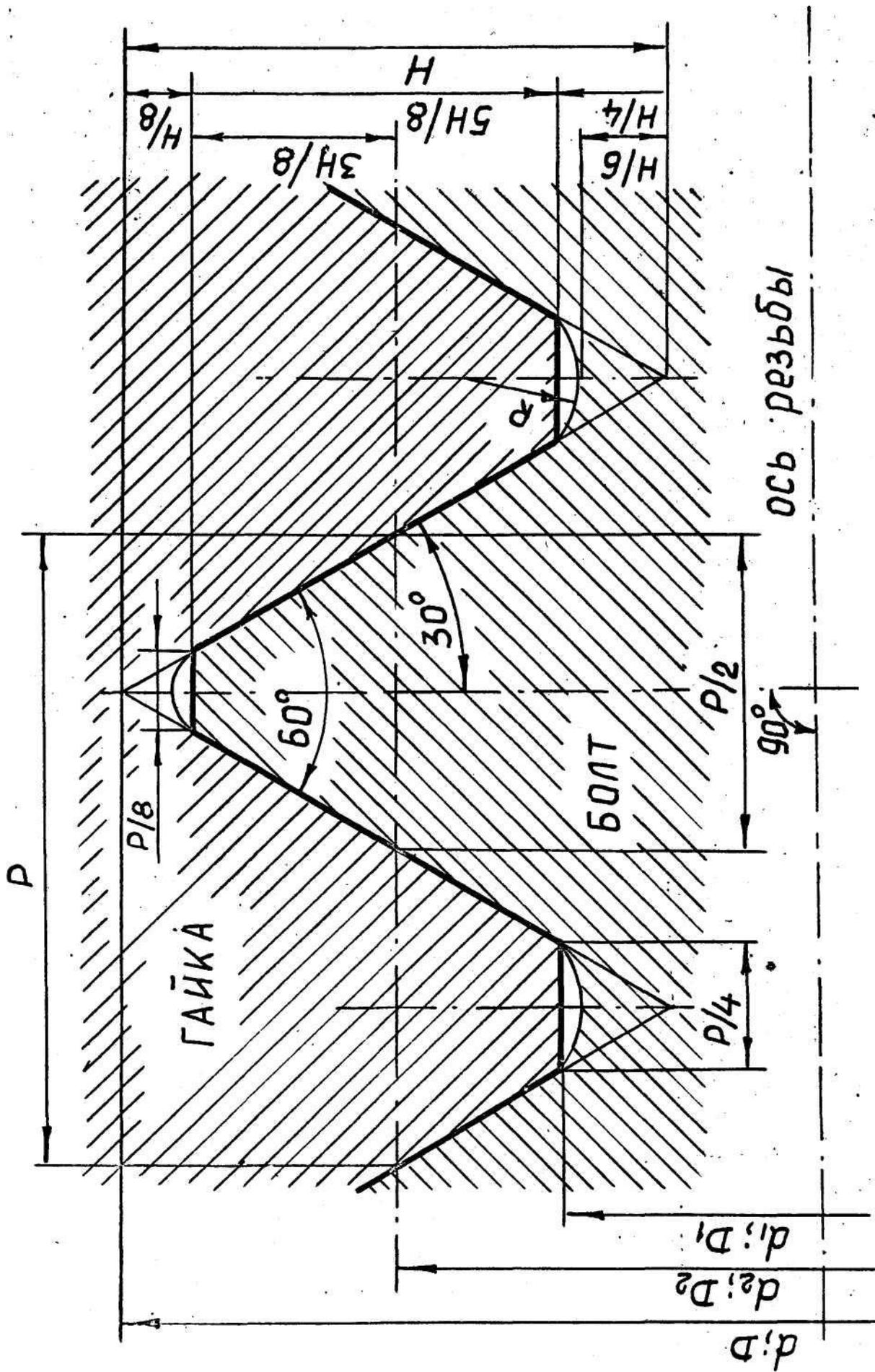


Рис-24

3.2.4. Допуски и предельные отклонения резьб для посадок скользящих и с зазором.

К резьбовым соединениям применимы общие термины “посадка”, “зазор”, “натяг”.

Допуски и посадки на метрическую резьбу с профилем по ГОСТ 9150-81, диаметрами от 1 до 600 мм по ГОСТ 8724-81 и основными размерами по ГОСТ 24705-81 установлены ГОСТ 16093-61. Допуски диаметров резьбы устанавливаются по степеням точности, обозначаемым цифрами (ГОСТ 16093-81). Допуски диаметров d_1 и D не устанавливаются. Допуски среднего диаметра резьбы являются суммарными, включающими отклонения собственно среднего диаметра и диаметральные компенсации отклонения шага и половины угла профиля.

Установлены ряды основных отклонений: верхних e_s для наружной резьбы (болтов) и нижних E_I для внутренней резьбы (гаек), которые определяют расположение полей допусков диаметров резьбы относительно номинального профиля, которые приведены на (рис. 3.3.)

Поле допуска резьбы образуется сочетанием поля допуска среднего диаметра с полем допуска диаметра выступов (диаметра d для болта и диаметра D_1 для гаек). В свою очередь поле допуска диаметра резьбы образуется сочетанием допуска с основным отклонением.

Длины свинчивания делятся на три группы: S - короткие, N - нормальные, L - длинные. Если не имеется особых оговорок, то допуск резьбы относится к длине, равной наибольшей нормальной длине свинчивания.

3.2.5. Обозначение цилиндрической метрической резьбы.

метрическая с крупным шагом:

M24-6h наружная резьба;

M24-LH-6h "-" -п- левая;

M24-6H внутренняя резьба;

M24-LH-6H "-" -п- левая;

M24-6H/6h резьбовое соединение;

