

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
**«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)
ПРИВОЛЖСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ) МАДИ**

Метрология, стандартизация и сертификация

Методические указания
для выполнения курсовой работы
для студентов специальности
23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

Чебоксары, 2026

ВВЕДЕНИЕ

Методические материалы для курсовой работы предназначены для студентов специальности 23.05.01 «Транспортные, технологические машины и наземные транспортно-технологические средства», изучающих дисциплину «Метрология, стандартизация и сертификация». В них приведены решения задач по разделам.

При выполнении работы следует уделить внимание вопросам ее оформления. Качество оформления во многом определяет общее качество работы, в том числе и содержания. Материал при чтении должен восприниматься максимально точно, легко и быстро, что во многом определяется логичностью изложения.

Работа выполняется на стандартных листах формата А4 (297х210) в компьютерном варианте, кроме того, допускается рукописный вариант оформления работы.

1 Понятие о взаимозаменяемости и ее виды

Взаимозаменяемостью изделий (машин, приборов, механизмов и т. д.), и их частей или других видов продукции (сырья, материалов, полуфабрикатов и т. д.) называют их свойство равноценно заменять при использовании любой из множества экземпляров изделий, их частей или иной продукции другим однотипным экземпляром.

Осуществление принципа взаимозаменяемости, обеспечивающего долговечную и экономичную эксплуатацию машин, механизмов, оборудования и других изделий предполагает наличие достаточного количества запасных частей, которые гарантировали бы быструю замену вышедших из строя деталей и составных элементов. При этом должна сохраняться требуемая работоспособность машины в течение планируемого срока эксплуатации. Для этих целей проводится анализ работы машины, чтобы выявить детали и составные элементы, в наибольшей степени подверженные износу и ухудшению качества и влияющие на эксплуатационные свойства.

Объект – это автономные блоки, приборы или другие изделия, входящие в сложные изделия.

Взаимозаменяемыми могут быть детали, составные части (узлы) и изделия в целом. Такими деталями, составными элементами (узлами) должны быть, в первую очередь, детали и узлы, обеспечивающие надежность, долговечность и другие эксплуатационные показатели изделия. Эти требования распространяются, естественно, и на запасные части изделий.

Свойство собираемости изделий и взаимозаменяемости позволяет на машиностроительных заводах серийного и массового производств изготавливать детали в одних цехах, а собирать узлы и изделия в других. Используя принцип взаимозаменяемости изготовление деталей и сборку можно производить на разных машиностроительных заводах.

Совместимость – это свойство объектов занимать свое место в сложном готовом изделии и выполнять требуемые функции при совместной или последовательной работе этих объектов и сложного изделия в заданных эксплуатационных условиях.

При сборке изделий используются стандартные крепежные детали (гайки, болты, винты, прокладки, шайбы и т. д.), подшипники качения электротехнические, резиновые и пластмассовые изделия, а иногда и унифицированные агрегаты, получаемые по кооперации от других предприятий.

Каждое машиностроительное предприятие (серийное и массовое) характеризуется уровнем взаимозаменяемости. В качестве критерия оценки используется коэффициент взаимозаменяемости, который равен

$$K_v = T_v / T_o, \quad (1.1)$$

где K_v – коэффициент взаимозаменяемости;

T_v – трудоемкость изготовления взаимозаменяемых деталей и узлов (сборочных единиц);

T_o – общая трудоемкость изготовления изделия.

Величина этого коэффициента может быть разной, но его приближение к единице является объективным показателем технического уровня производства.

1.1 Виды взаимозаменяемости

Различают пять видов взаимозаменяемости: полную, неполную, внешнюю, внутреннюю и функциональную.

Полная взаимозаменяемость – это вид взаимозаменяемости, при которой обеспечивается беспригоночная сборка (или замена детали при ремонте) любых независимо изготовленных с заданной точностью однотипных деталей в составные части, а последние – в изделия при соблюдении предъявляемых к ним технических требований по всем параметрам качества. При этом

выполнение требований к точности деталей является основным исходным условием полной взаимозаменяемости. Кроме того, необходимо выполнение и других условий: установление оптимальных номинальных параметров деталей, выполнить требования к материалу деталей, технологии их изготовления и контроля и т. д. Сборка изделий при полной взаимозаменяемости сводится к простому соединению деталей без подгонки и регулировки. Поэтому может осуществляться рабочими не высокой квалификации.

Полная взаимозаменяемость имеет следующие преимущества:

- упрощается процесс сборки изделий, сущность которой сводится к простому соединению деталей рабочими не высокой квалификации;
- сборочный процесс точно нормируется во времени, укладывается в установленный темп работы и возможна организация поточного метода сборки;
- создаются условия для автоматизации процессов изготовления и сборки изделий; - возможна широкая специализация и кооперация заводов;
- упрощается ремонт изделий, так как любая износившаяся или вышедшая из строя, вследствие поломки деталь или узел может быть заменена новой (запасной).

Полную взаимозаменяемость экономически целесообразно применять для деталей, имеющих точность не выше 5 – 6 квалитетов и для составных частей изделий, имеющих небольшое число деталей (например, две, образующих сопряжение), а также в случаях, когда несоблюдение заданных зазоров или натягов даже у части деталей в узле или изделии недопустимо.

Неполная взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость не по всем, а только по отдельным деталям или составным частям изделий, т. е. в изделии часть деталей или составных частей его обладает полной взаимозаменяемостью, а другая часть не обладает. Неполную взаимозаменяемость, чаще всего, применяют в случаях, когда по эксплуатационным требованиям к изделиям необходимо изготавливать детали с малыми экономически неприемлемыми или технологически трудно выполнимыми допусками. В этих случаях применяют групповой подбор деталей сопряжений (селективную сборку), компенсаторы, регулирование и пригонку и другие технологические мероприятия, при этом требования к качеству составных частей и изделию в целом должны строго соблюдаться. При выполнении селективной сборки экономически неприемлемые или технологически трудно выполнимые допуски увеличивают. После изготовления детали сортируют по размерным группам, а затем собирают узлы и сопряжения из деталей соответствующих групп, чтобы характер сопряжения (величины зазоров или натягов) соответствовал техническим требованиям, предъявляемым к данному сопряжению. Например, сборка плунжерных пар или подшипников качения.

Внешняя взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость покупных и кооперируемых изделий, монтируемых в другие более сложные изделия, и составных частей (сборочных единиц) по эксплуатационным параметрам, а также по форме и присоединительным размерам. Например, в электродвигателях внешняя взаимозаменяемость осуществляется по числу оборотов вала и мощности, по присоединительным размерам в подшипниках качения (наружное и внутреннее кольца), а также по точности вращения.

Внутренняя взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость деталей внутри узла или механизма, входящие в изделие. Например, в подшипнике качения внутренней взаимозаменяемостью обладают тела качения, которые используются для разных типоразмеров подшипников.

Функциональная взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость машин, приборов и других изделий по эксплуатационным показателям. Функциональными являются геометрические, электрические, механические и другие параметры, влияющие на эксплуатационные показатели машин и других изделий. Например, величина зазора между поршнем и цилиндром

(функциональный параметр) определяет мощность двигателей (эксплуатационный показатель), а в поршневых компрессорах функциональными и эксплуатационными показателями являются соответственно весовая и объемная производительности. Функциональными эти параметры названы для того, чтобы подчеркнуть их связь со служебными функциями составных частей (узлов) и эксплуатационные показатели изделий. Для того, чтобы добиться функциональной взаимозаменяемости необходимо в процессе конструирования, производства и эксплуатации машин учитывать комплекс научно-технических исходных положений, которые определяют понятие принцип функциональной взаимозаменяемости.

2 Система допусков на линейные размеры

Идеально точно изготовить деталь физически невозможно. Степень точности изготовления деталей и характер их соединения держатся на двух фундаментальных понятия - допусках и посадках.

В Российской Федерации в настоящее время действуют основные норы взаимозаменяемости (ОНВ), которые базируются на стандартах и рекомендациях международной организации по стандартизации (International Standard Organisation – ISO).

ОНВ включают системы допусков и посадок на гладкие цилиндрические поверхности, резьбы, зубчатые передачи, угловые и конусные детали, шлицевые, шпоночные и другие соединения.

На гадкие элементы деталей, цилиндрические и ограниченные параллельными плоскостями, а также на образованные ими посадки разработаны стандарты, в которых даны термины и определения

В соответствии с ГОСТ 31254 – 2004 размерный элемент (feature of size): Геометрическая форма, определяемая линейным или угловым размером.

ГОСТ 25346-2013. Этот стандарт содержит термины и определения, относящиеся к системе допусков ИСО. Стандарт также содержит термины и определения, относящиеся к посадке.

2.1 Допуски и отклонения

Номинальный размер (nominal size). Размер геометрического элемента идеальной формы, определенный чертежом..

Действительный размер (actual size): Размер присоединенного полного элемента.

Предельные размеры (limits of size): Предельно допустимые размеры размерного элемента.

Верхний предельный размер (upper limit of size; ULS ; D_{max} ; d_{max}): Наибольший допустимый размер размерного элемента.

Нижний предельный размер (lower limit of size; LLS; D_{max} ; d_{min}): Наименьший допустимый размер размерного элемента.

Отклонение (deviation): Разность между значением и опорным значением. Для отклонений размеров опорным значением является номинальный размер, а значением действительный размер.

Предельное отклонение (limit deviation): Верхнее предельное отклонение или нижнее предельное отклонение от номинального размера.

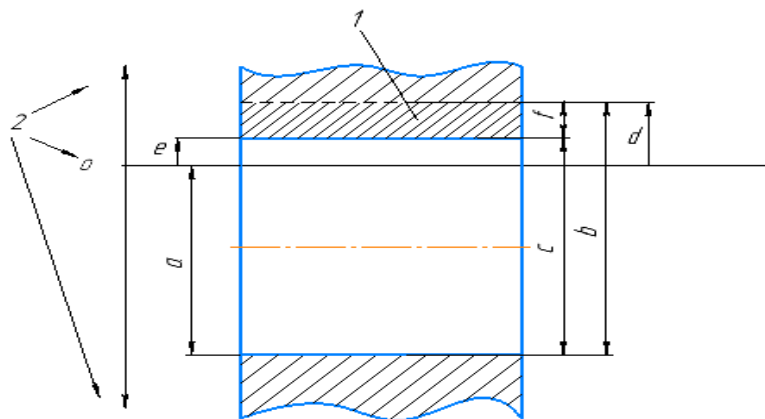


Рисунок 2.1 – 1–интервал допуска; 2–правило знаков для отклонений; a – номинальный размер; b – верхний предельный размер; c – нижний предельный размер; d – верхнее предельное отклонение; e – нижнее предельное отклонение (в данном случае оно является и основным отклонением; f –допуск

Верхнее предельное отклонение (upper limit deviation; ES es): Алгебраическая разность между верхним предельным размер и номинальным размером (обозначение ES применяют для внутренних, а es – для наружных размеров элементов):

$$ES = D_{max} - D \text{ и } es = d_{max} - d$$

Нижнее предельное отклонение (lower limit deviation; EI ei): Алгебраическая разность между нижним предельным размер и номинальным размером (обозначение EI применяют для внутренних, а ei – для наружных размеров элементов):

$$EI = D_{min} - D \text{ и } ei = d_{min} - d$$

Основное отклонение (fundamental deviation): Предельное отклонение, определяющее расположение интервала допуска относительно номинального размера.

Допуск (tolerance): Разность между верхним и нижним предельными размерами.

Допуск – всегда положительное число.

Допуск также может быть определен как разность между верхним и нижним предельными отклонениями.

Пределы допуска (tolerance limits): Установленные значения, определяющие верхнюю и нижнюю границы допустимых значений.

Стандартный допуск; IT (standard tolerance): Допуск, установленный системой допусков ИСО на линейные размеры.