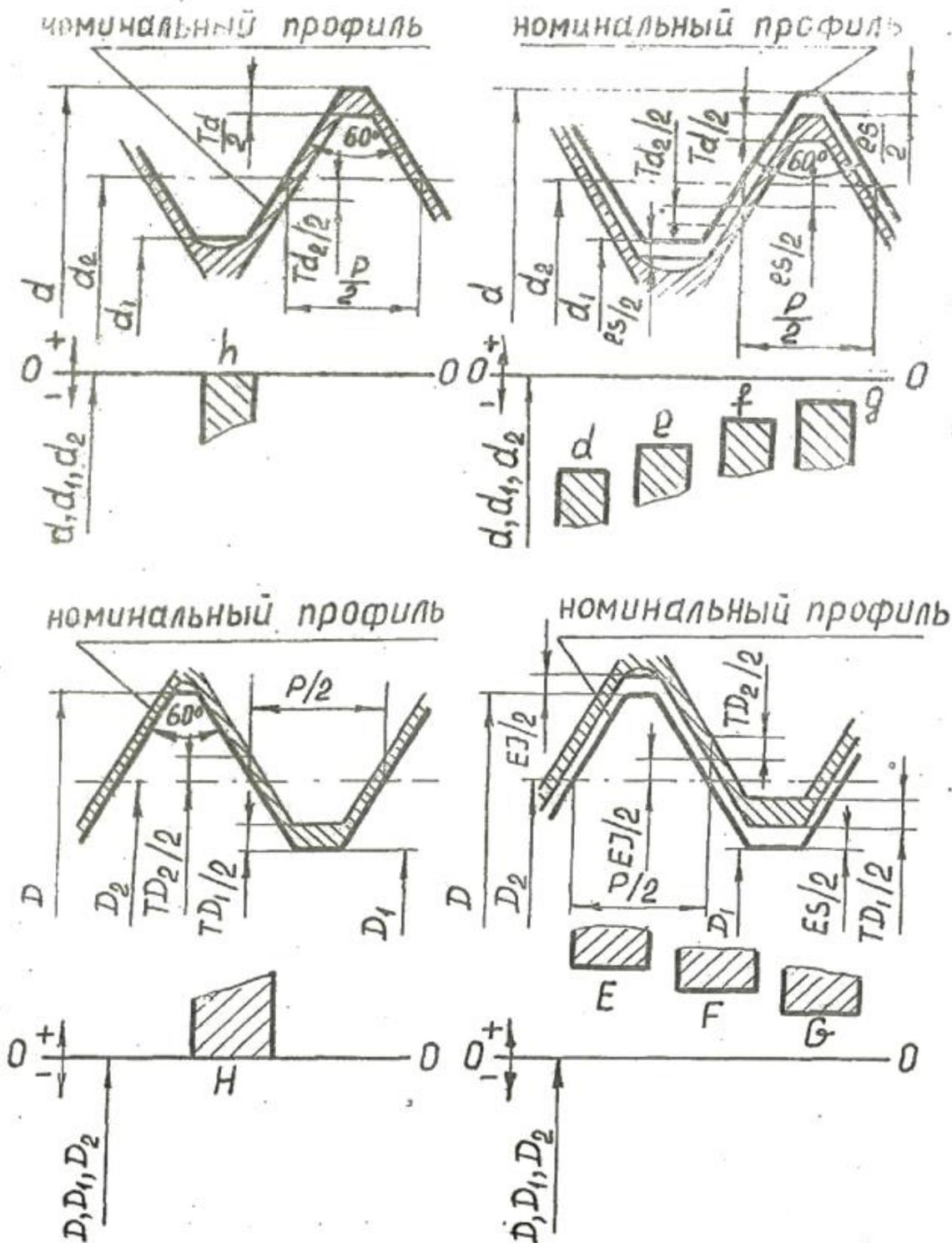
M24-LH- 6H/6h "-" -п- левая;

Метрическая с мелким шагом;

M24x1-6H наружная резьба;

M24x1 LH-6h "-" -п левая;

M24x1-6H внутренняя резьба;
 M24x1 LH - 6h -" -" - левая;
 M24x1-6H/6h резьбовое соединение;
 M24x1LH- 6H/6h -" -" - левая;
 где ; M-метрическая»
 24- номинальный диаметр резьбы;



1- номинальный шаг резьбы (для резьбы с мелким шагом);

6h- поле допуска наружного и среднего диаметра болта (**6**- степень точности, **h**- основное отклонение);

6H - поле допуска внутреннего и среднего диаметра гайки (**6**- степень точности, **H**- основное отклонение). Обозначение резьбы болта **M12x1 - 7h6h**.

7h- поле допуска среднего диаметра болта

6h - поле допуска наружного диаметра болта. Обозначение резьбы гайки **M12x-5H6H**

5H - поле допуска среднего диаметра гайки

6H - поле допуска внутреннего диаметра гайки

Если длина свинчивания относится к группам S (но меньше, чем вся длина резьбы) или L, то в обозначении резьбы должна быть указана длина свинчивания (в мм).

M12—7g 6g ; где 30 - длина свинчивания (в мм).

3.3. Приведенный средний диаметр резьбы

Основным параметром резьбового сопряжения, обеспечивающим точность и характер сопряжения, является средний диаметр. Допуски на наружный и внутренний диаметры построены таким образом, чтобы обеспечить гарантированный зазор. Отклонения шага и половины угла профиля, влияющие на взаимозаменяемость, стандартами не нормируются. Погрешности этих элементов компенсируются изменением среднего диаметра. Значение среднего диаметра резьбы, увеличенного у болта и уменьшенного у гайки на величину действительных (т.е. полученных в результате изготовления и измерения) диаметральных компенсаций погрешностей шага (f_p) и половины угла профиля (f_a) называют приведенным средним диаметром.

Приведенный средний диаметр наружной резьбы

$$d_{np} = d_{2uzm} + f_p + f_a \text{ (мм)}$$

Приведенный средний диаметр внутренней резьбы

$$D_{np} = D_{2uzm} + f_p + f_a \text{ (мм)}$$

d_{2uzm} и D_{2uzm} - измеренные размеры соответственно среднего диаметра резьбы болта и гайки, в мм. Величина диаметральной компенсации погрешностей шага для метрической резьбы ($\alpha=60^\circ$)

$$fp = 1,732 \cdot \Delta P_n (\text{мм})$$

где ΔP_n - абсолютная величина накопленной погрешности шага (в мм) т.е, величина

$$\Delta P_n = P_n - n \cdot P (\text{мм})$$

где P - номинальный размер шага;

n - число шагов на длине свинчивания (для нормальной (N) группы длины свинчивания n можно принимать равным 8)

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

$P_{n \text{ прав}}$ и $P_{n \text{ лев}}$ размеры n шагов, измеренные по правым и левым граням резьбы (рис.3,4).

Величина диаметальной компенсации погрешностей половины угла профиля (f_a) для метрической резьбы ($\alpha=60^\circ$).

$$f_a = 0,29 \cdot P \cdot \left(\Delta \frac{x}{2} \right) \cdot 10^{-3} (\text{мм})$$

$\Delta \frac{a}{2}$ - погрешность $\frac{a}{2}$ (в минутах), определенная путем измерения $\frac{a}{2}$ прав и $\frac{a}{2}$ лев. (рис.3.5.).

$$\Delta \frac{\alpha}{2} = \frac{\left| \Delta \frac{\alpha}{2} \text{ прав} \right| + \left| \Delta \frac{\alpha}{2} \text{ лев} \right|}{2};$$

$$\text{где: } \Delta \frac{\alpha}{2} \text{ прав} = \frac{\alpha}{2} \text{ прав} - 30^0;$$

$$\Delta \frac{\alpha}{2} \text{ лев} = \frac{\alpha}{2} \text{ лев} - 30^0;$$

При отдельной проверке шага, половины угла профиля и среднего диаметра приведенный средний диаметр должен быть не больше номинального у болта и не меньше номинального у гайки, т.е.

$$d_{np} \leq d_{2ном}; D_{np} \geq D_{2ном}$$

а измеренный средний диаметр должен быть

$$d_{2изм} \geq d_{2min} \text{ у болта}$$

$$d_{2изм} \leq D_{2max} \text{ у гайки}$$

3 – задание.

Задано резьбовое соединение *M24x2-7G/7g6g*

При измерении резьбы болта были получены следующие размеры :

$$d = 23,71 \text{ мм.};$$

$$d_2 = 22,56 \text{ мм};$$

$$d_1 = 21,63 \text{ мм};$$

$$P_n \text{ \textit{нз}} = 16,03 \text{ мм};$$

$$P_n \text{ \textit{чан}} = 16,01 \text{ мм};$$

где P_n - размер 8 шагов на длине свинчивания.

$$\alpha/2_{\text{нз}} = 30^\circ;$$

$$\alpha/2_{\text{чан}} = 30^\circ.$$

Решение :

$$1. d(D) = 24 \text{ мм.}$$

$$d_2(D_2) = d(D) - 2 + 0,701 = 24 - 2 + 0,701 = 22,701 \text{ мм.}$$

$$d_1(D_1) = d(D) - 3 + 0,835 = 24 - 3 + 0,835 = 21,835 \text{ мм.}$$

(В.Д.Мягков. Допуски и посадки. Справочник. Л.,
Машиностроение. 1978, Т.2).

$P = 2 \text{ мм}$ (В.Д.Мягков. Допуски и посадки. Справочник. Л.,
Машиностроение. 1978, Т.2).

$$\alpha = 60^\circ; \quad \alpha/2 = 30^\circ$$

Болт M24x2-7g6g

Гайка M24x2-7G

Внешний диаметр

$$d = 24 \text{ мм.}$$

$$es_d = -38 \text{ мкм.}$$

$$ei_d = -318 \text{ мкм.}$$

$$d_{max} = d + es_d = 24 + (-0,038) = 23,962 \text{ мм.}$$

$$d_{min} = d + ei_d = 24 + (-0,318) = 23,682 \text{ мм.}$$

(2б а-рис).

$$D = 24 \text{ мм.}$$

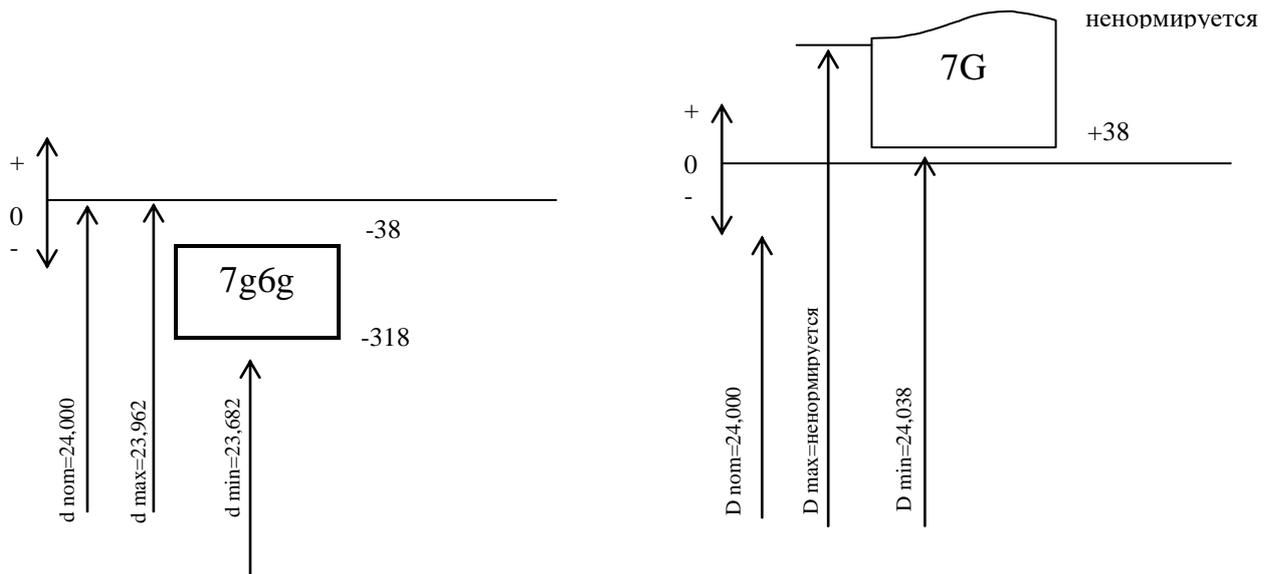
ES_D – ненормируется.

$$EI_D = +38 \text{ мкм.}$$

D_{max} – ненормируется.

$$D_{min} = D + EI_D = 24 + 0,038 = 24,038 \text{ мм.}$$

(2б б-рис.)



26-рис.

Средний диаметр

$$d_2 = 22,701 \text{ мм.}$$

$$es_{d2} = -38 \text{ мкм.}$$

$$ei_{d2} = -250 \text{ мкм.}$$

$$d_{2max} = d_2 + es_{d2} = 22,701 + (-0,038) = 22,663 \text{ мм.}$$

$$d_{2min} = d_2 + ei_{d2} = 22,701 + (-0,250) = 22,451 \text{ мм.}$$

$$D_2 = 22,701 \text{ мм.}$$

$$ES_{D2} = +318 \text{ мкм.}$$

$$EI_{D2} = +38 \text{ мкм.}$$

$$D_{2max} = D_2 + ES_{D2} = 22,701 + 0,318 = 23,019 \text{ мм.}$$

$$D_{2min} = D_2 + EI_{D2} = 22,701 + 0,038 = 22,739 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр

$$d_1 = 21,835 \text{ мм.}$$

$$es_{d1} = -38 \text{ мкм.}$$

$$ei_{d1} - \text{ненормируется.}$$

$$d_{1max} = d_1 + es_{d1} = 21,835 + 0,038 = 21,797 \text{ мм.}$$

$$d_{1min} - \text{ненормируется.}$$

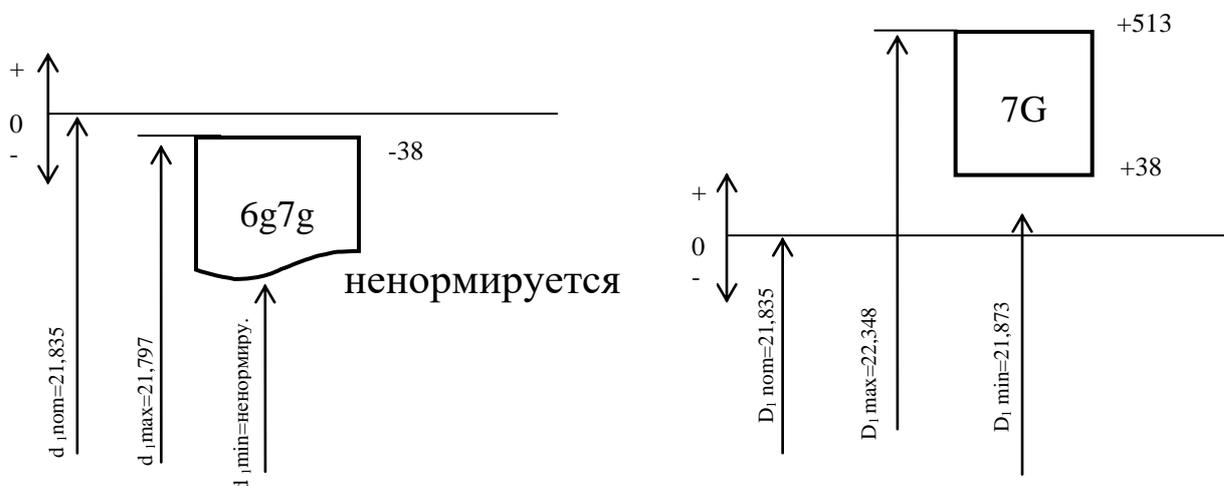
$$D_1 = 21,835 \text{ мм.}$$

$$ES_{D1} = +513 \text{ мкм.}$$

$$EI_{D1} = +38 \text{ мкм.}$$

$$D_{1max} = D_1 + ES_{D1} = 21,835 + 0,513 = 22,348 \text{ мм.}$$

$$D_{1min} = D_1 + EI_{D1} = 21,835 + 0,038 = 21,873 \text{ мм.}$$



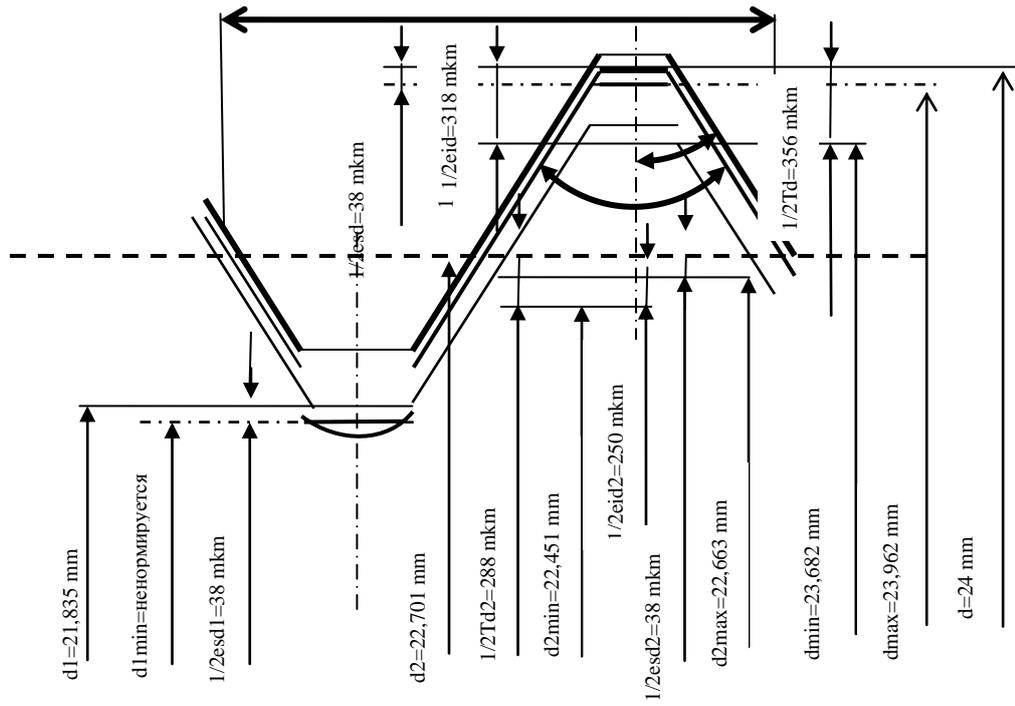
28-рис.

4. Строим схемы расположения полей допусков резьбы болта и гайки по профилю показав номинальные, предельные размеры диаметров, половин допусков, верхних и нижних отклонений, шага и угла профиля.

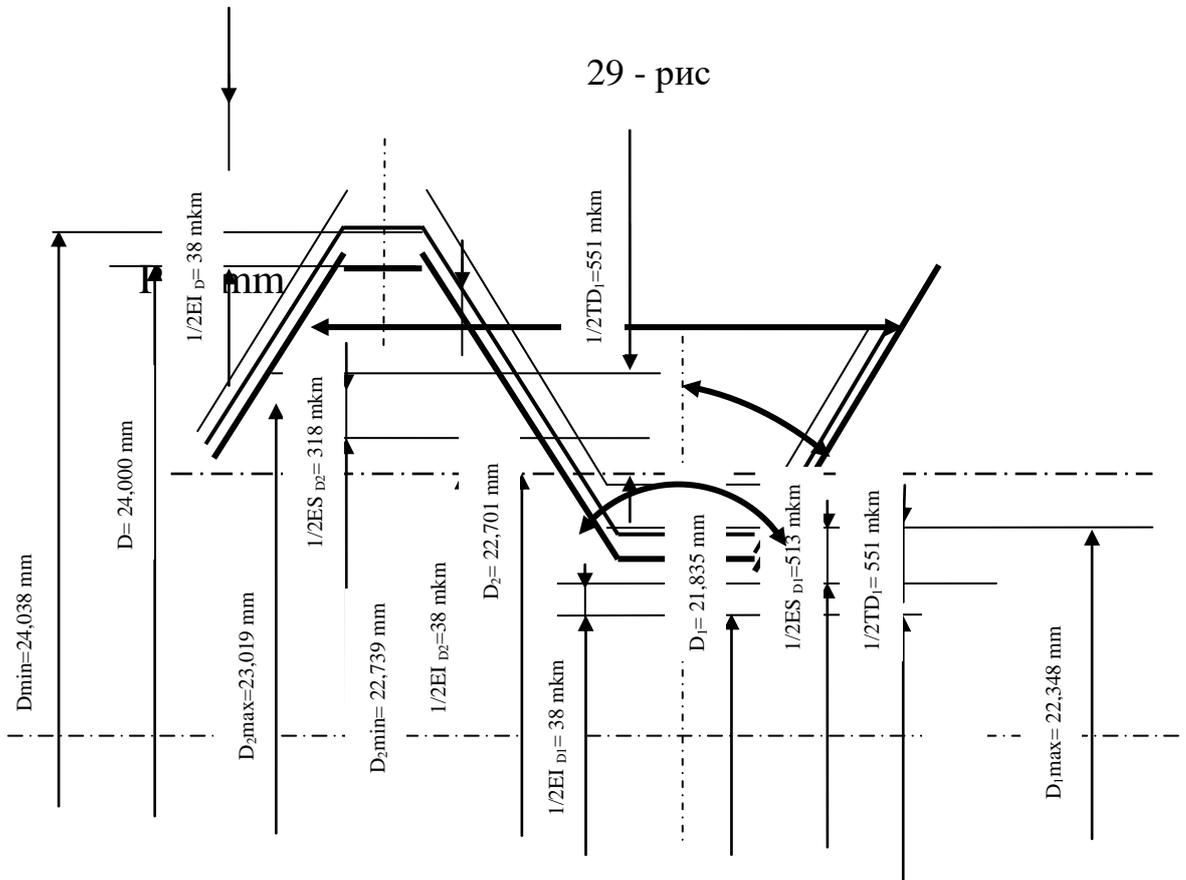
Болт **M24x2-7g6g** 29 - рис,

Гайка **M24x2-7G** 30 - рис.

$p=2 \text{ mm}$



29 - рис



30 - рис

5. По измеренным размерам приведенным в задании подсчитываем приведенный средний диаметр для резьбы болта или гайки (указано в задании).