Квалитет (standard tolerance grade): Группа допусков на линейные размеры, характеризующаяся общим обозначением

Интервал допуска (tolerance interval): Совокупность значений размера между пределами допуска, включая эти пределы.

Класс допуска (tolerance class). Класс допуска обозначают сочетанием идентификатора основного отклонения (прописной буквы латинского алфавита для отверстий и строчной буквы для валов) и номера квалитета.

Например – H7 (отверстия), h7 (валы).

Обозначение класса допуска и предельные отклонения указывают после номинального размера.

Например –32H7; 32h7.

При необходимости в соответствии с ИСО 14405-1 указывается требование прилегания

32H7 $\textcircled{E}$ 32h7 E $\textcircled{E}$

Если предельные отклонения соответствуют классу допусков, разрешается дополнительно к предельным отклонениям указывать в скобках класс допуска и наоборот, после обозначения класса допуска указывать в скобках предельные отклонения

Например – 32H7 ($0^{+0,025}$); $32_0^{+0,025}$ (H7).

По номинальному размеру и отклонениям можно определить соответствующие предельные размеры:

$$D_{max} = D + ES$$

$$D_{min} = D + EI$$

$$d_{max} = d + es$$

$$d_{min} = d + ei$$

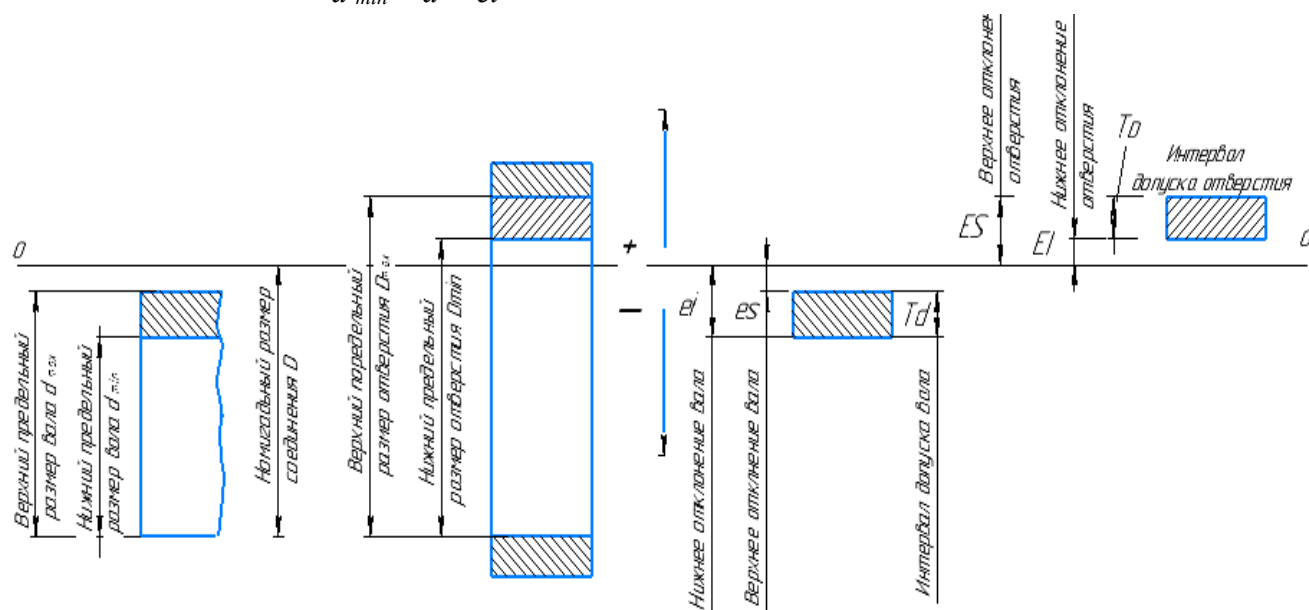


Рисунок 2.2 – Предельные размеры, предельные отклонения и интервалы допуска отверстия и вала

2.2 Соединения и посадки

Соединение – две или несколько подвижно или неподвижно сопрягаемых деталей. Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называют сопрягаемыми. Остальные поверхности называют *несопрягаемыми* или *свободными*.

Посадка (fit): Соединение наружного размерного элемента и внутреннего размерного элемента (отверстия и вала), участвующих в сборке.

Зазор (clearance): Разность между размерами отверстия и вала, когда диаметр вала меньше диаметра отверстия.

Зазор положительное число

Наименьший зазор (minimum clearance): Разность между нижним предельным размером отверстия и верхним предельным размером вала.

Наибольший зазор (maximum clearance): Разность между верхним предельным размером отверстия и нижним предельным размером вала.

Натяг (interference): Разность между размером отверстия и вала до сборки, когда диаметр вала больше диаметра отверстия.

Наименьший натяг (minimum interference): Разность между верхним предельным размером отверстия и нижним предельным размером вала.

Наибольший натяг (maximum interference): Разность между нижним предельным размером отверстия и верхним предельным размером вала.

Натяг - отрицательное число.

2.2.1 Посадка с зазор (clearance fit): Посадка, при которой в соединении отверстия и вала всегда образуется зазор, т.е. когда нижний предельный размер отверстия больше или равен верхнему предельному размеру вала.

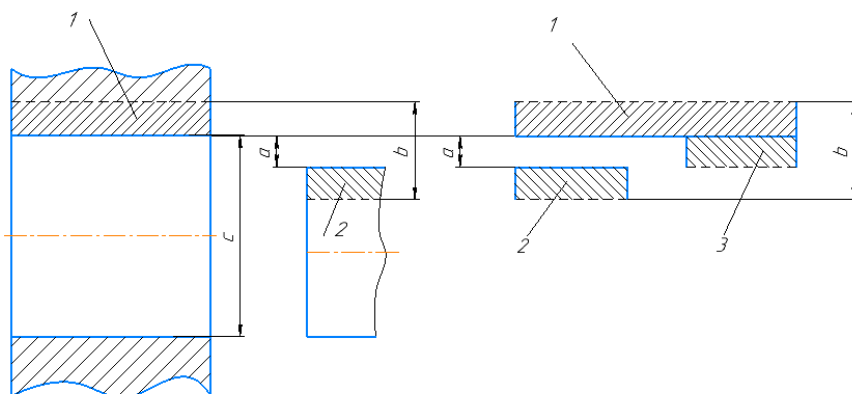


Рисунок 2.3 – графическое представление посадки с зазором: 1- интервал допуска отверстия; 2– интервал допуска вала; случай 1 - верхний предельный размер вала ниже, чем нижний предельным размером отверстия, наименьший зазор больше нуля; 3 - интервал допуска вала, случай 2: верхний предельный размер вала совпадает с нижним предельным размером отверстия, наименьший зазор равен нулю; a – наименьший зазор; b – наибольший зазор; c – номинальный размер, равный нижнему предельному размеру отверстия

2.2.2 Посадка с натягом (interference fit): Посадка, при которой в соединении отверстия и вала всегда образуется натяг, т.е. когда верхний предельный размер отверстия меньше или равен нижнему предельному размеру вала

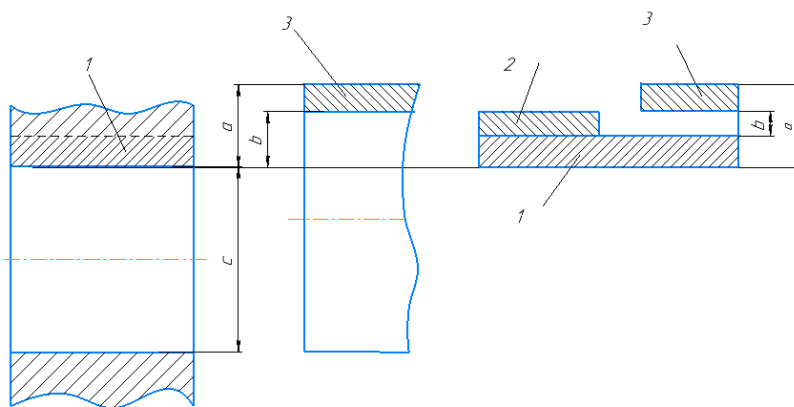


Рисунок 2.4– графическое представление посадки натягом: 1- интервал допуска отверстия; 2– интервал допуска вала; случай 1 – нижний предельный размер вала совпадает с верхним предельным размером отверстия, наименьший натяг равен нулю; 3 - интервал допуска вала, случай 2: нижний предельный размер вала больше, чем верхний предельным размером отверстия, наименьший натяг больше нуля; a – наибольший натяг; b – наименьший натяг; c – номинальный размер, равный нижнему предельному размеру отверстия

2.2.3 Переходная посадка (transition fit): Посадка, при которой в соединении отверстия и вала возможно получение как зазора так и натяга.

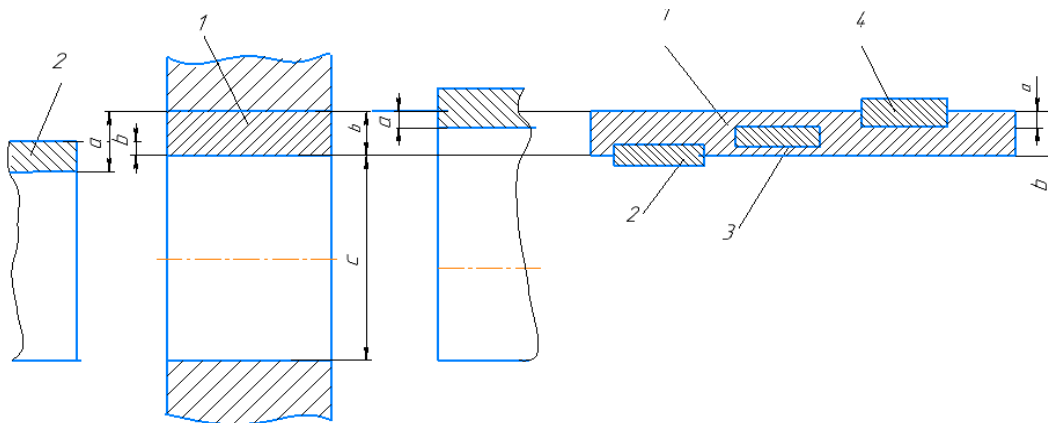


Рисунок 2.5— Графическое представление переходной посадки. 1- интервал допуска отверстия; 2–4 – интервал допуска вала (показано несколько возможных расположений); a – наибольший зазор; b – наибольший натяг; c – номинальный размер, равный нижнему предельному размеру отверстия

2.3 Положение интервала допуска

Интервал допуска – множество значений размера, ограниченное верхним и нижним предельными размерами. Класс допуска определяет положение допуска относительно номинального размера посредством основного отклонения, входящего в обозначение класса допуска. Положение интервала допуска, т.е. основное отклонение, определяется одной или несколькими буквами, называемыми идентификаторами основного отклонения.