В нашем примере для болта :

$$d_{2\text{келт.}} = d_{2\text{ўлч.}} + f_p + f_\alpha [\text{мм}];$$

$$d_{2\text{ўлч.}} = 22,56 \text{ мм.}$$

$$P_n \text{ ўнз} = 16,03 \text{ мм};$$

$$P_n \text{ чан} = 16,01 \text{ мм};$$

$$P = 2 \text{ мм.}$$

$$\alpha/2_{\text{ўнз}} = 30^\circ;$$

$$\alpha/2_{\text{чан}} = 30^\circ.$$

$$f_p = 1,732 \Delta P_n \text{ мм.}$$

$$\Delta P_n = |P_n - n \cdot P| = |16,02 - 8 \cdot 2| = 0,02 \text{ мм};$$

$$P_n = \frac{P_{n\text{ўнз}} + P_{n\text{чан}}}{2} = \frac{16,03 + 16,01}{2} = 16,02 \text{ мм}$$

$$f_p = 1,732 \cdot 0,02 = 0,0346 \text{ мм.}$$

$$f_\alpha = 0,29 \cdot P \cdot \Delta \alpha / 2 \cdot 10^{-3} [\text{мм}].$$

$$P = 2 \text{ мм.}$$

$$\Delta \alpha / 2_{\text{ўнз}} = \alpha / 2_{\text{ўнз}} - 30^\circ = 30^\circ - 30^\circ = 0;$$

$$\Delta \alpha / 2_{\text{чан}} = \alpha / 2_{\text{чан}} - 30^\circ = 30^\circ - 30^\circ = 0.$$

$$f_\alpha = 0,29 \cdot 2 \cdot 0 \cdot 10^{-3} = 0,00058 \text{ мм.}$$

$$d_{2\text{келт.}} = 22,56 + 0,0346 + 0,00058 = 22,5952 \text{ мм.}$$

5. Заносим результаты измерений и вычислений в таблицу и даем заключение о годности резьбы (рис.31).

Наименование диаметров	Измеренные размеры, мм	Предельные размеры, мм		Заключение годности
		max	min	
Наружный диаметр, D	23,701	23,962	23,682	Годен
Средний диаметр, D ₂	22,560	22,663	22,451	Годен
Внутренний диаметр, D ₁	21,630	21,797	-	Годен
Приведенный средний диаметр, D _{пр}	22,5952	D _{2ном} = 22,701 мм.		Годен

Все параметры годные	$d_{2 \text{ прив.}} \leq d_{2 \text{ ном.}} ;$	$22,5952 < 22,701;$
	$d_{2 \text{ изм.}} \geq d_{2 \text{ мин.}} ;$	$22,560 > 22,451;$

ЧАСТЬ 4 РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ.

4.4. Размерные цепи.

Для нормальной работа машины или другого изделия необходимо, чтобы составляющие их детали и поверхности (оси) последних занимали одна относительно другой определенное, соответствующее служебному назначению положение.

При расчете точности относительного положения деталей и их поверхностей (осей) учитывают взаимосвязь многих размеров деталей в изделии.

Для правильного соотношения взаимосвязанных размеров необходимо провести размерный анализ и определить допустимые ошибки (допуски). Подобные геометрические расчеты выполняются с помощью **теории РЦ**.

Размерной цепью - называется совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи.

Замкнутость РЦ приводит к тому, что размеры, входящие в РЦ, не могут назначаться независимо, то есть значение и точность по крайней мере одного из размеров определяется остальными. РЦ состоит из отдельных звеньев.

Звено РЦ - один из размеров образующих РЦ. Звеньями РЦ могут быть любые линейные или угловые параметры, диаметральные размеры, расстояния между поверхностям или осями, зазоры, натяги, перекрытия, отклонения формы и расположения поверхностей (осей) и т.д.

Звенья РЦ обозначаются прописными буквами кириллицы или строчными буквами латинского алфавита:

А, Б, В, Г, Д и т.д. (с индексом порядкового номера А1 А2, А3 и т.д.).

a, b, c, d, e и т.д. (с индексом порядкового номера a1 a2, a3 и т.д.) кроме букв $\alpha, \delta, \xi, \lambda, \omega$.

4.2. Классификация РЦ.

РЦ классифицируются по ряду признаков.

4.2.1. По области применения:

а) конструкторская; б) технологическая; в) измерительная.

По месту в изделии;

а) поддетальная; б) сборочная.

По расположению звеньев:

а) линейная; б) угловая; в) плоская; г) пространственная.

4.2.4. По характеру звеньев:

а) скалярная; б) векторная; г) комбинированная.

4.2.5. По характеру взаимных связей:

а) параллельно связанные; б) последовательно связанные; в) комбинированно связанные.

4.3. Исходное (замыкающее) и составляющие звенья.

Любая **РЦ** имеет одно исходное (или замыкающее) звено и два или более составляющих звеньев.

Исходное звено - возникающее в результате постановки задачи при проектировании, для решения которой используется **РЦ**.

Замыкающее звено - звено получаемое в **РЦ** последним в результате решения поставленной задачи, в том числе при изготовлении и измерении. Замыкающее звено непосредственно не выполняется, представляет собой результат выполнения (изготовления) всех остальных звеньев **РЦ**. Понятие замыкающего звена используется при проверочном расчете **РЦ**.

Составляющее звено - звено **РЦ** изменение которого вызывает изменение исходного или замыкающего звена.

Размеры на сборочных и поддетальных чертежах обычно не образуют замкнутую цепь (рис.4.1, 4.2). Для решения задачи на **РЦ** необходимо эту цепь замкнуть. При этом составляется схема **РЦ** (т.е. его графическое изображение) (рис.4.3, 4.4).

По влиянию на размер исходного или замыкающего звена, составляющие звенья делятся на две группы;

1. Увеличивающие звенья - звенья **РЦ** с увеличением которых увеличивается исходное или замыкающее звено (Размер А1 рис. 4.3; Б1 рис. 4.4).

2. Уменьшающие звенья - звенья РЦ с увеличением которых уменьшается исходное или замыкающее звено (размер A_2 , рис. 4.3; B_2, B_3, B_4 , рис. 4.4).