Возможные случаи расположения интервалов допуска относительно номинального размера и правило знаков [+(плюс)или - (минус)] для основных отклонений отверстий и валов приведены на рисунках 2.6 и 2.7

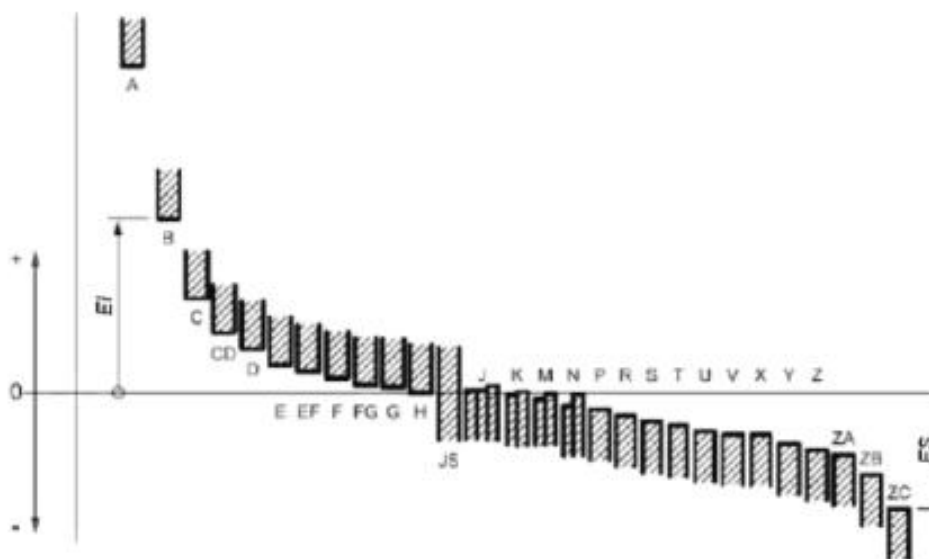


Рисунок 2.6 - Расположения интервалов допуска относительно номинального размера для основных отклонений отверстий

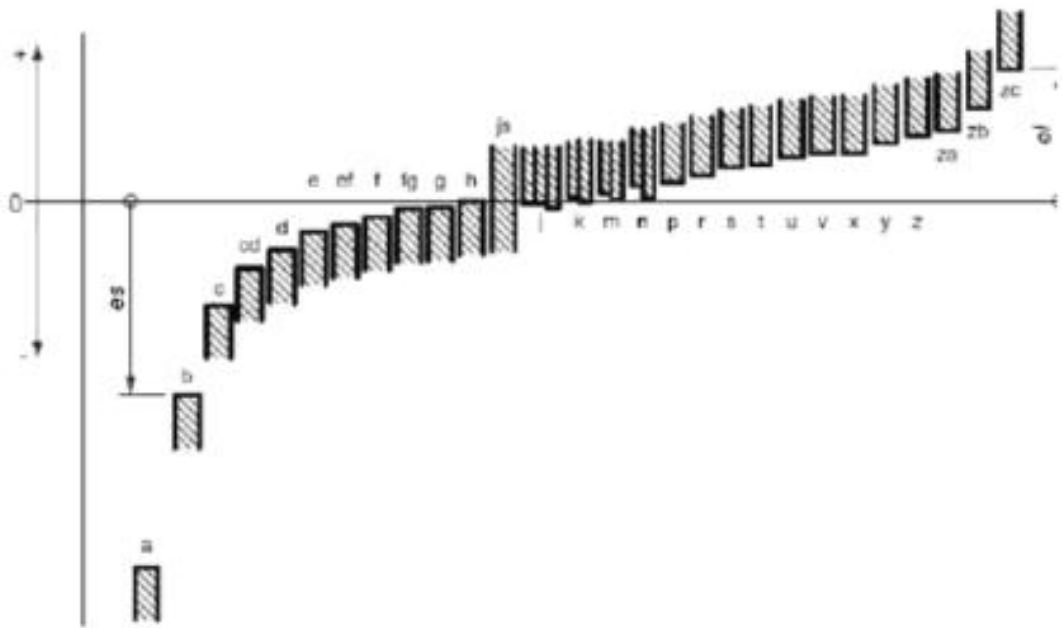


Рисунок 2.7- Расположения интервалов допуска относительно номинального размера для основных отклонений валов

EI, ES – основные отклонения отверстий; ei, es – основные отклонения валов ; а – номинальный размер

2.3.1 Выбор класса допуска

По возможности класс допуска выбирают из тех классов допуска отверстий и валов, которые изображены на рисунках 2.8 и 2.9 соответственно. в первую очередь, следует применять предпочтительные классы допусков (их обозначение заключено в рамки)

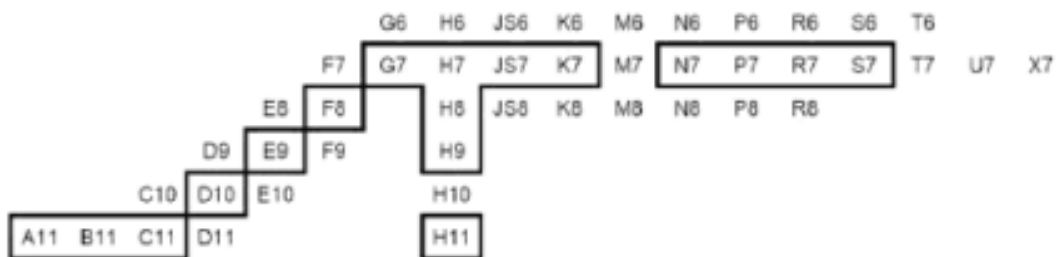


Рисунок 2.8 – Схема классов допуска отверстия

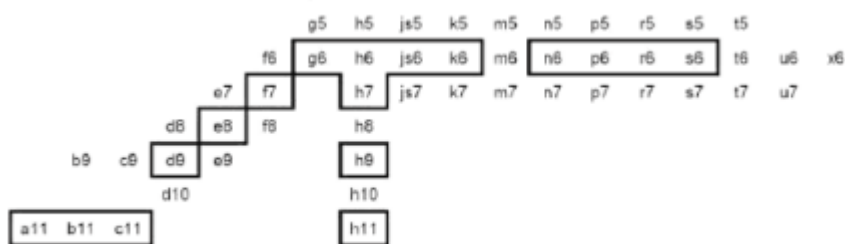


Рисунок 2.9 - Схема классов допуска валов

2.4 Выбор системы посадок

Для того чтобы посадка выполнила свое функциональное назначение, в дополнение к допускам размеров сопрягаемых размерных элементов могут потребоваться допуски формы, ориентации и месторасположения.

Сначала необходимо выбрать систему, в которой будет назначена посадка – «система отверстия» или «система вала». Систему посадок выбирают исходя из экономических соображений.

Для общего применения выбирают систему отверстия. Систему вала следует применять в экономически обоснованных случаях.

В выбранной системе посадок квалитеты и основные отклонения отверстия и вала следует назначать таким образом, чтобы обеспечить минимальный и максимальный зазоры (или натяги), которые лучшим образом удовлетворяют требуемым условиям эксплуатации.

Посадки предпочтительного применения в системе отверстия и в системе вала приведены на рисунках 2.10 и 2.11. По экономическим соображениям, в первую очередь, следует выбрать те из посадок, обозначение которых на рисунках заключены в рамки.

Основное отверстие	Классы допусков валов для посадки											
	с зазором				переходной				с натягом			
H 6				g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5		
H 7				f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6 s6 t6 u6 x6
H 8			e7	f7		h7	js7	k7	m7			s7 u7
H 9			d8	e8	f8	h8						
H 10			d8	e8	f8	h8						
H 10	b9	c9	d9	e9		h9						
H 11	b11	c11	d10			h10						

Рисунок 2.10 – Предпочтительные посадки в системе отверстия

Основной вал	Классы допусков отверстий для посадки											
	с зазором				переходной				с натягом			
h 5				G6	H6	JS6	K6	M6	N6	P6		
h 6				F7	G7	H7	JS7	K7	M7	N7	P7	R7 S7 T7 U7 X7
h 7			E8	F8		H8						
h 8			D9	E9	F9	H9						
h 9			D9	E9	F9	H9						
h 9	B11	C10	D10			H10						

Рисунок 2.11 – Предпочтительные посадки в системе вала

2.4.1 Обозначение посадок на чертежах (правила написания)

Обозначение посадки сопрягаемых элементов состоит из:

- общего номинального размера;
- класса допуска отверстия;
- класса допуска вала.

Пример посадок:

- в системе отверстия: H7/h6; H6/k5; H6/p4;
- в системе отверстия: G7/h6; H6/h6; M6/h6.

Задания по курсовой работе

Задание №1. Построение и анализ интервалов допусков гладких цилиндрических соединений

Работа должна содержать расчет всех параметров данного соединения.

В работе необходимо указать взятые из таблиц предельные отклонения и привести расчет остальных элементов посадки:

- допуски отверстия;

- допуски вала;

- указать характер соединения:

- а) большего, наименьшего и среднего зазоров или натягов.

- б) для переходной посадки определяются наибольшие зазор и натяг, а также среднее значение большего из них по абсолютной величине.

Прилагать схему расположения интервалов допусков.

Примечание: Интервал допуска – множество значений размера, ограниченное верхним и нижним предельными размерами. Класс допуска определяет положение допуска относительно номинального размера посредством основного отклонения, входящего в обозначение класса допуска. Положение интервала допуска, т.е. основное отклонение, определяется одной или несколькими буквами, называемыми идентификаторами основного отклонения.

Значения стандартных допусков для квалитетов от IT01 до IT18 в таблице 1 Приложения А настоящих методических указаний и в таблице 1 ГОСТ 25347-2013.

Значения основных отклонения отверстия от А до М определяются по таблицам 2 и 3 ГОСТ 25346-2013.

Возможные случаи расположения интервалов допуска относительно номинального размера и правило знаков [+(плюс)или - (минус)] для основных отклонений отверстий и валов приведены на рисунках 2.6 и 2.7.

Пример 1 — Расчет посадки: Ø36H8/f7.

Из таблиц ГОСТ 25347 для отверстия Ø 36H8 получают:

$ES = +0,039$ мм, следовательно, верхний предельный размер = 36,039 мм;

$EI = 0$, следовательно, нижний предельный размер = 36,000 мм.

Из таблиц ГОСТ 25347 для вала Ø 36f7 получают:

$es = -0,025$ мм, следовательно, верхний предельный размер = 35,975 мм;

$ei = -0,050$ мм, следовательно, нижний предельный размер = 35,950 мм.

Следовательно:

нижний предельный размер отверстия - верхний предельный размер вала = $36,000 - 35,975 = 0,025$ мм;

верхний предельный размер отверстия - нижний предельный размер вала = $36,039 - 35,950 = 0,089$ мм.

Оба результата вычислений имеют положительные значения. Это означает, что посадка имеет наибольший зазор 0,089 мм, наименьший зазор 0,025 мм и является посадкой с зазором.

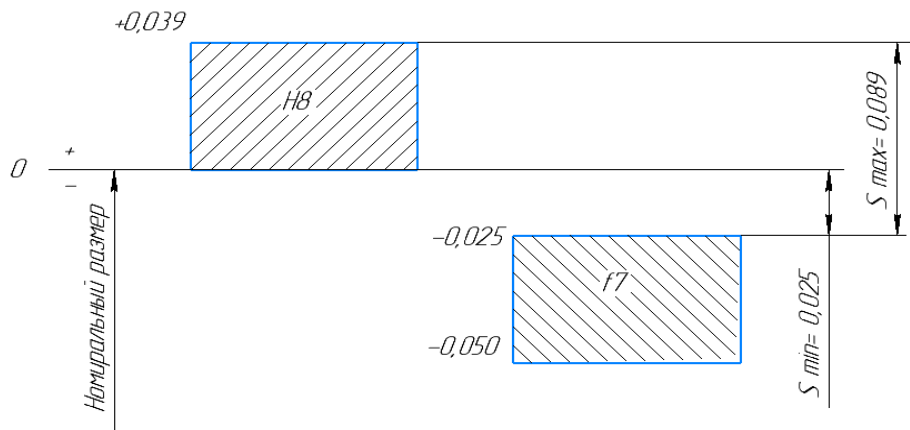


Рисунок 1.1— Схема расположения полей допусков посадки с зазором

Пример 2 — Расчет посадки: Ø36H7/ п6

Из таблиц ГОСТ 25347 для отверстия Ø36H7 получают:

$ES = +0,025$ мм, следовательно, верхний предельный размер = 36,025 мм;

$EI = 0$, следовательно, нижний предельный размер = 36,000 мм.

Из таблиц ГОСТ 25347 для вала Ø36п6получают:

$es = +0,033$ мм, следовательно, верхний предельный размер = 36,033 мм;

$ei = +0,017$ мм, следовательно, нижний предельный размер = 36,017 мм.

Следовательно:

нижний предельный размер отверстия - верхний предельный размер вала = 36,000 - 36,033
= - 0,033 мм;

верхний предельный размер отверстия - нижний предельный размер вала = 36,025 - 36,017
= + 0,008 мм.

Результаты вычислений имеют положительное и отрицательное значения. Это означает, что посадка имеет наибольший зазор 0,008 мм, наибольший натяг 0,033 мм и является переходной посадкой.

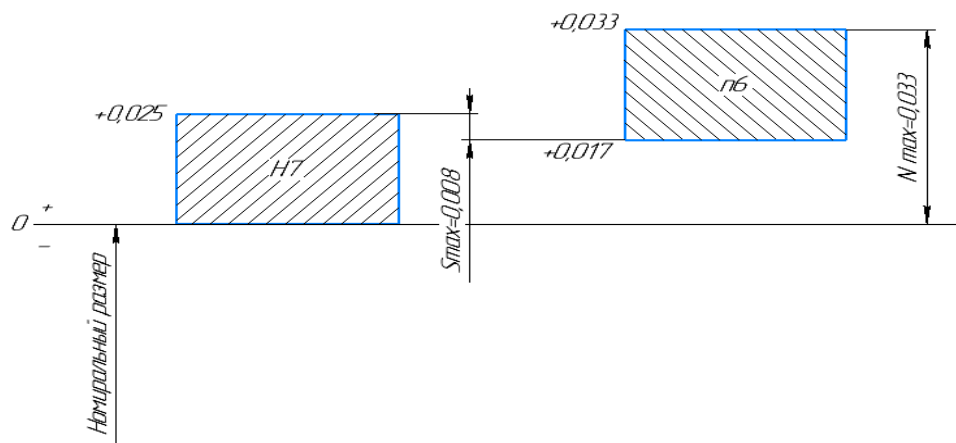


Рисунок 1.2 — Схема расположения интервалов допусков переходной посадки

Пример 3 — Расчет посадки: 036H7/s6.

Из таблиц ГОСТ 25347 для отверстия 36H7 получают:

$ES = +0,025$ мм, следовательно, верхний предельный размер = 36,025 мм;

$EI = 0$, следовательно, нижний предельный размер = 36,000 мм.

Из таблиц ГОСТ 25347 для вала 36s6 получают:

$es = + 0,059$ мм, следовательно, верхний предельный размер = 36,059 мм;

$ei = + 0,043$ мм, следовательно, нижний предельный размер = 36,043 мм.

Следовательно:

нижний предельный размер отверстия - верхний предельный размер вала = 36,000 - 36,059
= - 0,059 мм;

верхний предельный размер отверстия - нижний предельный размер вала = 36,025 - 36,043
= - 0,018 мм.

Оба результата вычислений имеют отрицательные значения.

Это означает, что посадка имеет наибольший натяг 0,059 мм, наименьший натяг 0,018 мм и является посадкой с натягом.

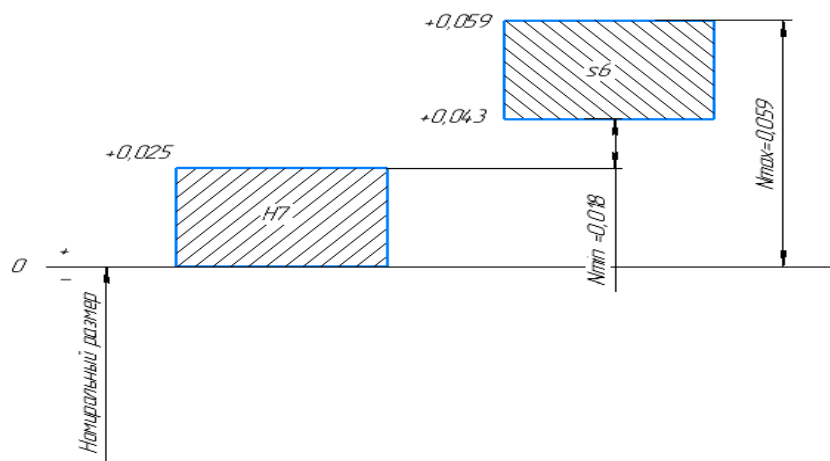


Рисунок 1.3— Схема расположения полей допусков посадки с натягом

Задание 1. Варианты (посадки в системе отверстия)

	Размер и посадки		
	с зазором	переходные	С натягом
1	$\varnothing 22 \frac{H8}{e8}$	$\varnothing 44 \frac{H6}{k6}$	$\varnothing 36 \frac{H7}{r6}$
2	$\varnothing 22 \frac{H9}{d8}$	$\varnothing 44 \frac{H7}{m6}$	$\varnothing 36 \frac{H7}{s6}$
3	$\varnothing 120 \frac{H9}{d8}$	$\varnothing 130 \frac{H7}{m6}$	$\varnothing 136 \frac{H7}{s6}$
4	$\varnothing 12 \frac{H6}{h5}$	$\varnothing 12 \frac{H6}{m5}$	$\varnothing 60 \frac{H7}{s6}$
5	$\varnothing 12 \frac{H6}{g5}$	$\varnothing 24 \frac{H6}{k5}$	$\varnothing 60 \frac{H7}{p6}$
6	$\varnothing 32 \frac{H8}{e8}$	$\varnothing 60 \frac{H6}{k6}$	$\varnothing 82 \frac{H7}{r6}$
7	$\varnothing 32 \frac{H9}{d8}$	$\varnothing 60 \frac{H7}{m6}$	$\varnothing 82 \frac{H7}{s6}$
8	$\varnothing 25 \frac{H6}{g5}$	$\varnothing 30 \frac{H6}{k5}$	$\varnothing 42 \frac{H7}{p6}$
9	$\varnothing 32 \frac{H8}{e8}$	$\varnothing 60 \frac{H6}{k6}$	$\varnothing 82 \frac{H7}{r6}$
10	$\varnothing 82 \frac{H6}{h5}$	$\varnothing 110 \frac{H6}{m5}$	$\varnothing 82 \frac{H7}{s6}$
11	$\varnothing 120 \frac{H10}{d9}$	$\varnothing 130 \frac{H8}{m7}$	$\varnothing 16 \frac{H8}{s7}$
12	$\varnothing 44 \frac{H9}{f8}$	$\varnothing 62 \frac{H8}{js7}$	$\varnothing 62 \frac{H7}{u6}$
13	$\varnothing 44 \frac{H9}{h8}$	$\varnothing 62 \frac{H8}{k7}$	$\varnothing 32 \frac{H7}{u6}$
14	$\varnothing 44 \frac{H6}{h5}$	$\varnothing 22 \frac{H6}{m5}$	$\varnothing 36 \frac{H7}{s6}$
15	$\varnothing 16 \frac{H6}{g5}$	$\varnothing 16 \frac{H6}{k5}$	$\varnothing 12 \frac{H7}{p6}$
16	$\varnothing 16 \frac{H6}{n5}$	$\varnothing 32 \frac{H6}{k5}$	$\varnothing 120 \frac{H7}{p6}$
17	$\varnothing 120 \frac{H11}{d10}$	$\varnothing 130 \frac{H8}{k6}$	$\varnothing 16 \frac{H7}{s6}$
18	$\varnothing 120 \frac{H10}{e9}$	$\varnothing 130 \frac{H8}{js7}$	$\varnothing 160 \frac{H8}{s7}$

3 Определение характеристик резьбового соединения

Широкое распространение резьбовых соединений обуславливает особые требования к их взаимозаменяемости

Взаимозаменяемость резьбовых соединений заключается в долговечности и свинчиваемости без подгонки независимо изготовленных болта и гайки при сохранении эксплуатационных качеств соединений.

Наибольшее распространение имеет треугольная резьба с углом профиля 60° , которая называется *метрической*.

Метрическая цилиндрическая резьба применяется главным образом в качестве крепежной. Метрические крепежные резьбы используются в разъемных соединениях деталей машин и обеспечивают плотность соединений и неподвижность стыков.

Взаимозаменяемость и точность резьбовых соединений обеспечивается точностью наружного, внутреннего и среднего диаметров резьбы болта и гайки, размеров шага и профиля резьбы.

Номинальный диаметр – диаметр резьбы, условно характеризующий размеры резьбы и используемый при ее обозначении на чертежах.

Наружные диаметры (они же и *номинальные диаметры*) d и D – диаметры воображаемых круговых цилиндров описанных вокруг вершин наружной или впадин внутренней резьбы.

Внутренние диаметры d_1 и D_1 – диаметры воображаемых цилиндров, вписанных во впадины наружной или вершины внутренней цилиндрической резьбы.

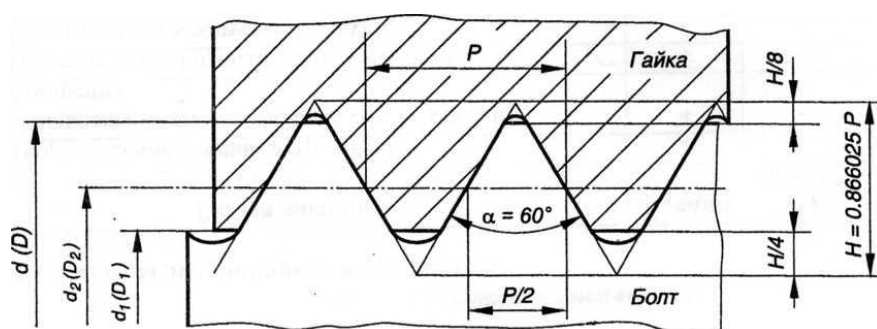


Рисунок 3.1 Основные параметры цилиндрической метрической резьбы

К основным параметрам цилиндрических резьб относятся:

- d_2 (D_2) – средний диаметр резьбы соответственно болта и гайки;
- d (D) – наружный диаметр резьбы соответственно болта и гайки;
- d_1 (D_1) – внутренний диаметр резьбы соответственно болта и гайки;
- P – шаг резьбы;
- α – угол профиля резьбы, для метрических резьб $\alpha = 60^\circ$.

Геометрические размеры резьбы стандартизованы.

ГОСТ 8724-2002 устанавливает три ряда диаметров метрической резьбы. При выборе диаметров резьб следует предпочитать первый ряд второму, а второй – третьему. В пределах каждого ряда предусмотрены резьбы с крупным и мелким шагом.

Например. Для $\varnothing 14$ мм стандарт предусматривает крупную резьбу с шагом $P=2$ мм, пять мелких резьб с шагами $P=1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5$.

3.1 Обозначения резьбы

В условное обозначение резьбы должны входить: буква М, номинальный диаметр резьбы и шаг резьбы, выраженное в миллиметрах и разделенное знаком «×».

Пример: М8×1,25.

Крупный шаг в обозначении резьбы может быть опущен.

Пример: М8.

Условное обозначение левой резьбы должны дополняться буквами LH.

Пример: М8×1 – LH.

Многозаходная резьба должна обозначаться буквой М, номинальным диаметром резьбы, знаком ×, буквами Ph, значением хода резьбы Р и значением шага.

Пример условного обозначения двухзаходной резьбы с номинальным диаметром 16 мм, ходом 3 мм и шагом 1,5 мм:

М16×Ph3Р1,5

То же для левой резьбы

М16×Ph3Р1,5 – LH..

3.2 Система допусков и посадок метрической резьбы

Резьбы при свинчивании контактируют только боковыми сторонами профиля, поэтому только средний диаметр, шаг и угол профиля резьбы определяют характер сопряжения в резьбе.

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

Стандартами установлены следующие ограничения резьбового профиля:

- допуск на средний диаметр болта и гайки – Td_2 и TD_2 ;
- допуск на наружный диаметр болта – Td ;
- допуск на внутренний диаметр гайки – TD_1 .

Допуски на наружный диаметр гайки TD и внутренний диаметр болта Td_1 не устанавливаются.

Система допусков и посадок метрических резьб диаметром 1...600мм основана на международных стандартах и регламентирована следующими ГОСТами:

ГОСТ 11708-....устанавливает основные требования к элементам резьбы,

ГОСТ 9150-2002 устанавливает требования к профилю резьбы,

ГОСТ 8724-2002 –требования к диаметрам и шагам резьбы

ГОСТ 24705-2004 – основные размеры резьбы.