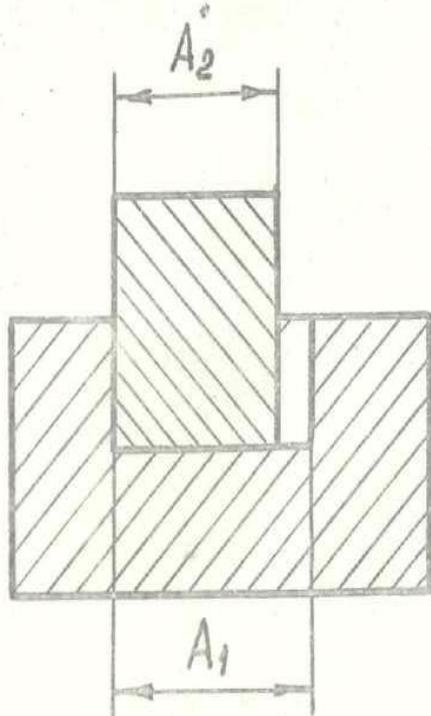


Рис. 4.1

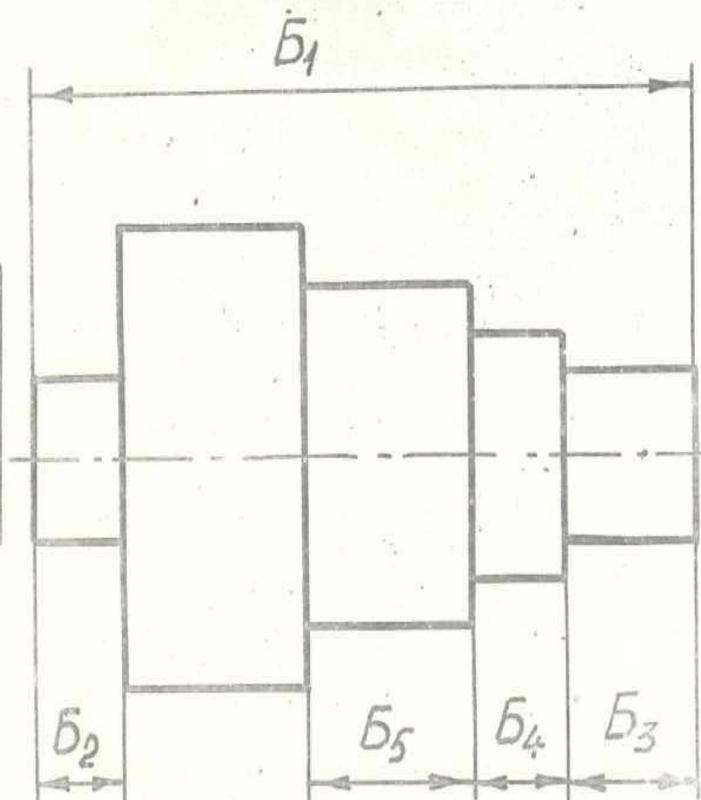


Рис. 4.2

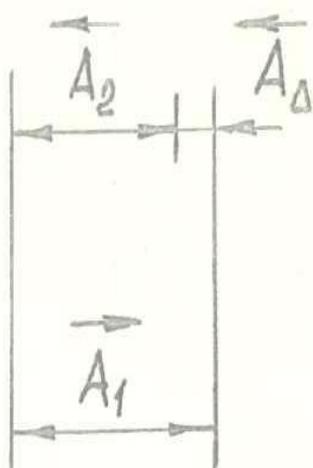


Рис. 4.3

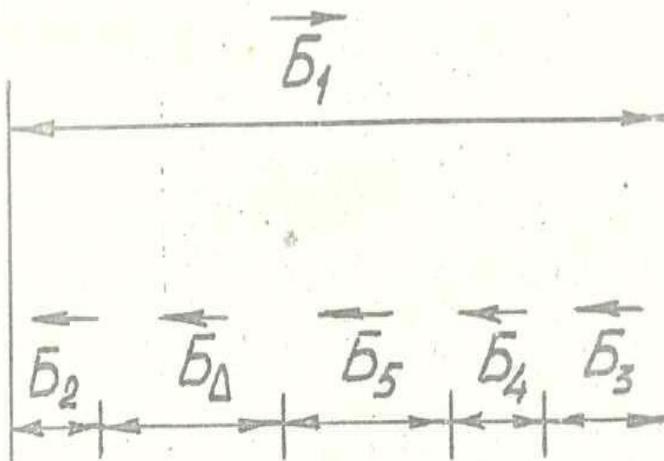


Рис. 4.4

При анализе **РЦ** увеличивающие и уменьшающие звенья выявляют применяя правило обхода по контуру. На схеме **РЦ** исходному звену предписывается определенное направление, обозначаемое стрелкой над буквенным обозначением звена. Это направление обычно согласовывается с расположением входящих в **РЦ** размеров на чертеже.

Все составляющие звенья также обозначаются стрелками, начиная от звена, соседнего с исходным, и должны иметь один и тот же замкнутый поток направлений (рис.4.3 и 4.4) . Тогда все составляющие звенья, имеющие то же направление стрелок, что и у исходного звена, будут **уменьшающими**, а остальные звенья цепи - **увеличивающими**.

3. Компенсирующее звено- предварительно выбранное звено **РЦ** изменением размера которого достигается требуемая точность замыкающего звена (Ак; Бк; Вк и т.д).

Сущность расчета **РЦ** заключается в установлении допусков предельных отклонений всех ее звеньев исходя из требований конструкции и технологии. При этом различают два типа задачи:

Задача 1 типа (прямая задача).

1. Определение допуска и предельных отклонений составляющих размеров по заданным номинальным размерам всех звеньев цепи и заданным предельным размерам исходного звена (проектный расчет).

Задача 2 типа (обратная задача).

2. Определение номинального размера, предельных отклонений и допуска замыкающего звена по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев (проверочный расчет).

Существуют следующие методы расчета **РЦ**:

1. метод обеспечивающий полную взаимозаменяемость;
2. метод обеспечивающий неполную взаимозаменяемость;
3. теоретико-вероятностный метод.

В зависимости от постановки задачи каждый из этих методов может быть осуществлен различными способами.

4.4. Метод расчета РЦ, обеспечивающий полную взаимозаменяемость.

Обозначения используемые при расчетах РЦ.

Замыкающее (исходное) звено: $A_{\Delta} (A_{\Sigma})$; $B_{\Delta} (B_{\Sigma})$; $V_{\Delta} (V_{\Sigma})$; и т.д;
 $a_{\Delta} (a_{\Sigma})$; $b_{\Delta} (b_{\Sigma})$; $c_{\Delta} (c_{\Sigma})$; и т.д.

Составляющие звенья (увеличивающие и уменьшающие): A_j ; B_j ; V_j и т.д.
 a_j ; b_j ; c_j и т.д.

где: $j = 1, 2, 3, 4$ и т. д.

Предельные размеры звеньев:

наибольшие: $A_{\Delta \max}$; $A_{j \max}$; $a_{\Delta \max}$; $a_{j \max}$
 наименьшие: $A_{\Delta \min}$; $A_{j \min}$; $a_{\Delta \min}$; $a_{j \min}$

Отклонения размеров звеньев:

Верхние $E_s (A_{\Delta})$; $E_s(A_j)$; $E_s (B_j)$; $E_s(V_j)$ и т.д.
 $E_s(a_{\Delta})$; $E_s(a_j)$; $E_s (b_j)$; $E_s(c_j)$ и т.д.
 Нижние $E_i (A_{\Delta})$; $E_i(A_j)$; $E_i(B_j)$; $E_i(V_j)$ и т.д.
 $E_i (a_{\Delta})$; $E_i(a_j)$; $E_i(b_j)$; $E_i(c_j)$ и т.д.
 Допуск размера звена $T_{A_{\Delta}}$; T_{A_j} ; T_{B_j} ; T_{V_j} и т.д.
 $T_{a_{\Delta}}$; T_{a_j} ; T_{b_j} ; T_{c_j} и т.д.

Решение задач 2 типа (рис. 4.5, 4.6).