3.2.1 Посадка с зазором

3.2.1.1 Структура системы допуска

Система допусков резьбы предусматривает:

- допуски диаметров резьбы;
- положение полей допусков диаметров резьбы;
- классификацию длин свинчивания резьбы;
- поля допусков резьбы и их выбор с учетом длин свинчивания.

Для получения посадок резьбовых деталей с зазором в ГОСТ 16093-2004 предусмотрено пять основных отклонений для диаметров наружной резьбы (болтов) и четыре для диаметров внутренней резьбы (гаек).

Таблица 3.1 – Положение поля допусков диаметров резьбы

Вид резьбы	Диаметр резьбы	Основные отклонения
Наружная резьба	d	$d; e; f; g; h$
	d_2	$d; e; f; g; h$
Внутренняя резьба	D_2	$E^*; F^*; G; H.$
	D_1	$E^*; F^*; G; H.$
1 Верхнее отклонение диаметра d_1 должно соответствовать основному отклонению диаметра d_2 . 2 Нижнее отклонение диаметра D должно соответствовать основному отклонению диаметра D_2 . *Е и F – для специального применения при значительных толщинах слоя защитного покрытия.		

Установлены также степени точности, определяющие величину допусков диаметров наружной и внутренней резьбы.

Таблица 3.2– Степени точности диаметров резьбы

Вид резьбы	Диаметр резьбы	Степень точности
Наружная резьба	d	4; 6; 8
	d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10*.
Внутренняя резьба	D_2	4; 5; 6; 7; 8; 9*.
	D_1	4; 5; 6; 7; 8.
* Только для резьбовых элементов деталей из пластмасс.		

Поле допуска диаметра резьбы образуется сочетанием основного отклонения (буква) с допуском по принятой степени точности (цифра): 6H; 6g; 6h.

Поле допуска резьбы образуется сочетанием поля допуска среднего диаметра с полем допуска внутреннего диаметра (для гаек) и наружного диаметра (для болта). 5H6H; 7g6g.

Если обозначение поля допуска среднего диаметра совпадает с полем допуска наружного и внутреннего диаметра принимают сокращенную запись: 6g6g = 6g, 6H6H = 6H.

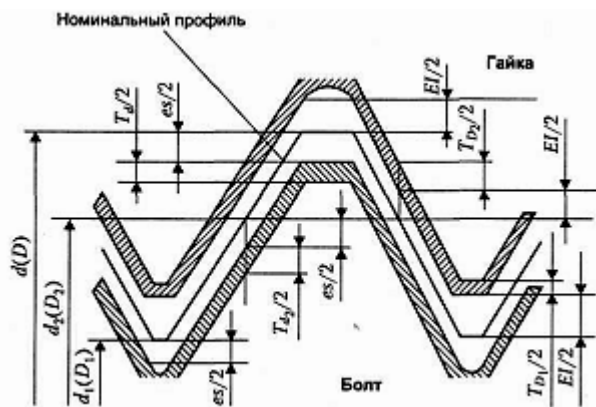


Рисунок 2.2 Расположение полей допусков метрической резьбы болта и гайки с зазором

Схемы расположения основных отклонений диаметров наружной и внутренней резьбы с зазором приведены на рисунках 3.3

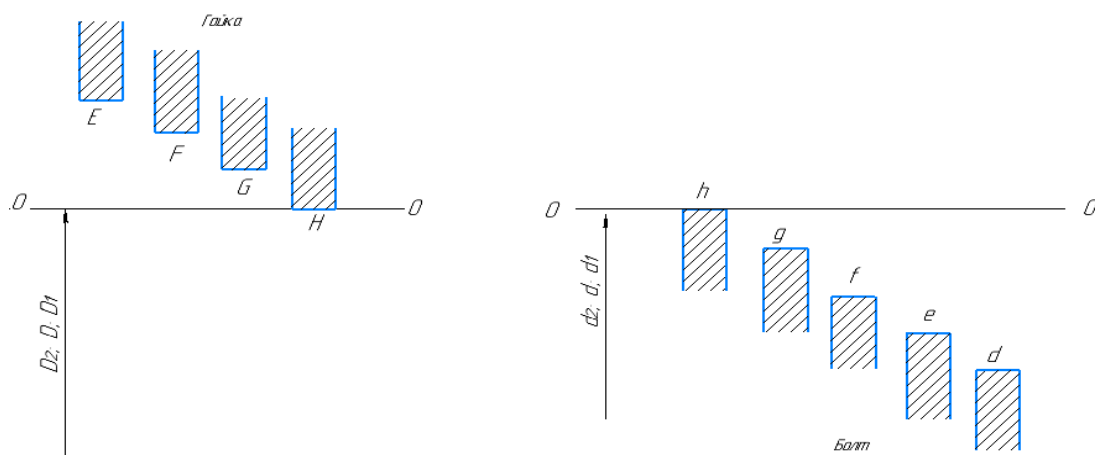


Рисунок 3.3 – Основные отклонения метрической резьбы при посадке с зазором

Рекомендуемые поля допусков наружных и внутренних резьб, образующих посадки с зазором, приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3 – Рекомендуемые поля допусков резьбы (ГОСТ 16093 – 2004)

Класс точности	Группа длин свинчивания									
	S		N					L		
Поле допуска наружной резьбы										
Точный	-	(3h4h)	-	-	-	(4g)	4h	-	-	(5h4h)
Средний	5g6g	(5h6h)	(6d)	6e	6f	[6g]	6h	(7e6e)	7g6g	(7h6h)
Грубый	-	-	-	8e	-	8g	-	(9e8e)	9g8g	-
Поле допуска внутренней резьбы										
Точный	(5G)	4H	-		5H			-		6H
Средний		5H	6G		[6H]			(7G)		7H
Грубый			(7G)		7H			(8G)		8H

По степени предпочтительности выбора поля допуска в таблице 2.3 подразделяются следующим образом:

- поля допусков, указанные в квадратных скобках, отобраны для коммерческих крепежных изделий;
- поля допусков, набранные жирным шрифтом, отобраны для выбора в первую очередь;
- поля допусков, набранные светлым шрифтом, отобраны для выбора во вторую очередь;
- поля допусков, указанные в скобках, предназначены в третью очередь;

Установлены 3 группы длин свинчивания:

S – малая (короткая);

N – нормальная;

L – большая (длинная).

На чертежах поле допуска резьбы указывают после обозначения размера резьбы (ГОСТ-81):

Болт М24 – 6g; гайка М24 – 6H (при длине свинчиваемости N)

Если длина свинчиваемости отличается от нормальной:

М24 – 6g – 40.

На сборочных чертежах посадки резьбовых соединений обозначают дробью, в числителе которой указывают допуск гайки, в знаменателе – допуск болта, например:

М24 – 6H/6g; М12 – 4H5H/4h; левой резьбы М 12×0,5LH – 6H/6g.

3.2.2 Посадка с натягом

Посадки с натягом по среднему диаметру используют, когда конструкция узла не допускает применения резьбового соединения типа болт – гайка из-за возможного нарушения герметичности и самоотвинчивания шпилек под действием вибрации, переменных нагрузок и изменения рабочей температуры. Примером может служить посадка резьбы шпилек в корпуса двигателей. Шпильку следует ввинчивать в корпус туго, чтобы исключить её проворачивание при затяжке в процессе сборки и эксплуатации или при отвинчивании гайки (соединенной по посадке H/h с другим концом шпильки) для ремонта и осмотра механизма.

Посадки с натягом регламентированы ГОСТ 4608 – 81, который распространяется на метрические резьбы с профилем по ГОСТ 9150 – 2002 диаметром 5...45 мм и шагом 0,8...3 мм. Диаметры и шаги резьб для посадок с натягами должны соответствовать указанному в таблице 1 приложение Б.

Посадки с натягом по среднему диаметру предусмотрены только в системе отверстия, имеющей большие технологические преимущества перед системой вала.

Основные отклонения и степени точности резьбы должны соответствовать указанным в табл. 2.4.

Таблица 3.4 – Основные отклонения и степени точности резьбы

Вид резьбы	Диаметры резьбы	Основные отклонения при шагах P , мм		Степени точности
		до 1,25 мм	св. 1,25 мм	
Наружная резьба	Наружный d	e	c	6
	Средний d_2	$n; p; r$		2; 3
Внутренняя резьба	Наружный D	H		-
	Средний D_2	H		2
	Внутренний D_1	D	C	4; 5

Числовые значения основных отклонений наружного (d) и среднего (d_2) диаметров наружной резьбы и внутреннего диаметра (D_1) внутренней резьбы.

Числовые значения основных отклонений среднего (D_2) и наружного (D) диаметра внутренней резьбы, допусков внутреннего диаметра внутренней резьбы (T_{D1}) и допусков наружного диаметра наружной резьбы (T_d)

Числовые значения допусков среднего диаметра наружной (T_{d2}) и внутренней (T_{D2}) – по ГОСТ 16093 – 2004.

Расположение полей допусков наружной и внутренней резьбы показано на рисунке 4.4

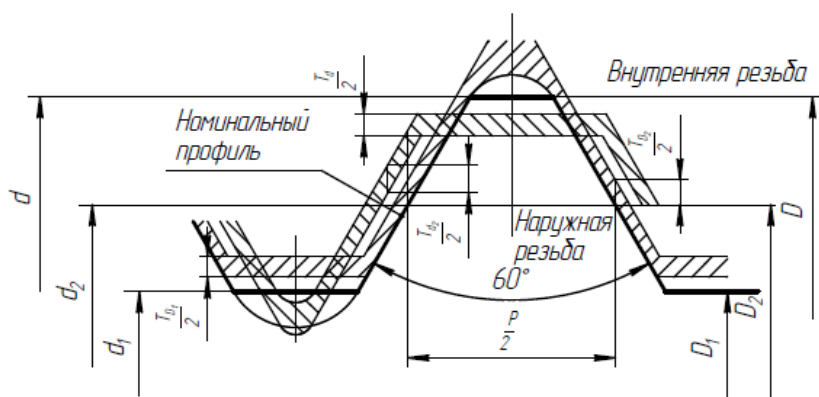


Рисунок 3.4 Расположение полей допусков метрической резьбы болта и гайки с натягом

Основные отклонения наружной и внутренней резьбы при посадках с натягом показано на рисунке 3.5

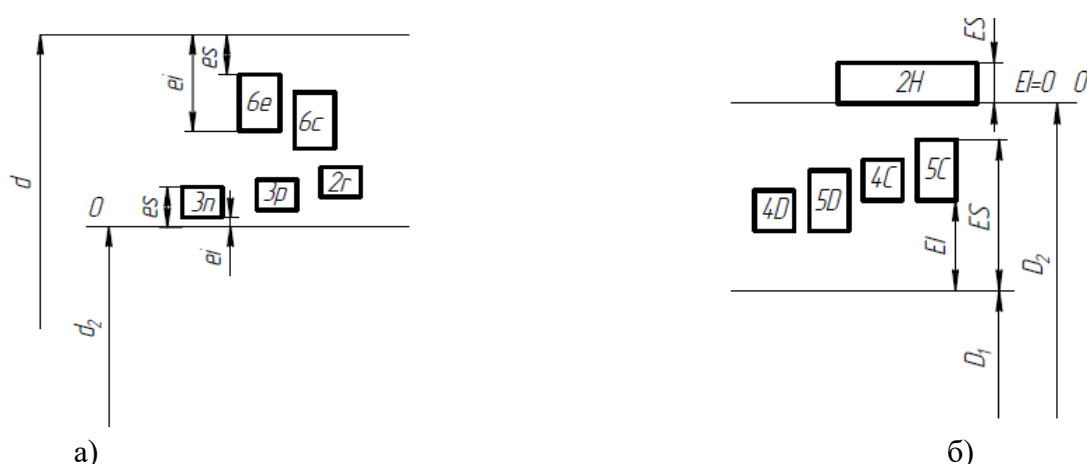


Рисунок 3.5 – Основные отклонения метрической резьбы при посадке с натягом: а) наружная резьба; б) внутренняя резьба

Посадки с натягом по среднему диаметру предусмотрены только в системе отверстия, имеющей большие технологические преимущества перед системой вала.