В общем случае:

n - число увеличивающих звеньев;

p - число уменьшающих звеньев;

m - число звеньев в размерной цепи;

$m-1=n+p$ - число составляющих звеньев;

Номинальный размер замыкающего звена:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_j^{y_6} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_j^{y_m} \quad (1) \quad A_{\Delta} = A_1 - A_2$$

Предельные размеры замыкающего звена:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{j=1}^n A_{j \max}^{y_6} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j \min}^{y_m} \quad (2); \quad A_{\Delta \max} = A_{1 \max} - A_{2 \min}$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^n A_{j \min}^{y_6} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j \max}^{y_m} \quad (3); \quad A_{\Delta \min} = A_{1 \min} - A_{2 \max}$$

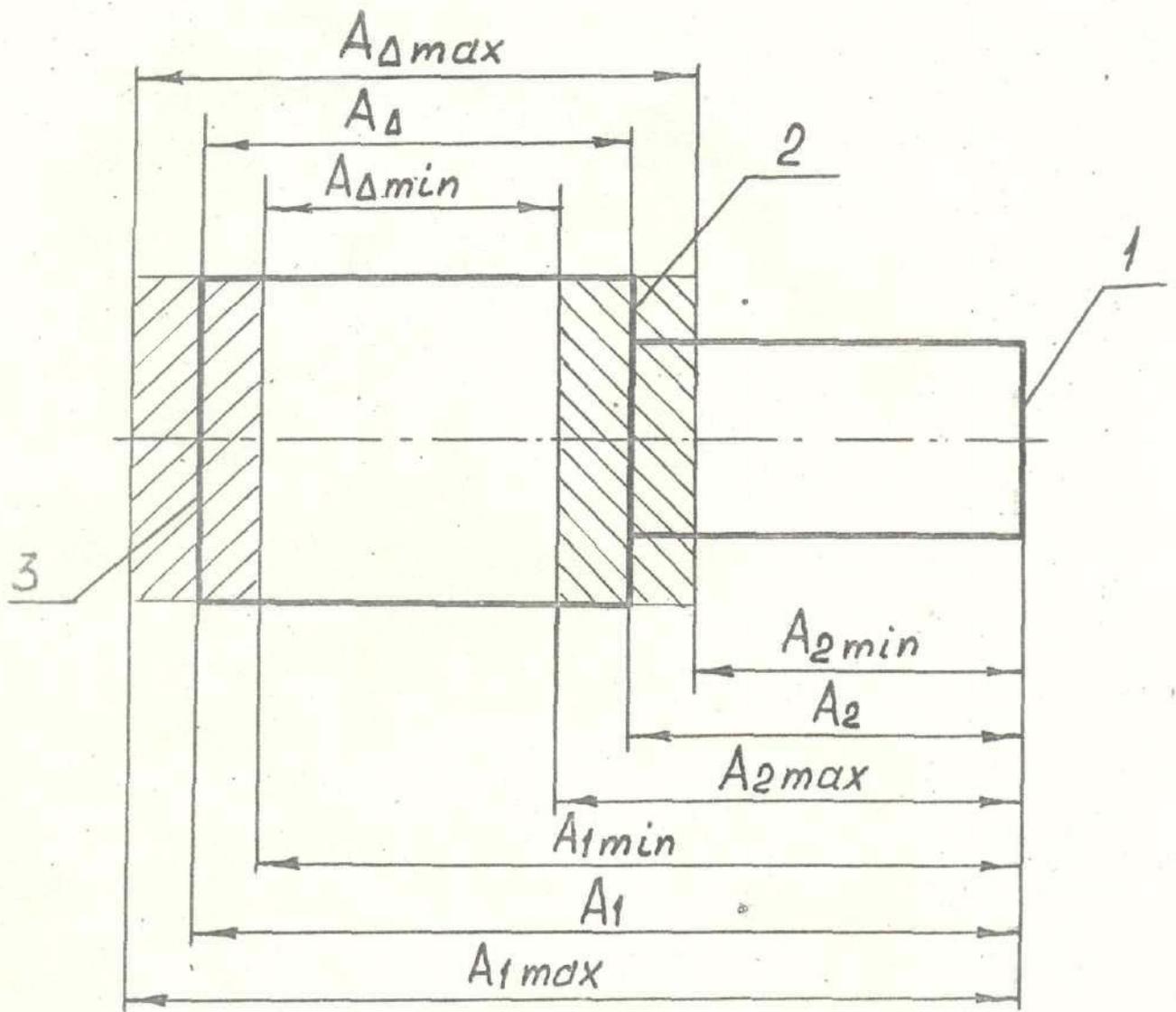


Рис. 4.5

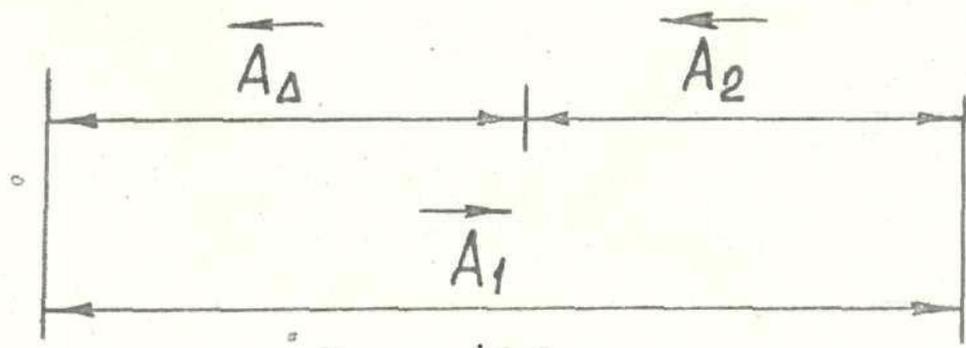


Рис. 4.6

Допуск замыкающего звена (вычитая почленно из второго уравнения третье):

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^n TA_j^{y_6} + \sum_{j=n+1}^{n+p} TA_j^{y_m} \quad (4) ; \quad TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2$$

так как $n + p = m - 1$

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j \quad (5)$$

т.е. допуск замыкающего звена равен сумме допусков всех составляющих звеньев. Следовательно, для обеспечения наименьшей погрешности замыкающего звена, РЦ должна состоять возможно меньшего числа звеньев, т.е. при конструировании изделий необходимо соблюдать принцип кратчайшей цепи. Кроме того, порядок обработки и сборки деталей следует строить так, чтобы замыкающим был наименее ответственный размер.

На основании уравнения 5 можно вывести формулу для определения допуска любого составляющего размера A_g при условии, что известны допуски остальных размеров цепи, включая замыкающий.

$$TA_g = TA_{\Delta} - \sum_{j=1}^{m-2} TA_j \quad (6)$$

Вычитая почленно из второго уравнения первое, из третьего уравнения первое, можно вывести уравнения для определения верхнего ($Es(A_{\Delta})$) и нижнего ($Ei(A_{\Delta})$) отклонений замыкающего звена.

$$Es(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n Es(A_j^{y_6}) - \sum_{j=n+1}^{n+p} Ei(A_j^{y_m}) \quad (7)$$

$$Ei(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n Ei(A_j^{y_6}) - \sum_{j=n+1}^{n+p} Es(A_j^{y_m}) \quad (8)$$

$$TA_{\Delta} = Es(A_{\Delta}) - Ei(A_{\Delta}) \quad (9)$$

Задание 4

Вариант - 1

Задача 2-типа :

По заданному допуску исходного звена рассчитать допуски составляющих звеньев для детали приведенный на (рис. 1.)