Допуски среднего диаметра резьбы деталей, сортируемых на группы, не включают диаметральных компенсаций отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля. Это объясняется тем, что крутящий момент при затяжке соединений в большей степени зависит от натяга по собственно среднему диаметру, чем от натяга по приведенному среднему диаметру резьбы, поэтому указанные в стандарте предельные отклонения собственно средних диаметров резьбы гнезда и шпильки используют при их сортировке на группы для селективной сборки. Допуски среднего диаметра резьбы деталей, не сортируемых на группы, являются суммарными.

Предельные отклонения внутреннего диаметра наружной резьбы не установлены, их ограничивают положением поля допуска среднего диаметра и предельными отклонениями формы впадины наружной резьбы. Верхнее отклонение наружного диаметра внутренней резьбы также не регламентировано. Установленные поля допусков и посадки приведены в таблице 2.5

Таблица 3.5 – Поля допусков резьбы и их сочетания в посадках с натягом

Материал детали с внутренней резьбой	Поле допуска резьбы			Посадка при P , мм		Дополнительные условия сборки
	Наружной	Внутренней при P , мм		До 1,25	Св. 1,25	
		До1,25	Св. 1,25			
Чугун, алюминиевые сплавы	2r	2H5D	2H5C	2H5D/2r	2H5C/2r	-
Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	3p(2)	2H5D (2)	2H5C(2)	2H5D(2)/3p(2)	2H5C(2)/3p(2)	Сортировка на две группы
Сталь, высокопрочные и титановые сплавы	3п(3)	2H4D(3)	2H4C(3)	2H4D(3)/ 3п (3)	2H4C(3)/3п (3)	Сортировка на три группы

Примечание: В скобках указано число групп сортировки.

Длины свинчивания резьбовых соединений при посадках с натягом в зависимости от материала детали с внутренней резьбой должны устанавливаться в следующих пределах: стали, высокопрочные и титановые сплавы $(1...1,25)d$ чугуны $-(1,25...1,5)d$ алюминиевые и магниевые сплавы $- 1,5...2d$. При других длинах свинчивания или других материалах требуется дополнительная проверка посадок.

Для посадок с гарантированным натягом необходимо устанавливать весьма малые допуски по среднему диаметру. При больших допусках сочетание размеров, создающее наименьший натяг, не гарантирует от проворачивания шпилек, при наибольшем натяге возможно разрушение шпильки или срез резьбы гнезда. В связи с этим, для резьб с натягом допуск на собственно средний диаметр резьбы установлен: для гнезд – по степени точности 2, для шпилек – по степеням точности 3 и 2.

Для обеспечения более однородного натяга и повышения прочности соединений резьбовые детали сортируют на группы, а затем собирают из одноименных групп.

Для устранения заклинивания при свинчивании тугой резьбы по наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены гарантированные зазоры. При установлении этих зазоров учитывают, что после свинчивания резьбовой пары вследствие остаточной пластической деформации витков наружный диаметр резьбы шпильки увеличивается, а внутренний диаметр резьбы гнезда (если оно в корпусе из пластического металла) уменьшается пропорционально увеличению натяга. Вследствие этого действительные зазоры по наружному и внутреннему диаметрам значительно меньше нормированных. Для повышения циклической прочности шпилек необходимо, чтобы по внутреннему диаметру резьбы был обеспечен зазор после свинчивания деталей. По наружному диаметру зазор после свинчивания деталей может быть равен нулю.

Для резьб с натягом установлены допускаемые отклонения половины угла профиля и шага резьбы шпилек и гнезд на длине свинчивания. Отклонения половины угла профиля и шага резьбы контролируют только у шпилек, для гнезд эти отклонения обеспечивают при изготовлении резьбообразующего инструмента соответствующей точности

3.2.3 Переходные посадки

Переходные посадки метрической резьбы с профилем по ГОСТ 9150 – 2002 установлены ГОСТ 24834 – 81. Диаметры и шаги резьб для соединений с переходными посадками указаны в таблице 1 (Приложения В).

При выборе диаметров следует предпочитать первый ряд второму.

Основные отклонения и степени точности резьбы должны соответствовать указанным в таблице 3.6

Таблица 3.6 Основные отклонения и степени точности резьбы переходных посадок

Вид резьбы	Диаметр резьбы	Номинальный диаметр резьбы, мм	Основные отклонения	Степени точности
Наружная резьба	Наружная d	От 5 до 45	g	6
	Средний d ₂	От 5 до 16	Jk;m	2; 4
		От 18 до 30	J; m	2; 4
		От 33 до 45	jh	4
Внутренняя резьба	Наружная D	От 5 до 45	H	-
	Средний D ₂	От 5 до 30	H	3; 4; 5
		От 33 до 45	H	5
	Внутренний D ₁	От 5 до 45	H	6

Расположение полей допусков в резьбовых переходных посадках показано на рис. 3.6.

Отклонения отсчитываются от номинального профиля резьбы, в направлении, перпендикулярном к оси резьбы.

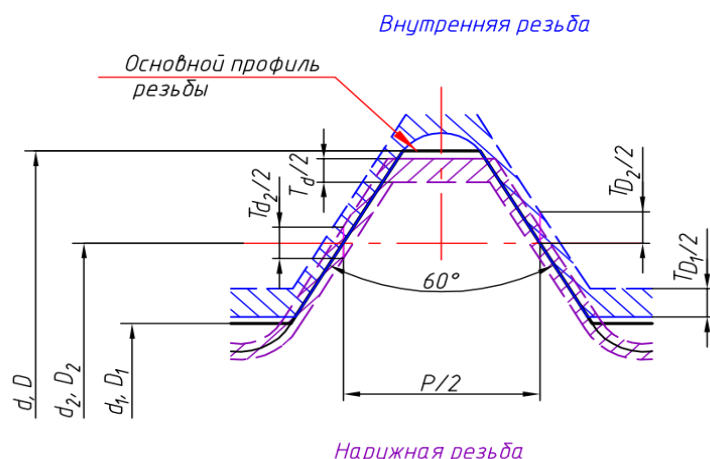


Рисунок 3.6 – Расположение полей допусков в резьбовых переходных посадках

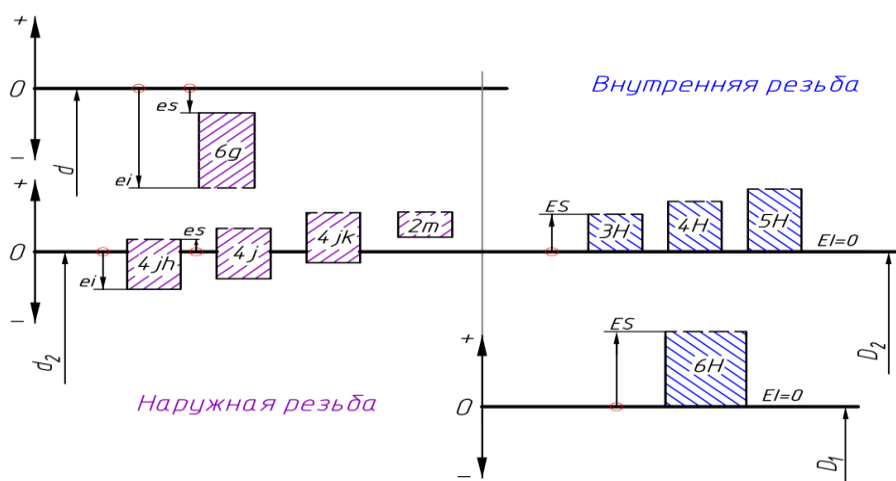


Рисунок 2.7 Основные отклонения метрической резьбы при переходных посадках

Числовые значения основных отклонений наружного диаметра наружной резьбы d , а также наружного, среднего и внутреннего диаметров внутренней резьбы D ; D_2 ; D_1 – по ГОСТ 16093.

Числовые значения основных отклонений среднего диаметра наружной резьбы d_2 , должны соответствовать указанным в таблице В.2

Числовые значения допусков среднего диаметра наружной и внутренней резьбы должны соответствовать указанным в таблице В.3

Поля допусков резьбы и их сочетания в посадках должны соответствовать указанным в табл. 3.7.

Таблица 2.7– Поля допусков и их сочетания в переходных посадках метрических резьб

Материал детали с внутренней резьбой	Номинальный диаметр резьбы d , мм	Поля допусков		Посадки
		Внутренней резьбы	Наружной резьбы	
Сталь	5...16	4H6H; 3H6H	4jk ; 2m	4H6H /4 jk; 3H6H/2m
	18...30	4H6H; 3H6H	4 j; 2m	4H6H/4j; 3H6H/2m
	33...45	5H6H	4jh	5H6H/4jh

Чугун, алюминиевые и магниеые сплавы	5...16	<i>5H6H;</i> <i>3H6H</i>	<i>4jk;</i> <i>2m</i>	<i>5H6H/4jk;</i> <i>3H6H/2 m</i>
	18... 30	<i>5H6H;</i> <i>3H6H</i>	<i>4 j;</i> <i>2m</i>	<i>5H6H/4j;</i> <i>3H6H/2 m</i>
	33...45	<i>5H6H</i>	<i>4 j</i>	<i>5H6H/4jh</i>

Примечание: Все указанные посадки предусматривают обязательное применение до-

Задание №2. Определение характеристик резьбового соединения

Пример 1

Для соединения М 36—6Н/6g определить допуски, предельные отклонения, размеры; начертить схему расположения полей допусков для основных диаметров резьбы.

Решение

Если указан один класс допуска резьбы гайки 6Н, то это значит, что класс допуска среднего диаметра и класс допуска внутреннего диаметра тоже 6Н.

Если указан один класс допуска резьбы болта 6g, то это значит, что класс допуска среднего диаметра и класс допуска наружного диаметра тоже 6g.

Номинальные значения среднего и внутреннего диаметров резьбы должны соответствовать указанным в таблице 1 ГОСТ24705 – 2004 или вычислены по формулам:

$$d_2 = d - 0,6495P = 36 - 0,6495 \cdot 1 = 35,350$$

$$d_1 = d - 1,0825 P = 36 - 1,0825 \cdot 1 = 34,917$$

$$d_3 = d - 1,2267P = 36 - 1,2267 \cdot 1 = 34,773.$$

Далее вычисляем предельные значения диаметров болта, используя таблицы предельных отклонений резьбы болтов в ГОСТ 16093 – 2004.

$d_{2min} = 35,350 - 0,151 = 35,199$ мм (нижнее отклонение равно 151 мкм для класса допуска 6g диаметра d_2);

$d_{max} = 36 - 0,026 = 35,974$ мм (верхнее отклонение равно 26 мкм для класса допуска 6g диаметра d);

$d_{min} = 36 - 0,206 = 35,794$ мм (нижнее отклонение равно 151 мкм для класса допуска 6g диаметра d);

$d_{1max} = 34,917 - 0,026 = 34,891$ мм (верхнее отклонение равно 26 мкм для класса допуска 6g диаметра d_1);

d_{1min} не нормируется.

Аналогично вычисляем предельные значения диаметров гайки, используя таблицы предельных отклонений резьбы гайки в ГОСТ 16093 – 2004.

$D_{2max} = 35,350 + 0,170 = 35,52$ мм (верхнее отклонение равно + 170 мкм для класса допуска 6Н диаметра D_2);

$D_{2min} = 35,35$ мм (нижнее отклонение равно нулю для любых классов допусков с основным отклонением Н);

$D_{1max} = 34,917 + 0,236 = 35,153$ мм (верхнее отклонение равно + 236 мкм для класса допуска 6Н диаметра D_1);

$D_{1min} = 34,917$ (нижнее отклонение равно нулю для любых классов допусков с основным отклонением Н);

D_{max} не нормируется.

$D_{min} = D = 36$ (нижнее отклонение равно нулю для любых классов допусков с основным отклонением Н).

Строим схему расположения интервалов допусков для данного резьбового соединения

Пример 2

Для резьбового соединения с натягом М 30×2- $\frac{2H5C}{2r}$ определить размеры, допуски, предельные отклонения, начертить схему расположения полей допусков для основных диаметров резьбы.

Решение

Для номинального размера резьбы 30 мм и шага $P = 2$ мм (диаметры и шаги резьб для

соединений с натягом указаны в таблице Б.1 приложения Б).

Основные размеры по ГОСТ 24705-2004

Номинальный средний диаметр $D_2=d_2=28,701\text{мм}$;

Номинальный внутренний диаметр $D_1=d_1=27,835\text{мм}$

Числовые значения основных отклонений среднего и наружного диаметра внутренней резьбы D и D_2 , допусков внутреннего диаметра внутренней резьбы D_1 и допусков наружного диаметра d наружной резьбы – по ГОСТ 16093 – 2004

Предельные отклонения для посадки - $\frac{2H5C}{2r}$

-для внутренней резьбы:

D_2 : $ES = +90$;

D_1 : $ES = +450$, $EI = +150$;

D : $EI = 0$

- для наружной резьбы:

d : $es = -150$

d_2 : $es = +179$

$ei = -430$

$ei = +112$

$D_{2\min} = 28,701$ (нижнее отклонение равно нулю для любых классов допусков с основным отклонением H);

$D_{2\max} = 28,701 + 0,09 = 28,710$ (верхнее отклонение $+90$ мкм классов допусков $2H$)

$D_{1\min} = 27,835 + 0,150 = 27,985$ мм (нижнее отклонение равно $+150$ мкм для класса допуска $5C$ диаметра D_1);

$D_{1\max} = 27,835$ (верхнее отклонение равно $+450$ для класса допуска $5C$ для диаметра D_1);

$d_{2\text{ном.}} = 28,701$ (нижнее отклонение равно 112 мкм для класса допуска $2r$);

$d_{2\max} = 28,701 + 0,179 = 28,88$ мм (верхнее отклонение равно 179 мкм для класса допуска $2r$);

$d_{\min} = 30 - 0,430 = 29,57$ мм (нижнее отклонение равно 430 мкм для класса допуска $6c$);

$d_{\max} = 30 - 0,150 = 29,85$ мм мм (верхнее отклонение равно 150 мкм для класса допуска

$6c$);

Строим схему расположения интервалов допусков для данного резьбового соединения

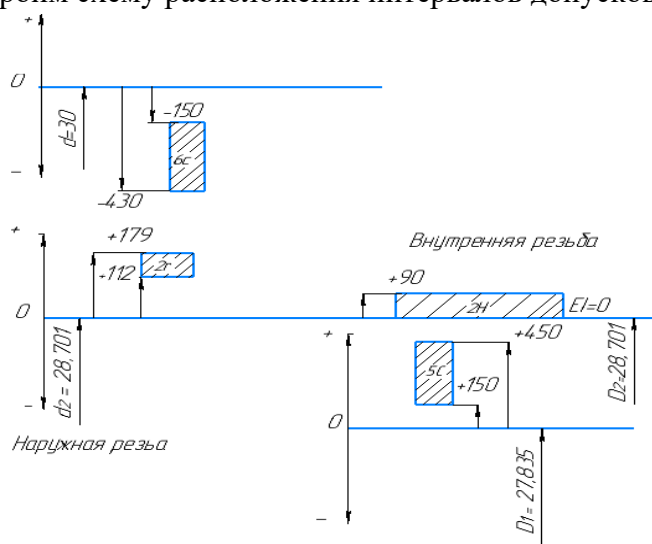


Рисунок 2.8 – Схема полей допусков резьбового соединения с натягом

Пример 3

Для резьбового соединения с переходной посадкой M24×2-5H6H/4j определить размеры, допуски, предельные отклонения, начертить схему расположения полей допусков для основных диаметров резьбы.

Решение

Диаметры и шаги резьб для соединений с переходными посадками указаны в таблице 1 приложения В.

При выборе диаметров следует предпочитать первый ряд второму.

Основные отклонения и степени точности резьбы должны соответствовать указанным в таблицах В.3; В.4; В.5.6

Решение

Для номинального размера резьбы 24 мм и шага $P = 2$ мм находим – Числовые значения основных отклонений наружного диаметра d наружной резьбы, а также наружного, среднего и внутреннего диаметров внутренней резьбы D , D_2 , D_1 – по ГОСТ 16093 – 2004

Числовые значения основных отклонений среднего диаметра наружной резьбы должны соответствовать указанным в табл. В.2 приложение В.

Номинальный средний диаметр $D_2 = d_2 = 22,701$ мм;

Номинальный внутренний диаметр $D_1 = d_1 = 21,835$ мм;

По таблицы В.3 находим предельные отклонения диаметров наружной резьбы:

d : $es = - 38$ d_2 : $es = +58$

$ei = - 318$ $ei = - 48$

По таблицы В.4 находим предельные отклонения диаметров внутренней резьбы.

D_2 : $ES = +180$ $EI = 0$

D_1 : $ES = +375$, $EI = 0$;

D : $EI = 0$

$D_{2min} = 22,701$ (нижнее отклонение равно нулю для любых классов допусков с основным отклонением H);

$D_{2max} = 22,701 + 0,180 = 22,881$ (верхнее отклонение +180 мкм классов допусков 2H)

$D_{1min} = 21,835$ мм (нижнее отклонение равно 0 мкм для класса допуска 5H диаметра D_1);

$D_{1max} = 21,835$ (верхнее отклонение равно +375 мкм для класса допуска 5H для диаметра D_1);

$d_{2ном.} = 22,701$ (нижнее отклонение равно - 48 мкм для класса допуска 4j);

$d_{2max} = 22,701 + 0,058 = 22,759$ мм (верхнее отклонение равно +58 мкм для класса допуска 4j);

$d_{min} = 24 - 0,318 = 23,682$ мм (нижнее отклонение равно 318 мкм для класса допуска 6g);

$d_{max} = 24 - 0,038 = 23,962$ мм (верхнее отклонение равно 38 мкм для класса допуска 6g);

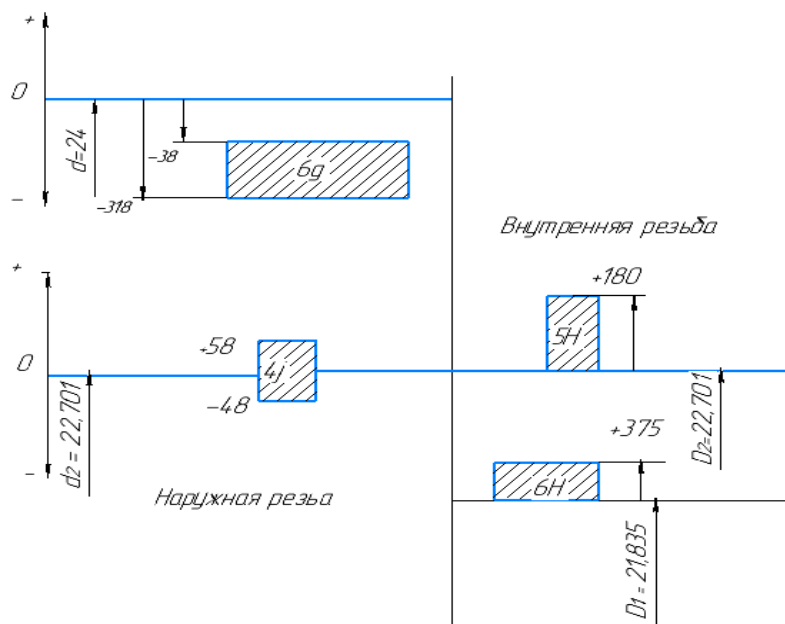


Рисунок 2.9 – Схема полей допусков резьбового соединения с переходной посадкой

Задание 2. Варианты заданий для расчета посадок резьбовых соединений

Вариант	Обозначение резьбового соединения		
1	2	3	4
1	M14-6H/5g6g	M22×1,5-3H6H /2m	M18×1,5-2H4C(3) /3n(3)
2	M16-7G/5h6h	M6-4H6H/4jk	M33×2-2H5C/2r
3	M18×1-7H/6g	M20×1,5-4H6H/4j	M27-2H4C(3)/3n(3)
4	M20×2-8G/7h6h	M27-3H6H/4j	M8-2H5D/2r
5	M48×2-7G/7g6g	M36×3-5H6H/4jh	M39×3-2H5C/2r
6	M50×2-5G/5h6h	M18-3H6H /2m	M45×3-2H4C(3)/3n(3)
7	M60-6H/7e6e	M42×3-5H6H/4jh	M16-2H5D (2)/3p(2)
8	M8×0,5-5H/5g6g	M14-4H6H/4j	M36×3-2H4C(3)/3n(3)
9	M64×4-7G /7h6h	M33×2-5H6H/4jh	M24×2-2H5C(2)/3p(2)
10	M36×1,5-5H /3h4h	M10×1,25-4H6H/jk	M22×1,5-2H5C/2r
11	M80×3-8G /9g8g	M39×3-3H6H/2m	M10×1,25-2H5D(2)/3p(2)
12	M24×1,5-8H8G /7g6h	M14×1, 5-4H6H/4jk	M30×2-2H4C(3)/3n(3)
13	M22×1-5G /3h4h	M30×2-5H6H/4jh	M20-2H5C(2)/3p(2)
14	M100×2-8H /7h6h	M5-3H6H/2m	M42×3-2H5C/2r
15	M60×4-7H /5h6h	M45×3-5H6H/4jh	M12×1,25-2H5D(2)/3p(2)
16	M110×1,5-7G /6f	M6-4H6H/4jk	M33×2-2H4C(2)/3n(3)
17	M27×2-4G4H /5h4g	M8-3H6H/2m	M27×2-2H5C(2)/3p(2)
18	M10×0,5-4H5H/5h6h	M12-4H6H/4jk	M6-2H5D/2r
19	M20×1,5-5G6H/4h6g	M39×3-3H6H/2m	M45×3-2H5C/2r
20	M60×3,5-4G4H/4h4g	M27×2-4H6H/4j	M5-2H4D(3)/3n(3)

3 Краткие сведения о размерных цепях

Процесс создания новых машин проходит несколько стадий, в том числе стадии разработки технического и рабочего проекта. При разработке технического проекта полезно выполнять размерный анализ конструкции машины. Такой анализ помогает выбрать рациональные схемы компоновки деталей и узлов сборочных единиц машины и принять рациональные конструктивные решения. При проектировании рабочего проекта окончательно рассчитывают допуски размеров деталей машин.

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, определяющих точность взаимного расположения осей и поверхностей одной или нескольких деталей непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур. По виду задач, в решении которых участвуют цепи, они делятся на конструкторские, технологические и измерительные.

Конструкторские размерные цепи решают задачу по обеспечению точности при конструировании. Они устанавливают связь размеров детали в изделии.

Технологические размерные цепи решают задачу по обеспечению точности при изготовлении деталей машин, устанавливают связь размеров деталей на разных этапах технологического процесса.

Измерительные размерные цепи решают задачу обеспечения точности при измерении, устанавливают связь между звеньями, которые влияют на точность измерения.

называется каждый из размеров, образующих размерную цепь. Звеном размерной цепи может быть линейный или угловой размер машины, узла, детали, определяющий размер поверхности (например, диаметр) или относительное расстояние (например, координирующий размер), либо относительный поворот поверхностей или их осей. Каждая размерная цепь содержит одно (и только одно) исходное или замыкающее звено и несколько составляющих звеньев.