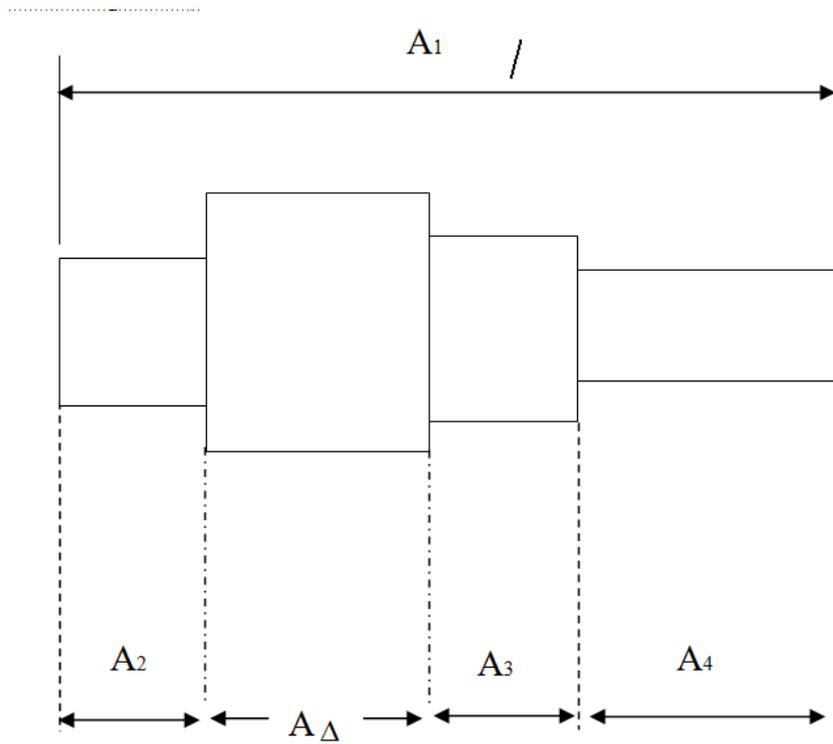


Рис 1

Номинальные размеры составляющих звеньев:

$$A_1 = 110 \text{ мм};$$

$$A_2 = 20 \text{ мм};$$

$$A_3 = 20 \text{ мм};$$

$$A_4 = 35 \text{ мм}$$

Исходное звено имеет допуск – Н12.

Решение:

Составляем размерную цепь (рис.2).

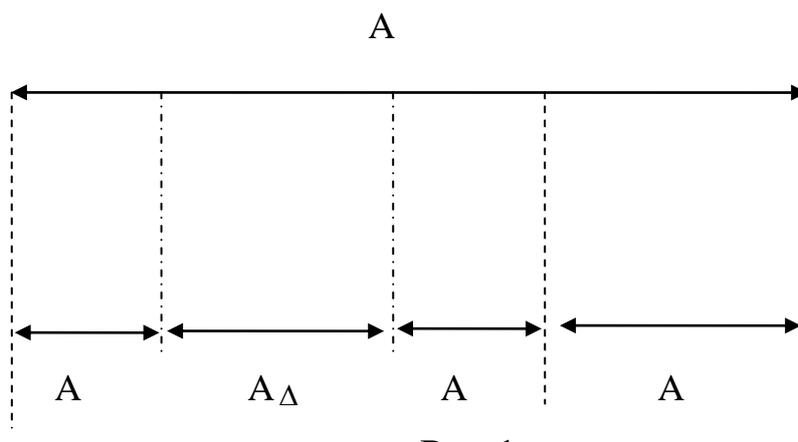


Рис 1

Замыкающее звено;

A_1 - увеличивающее звено;

A_1 - увеличивающее звено;

A_2, A_3, A_4 -уменьшающие звенья;

$n=1$;

$p = 3$;

$m=5$;

$m-1=4$; $5-1=4$; $4=4$;

Определяем номинальный размер исходного звена:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_j^{y_6} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_j^{y_m} = A_1 - (A_2 + A_3 + A_4) = 110 - (20 + 20 + 35) = 35 \text{ мм}$$

Исходное звено $A_{\Delta} \rightarrow 35H13$

$$E_s(A_{\Delta}) = +250 \text{ мкм} ; \quad E_i(A_{\Delta}) = 0 ; \quad TA_{\Delta} = 250 \text{ мкм} .$$

Назначаем всем составляющим звеньям допуски одного и того же качества. Определяем по таблице 4.1 значения i для составляющих звеньев:

$$A_1=200 \text{ мм} \quad i_1=2,17 \text{ мм}$$

$$A_2=20 \text{ мм} \quad i_2=1,31 \text{ мм}$$

$$A_3=100 \text{ мм} \quad i_3=1,31 \text{ мм}$$

$$A_4=35 \text{ мм} \quad i_4=1,56 \text{ мм}$$

Согласно уравнениям 10,11,12 имеем:

$$TA_{\Delta} = a_{cp}(i_1 + i_2 + i_3 + \dots + i_{m-1}) = a_{cp} \cdot \sum_{j=1}^{m-1} i_j \quad (11)$$

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} i_j} \quad (12)$$

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{i_1 + i_2 + i_3 + i_4} = \frac{250}{2,17 + 1,31 + 1,31 + 1,56} = 39,4$$

$a_{cp} = 39,4$ соответствует 9-квалитету.

Возможные варианты назначения допусков.

1. Принять всем размерам допуск 9 квалитета $a = 40$;
тогда:

$$TA_1 = 86 \text{ мкм};$$

$$TA_2 = 52 \text{ мкм};$$

$$TA_3 = 52 \text{ мкм};$$

$$TA_4 = 62 \text{ мкм}.$$

$$\sum_{j=1}^{m-1} TA_j = 86 + 52 + 52 + 62 = 252 \text{ мкм}$$

Уменьшение от допуска замыкающего звена составляет всего 0,9%, что вполне допустимо.

Результаты расчетов можно привести в виде таблицы (табл.4.3)

Таблица 4.3

$A_{i \text{ ном.}} \text{ мм}$	$i, \text{ мкм}$	$TA_j; \text{ мкм}$	$A_j \text{ (принятое)}$
$A_1=110$	$2,17$	86	$110^{+0,086}$
$A_2=20$	$1,31$	52	$20_{-0,052}$
$A_3=20$	$1,31$	52	$20_{-0,052}$
$A_4=35$	$1,56$	62	$35_{-0,062}$
$T A_{\Delta}=250$		$TA_j=252$	

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. Анурьев «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.

Содержание

Введение.....	3
1. Расчет посадок и калибров для контроля.....7 гладких цилиндрических соединений (ГЦС)	
1.1 Посадки в системе отверстия.....	16
1.2 Расчёт калибров.....	19
1.3. Посадки в системе вала.....	22
2. Расчёт и выбор посадок подшипников качения.....	26
3. Расчёт резьбовых соединений.....	42
4. Расчёт разъемных цепей.....	54
Заключение.....	66
Литература	67