В зависимости от расположения звеньев, цепи делятся на плоские и пространственные. В зависимости от вида звеньев различают линейные размерные цепи (звеньями являются линейные размеры) и угловые. Звенья линейной размерной цепи обозначают прописной буквой русского алфавита с соответствующим числовым индексом, звенья угловых цепей – строчной буквой греческого алфавита.

Исходным называется звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия в соответствии с техническими условиями. Понятие исходного звена используется при проектном расчете размерной цепи. В процессе обработки или при сборке изделия исходное звено получается обычно последним, замыкая размерную цепь. В этом случае такое звено называют *замыкающим* (A_{Δ} , B_{Δ} и т. д.). Таким образом, замыкающее звено непосредственно не выполняется, а представляет собой результат выполнения (изготовления) всех остальных звеньев цепи.

Составляющим называют звено размерной цепи, изменение которого вызывает изменение исходного или замыкающего звена. Составляющие звенья делятся на увеличивающие и уменьшающие. *Увеличивающие* звенья ($\vec{A}_i$, $\vec{B}_i$) – звенья, с увеличением которых замыкающее звено увеличивается, а *уменьшающие* ($\vec{A}_i$, $\vec{B}_i$) – с увеличением которых замыкающее звено уменьшается. При правильном определении увеличивающих и уменьшающих звеньев стрелки над буквами должны указывать движение в одном направлении по замкнутому контуру размерной цепи.

Расчет размерных цепей и их анализ – обязательный этап конструирования машин, способствующий повышению качества, обеспечению взаимозаменяемости и снижению трудоемкости их изготовления. *Сущность* расчета размерной цепи заключается в установлении допусков и

предельных отклонений всех ее звеньев исходя из требований конструкции и технологии. При этом различают две задачи: прямая и обратная.

Прямая задача заключается в определении номинальных размеров, допусков и предельных отклонений всех составляющих звеньев размерной цепи по заданным номинальному размеру и допуску (отклонениям) исходного звена. Такая задача относится к проектному расчету размерной цепи.

Обратная задача заключается в определении номинального размера, допуска и предельных отклонений замыкающего звена по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев. Такая задача относится к поверочному расчету размерной цепи.

При расчете размерных цепей применяют методы:

- а) полной взаимозаменяемости (по ГОСТу метод расчета на максимум-минимум);
- б) теоретико-вероятностный;
- в) групповой взаимозаменяемости;
- г) регулирования;
- д) пригонки.

Методы б–д обеспечивают неполную или частичную взаимозаменяемость. В то же время метод теоретико-вероятностного расчета практически полностью обеспечивает взаимозаменяемость, т. к. вероятность выхода размера замыкающего звена за рассчитанные по этому методу пределы равна 0,0027, или 0,27 %. Однако в ряде производственных задач должна обеспечиваться 100%-ная взаимозаменяемость

При построении размерных цепей следует руководствоваться их основными свойствами:

- цепь должно быть замкнута;
- размер любого звена сборочной цепи должна относиться к элементам одной и той же детали; исключением является замыкающее звено, которое всегда соединяет элементы разных деталей;
- цепь должна быть проведена наикратчайшим способом, т.е. деталь своими элементами должна входить в размерную цепь только один раз.

3.1 Основные соотношения и порядок расчета размерных цепей

На основании свойства замкнутости размерной цепи существует зависимость, которая связывает номинальные размеры звеньев. Для плоских размерных цепей с номинальными звеньями она имеет следующий вид:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{A}_j - \sum_{j=1}^m \overleftarrow{A}_j, \quad (3.1)$$

где n, m – число увеличивающих и уменьшающих звеньев размерной цепи.

Для определения зависимости, связывающей допуски звеньев в размерной цепи ($\vec{T}_j$ и $\overleftarrow{T}_j$), определим наибольшее и наименьшее значения замыкающего звена:

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{j=1}^n \vec{A}_j^{\max} - \sum_{j=1}^m \overleftarrow{A}_j^{\min}, \quad (3.2)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{j=1}^n \vec{A}_j^{\min} - \sum_{j=1}^m \overleftarrow{A}_j^{\max} \quad (3.3)$$

Вычитаем уравнение (3.3) из уравнения (3.2):

$$T_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{T}_j - \sum_{j=1}^m \overleftarrow{T}_j, \quad (3.4)$$

Окончательно можем записать

$$T_{\Delta} = \sum_{j=1}^{k-1} T_j, \quad (3.5)$$

где k – количество звеньев размерной цепи, включая замыкающее звено.

Из формулы (2.5) следует, что допуск размера замыкающего звена равен сумме допусков размеров составляющих звеньев. Поэтому для обеспечения наибольшей точности замыкающего звена размерная цепь должна состоять по возможности из меньшего числа звеньев.

Аналогичным образом определяются верхние и нижние отклонения замыкающего звена:

$$ES(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n ES(\vec{A}_j) - \sum_{j=1}^m EI(\overleftarrow{A}_j); \quad (3.6)$$

$$EI(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n EI(\vec{A}_j) - \sum_{j=1}^m ES(\overleftarrow{A}_j); \quad (3.7)$$

Координата середины поля допуска замыкающего звена определяется выражением

$$C_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{C}_j - \sum_{j=1}^m \overleftarrow{C}_j \quad (3.8)$$

Таким образом, если известны размеры и поля допусков составляющих звеньев размерной цепи, то по формулам (3.1) – (3.8) можно определить все параметры замыкающего звена.

Расчет размерных цепей при решении *прямой задачи* состоит из следующих этапов:

1 Выявляется замыкающее звено и определяются его номинальный размер, допуск и координата середины поля допуска.

2 Выявляются составляющие звенья и определяются по рабочим чертежам деталей их номинальные размеры. Производится проверка правильности установления номинальных размеров по формуле (3.1).

3 Если в изделии несколько размерных цепей, связанных друг с другом, то составляется таблица с указанием для каждой цепи среднего значения номинальных размеров и среднего значения допуска для составляющих звеньев.

4 По среднему значению допуска на составляющие звенья и по величине допуска на замыкающее звено выбирается метод достижения точности замыкающего звена и устанавливается очередность расчета размерных цепей.

Дальнейший порядок расчета размерных цепей зависит от выбранного достижения точности замыкающего звена.

При решении обратной задачи порядок расчета размерных цепей будет несколько иным. При этом следует различать теоретические и производственные расчеты. Теоретические расчеты используются технологами сборщиками при внедрении в производство новых изделий с целью установления методов сборки. Производственные расчеты выполняются в условиях, когда изделие уже находится в производстве, и цель их заключается в проверке правильности назначения допусков на составляющие звенья, а при расчете по вероятностному методу и в уточнении принятых значений коэффициентов относительного рассеивания и относительной асимметрии.

Порядок теоретического расчета:

1 Выявляется замыкающее звено и составляющие звенья размерной цепи по сборочному чертежу изделия. По рабочим чертежам деталей устанавливаются номинальные размеры,

допуски и предельные отклонения на все составляющие звенья размерной цепи. Составляется схема размерной цепи и определяются типы составляющих звеньев.

2 Выбирается метод расчета размерных цепей.

3 Производится вычисление номинального размера, допуска и координаты середины поля допуска замыкающего звена в зависимости от принятого метода расчета размерных цепей.

При производственном расчете также определяются предельные отклонения замыкающего звена, и выполняется сравнение полученных результатов с теоретическими расчетами. Вносятся соответствующие коррективы.

Основной целью расчета размерных цепей является критический анализ правильности простановки размеров, допусков и предельных отклонений на размеры составляющих звеньев, а также выбора метода достижения точности замыкающего звена и выбора метода сборки.

Практика показывает, что нередко в рабочих чертежах деталей допуски на ответственные размеры либо отсутствуют, либо установлены слишком жесткими, либо наоборот – очень широкими. В данном случае допуски должны быть изменены и согласованы с конструктором.

Пример решения задачи

Подсчитать номинальные значения и предельные отклонения замыкающего звена размерной цепи, изображенной на рисунке 3.1 Исходные данные приведены в таблице 3.1

Таблица 3.1 Исходные данные

Предельно допустимые размеры		
$A_1 = 70_{-0,4}$	$A_2 = 40 \pm 0,17$	$A_3 = 12 \pm 0,12$
$B_1 = A_1 = 40 \pm 0,17$	$B_2 = 20 \pm 0,14$	$B_3 = 6^{+0,09}$, половина диаметра отверстия $\varnothing 12^{+0,18}$
$V_1 = 40_{-0,34}$	$V_2 = 10 \pm 0,1$	$V_3 = 10 \pm 0,1$

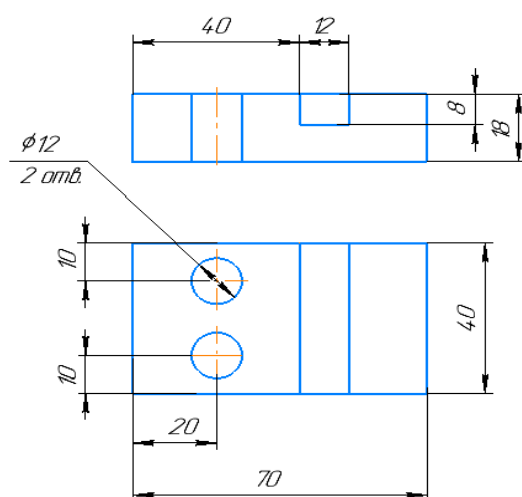


Рисунок 3.1 - Эскиз детали

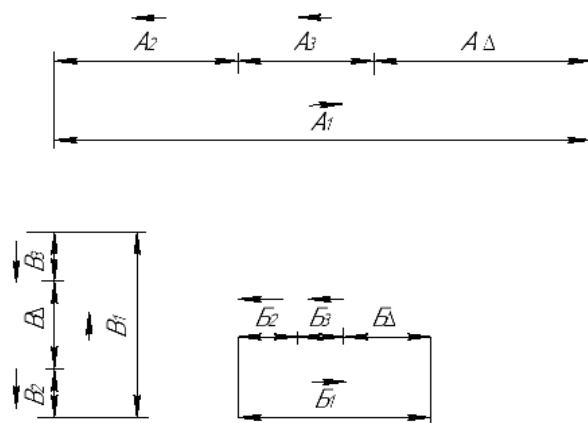


Рисунок 3.2 – Размерные цепи

Первая цепь

Замыкающее звено A_{Δ} (искомый размер) входит в цепь.

Используя уравнение 3.1 получаем номинальный размер замыкающего звена

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{A}_j - \sum_{j=1}^m \overleftarrow{A}_j = 70 - 40 - 12 = 18 \text{ мм},$$

Используя уравнения 3.2 и 3.3 получаем предельные значения:

$$ES(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n ES(\vec{A}_j) - \sum_{j=1}^m EI(\overleftarrow{A}_j) = 0 - (-170) - (-120) = +290 \text{ мкм}$$

$$EI(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n EI(\vec{A}_j) - \sum_{j=1}^m ES(\overleftarrow{A}_j) = -400 - 170 - 120 = -690 \text{ мкм}$$

Таким образом, получаем искомый размер с предельными отклонениями

$$A_{\Delta} = 18^{+0,29}_{-0,69}$$

Произведем проверку

$$T_{\Delta} = +290 - (-690) = 400 + 340 + 240 \Rightarrow 980 = 980.$$

Вторая цепь. Размеры цепи обозначены буквами B_j . Здесь $\vec{B}_1 = 40 \pm 0,17$; $\vec{B}_2 = 20 \pm 0,14$; $\vec{B}_3 = 6^{+0,09}_{-0,14}$

Рассуждая аналогично с расчетом первой размерной цепи, для замыкающего звена получаем:

- номинальный размер

$$B_{\Delta} = 40 - 20 - 6 = 14 \text{ мм};$$

- предельные значения:

$$ES(B_{\Delta}) = +170 - (-140) - 0 = +310 \text{ мкм};$$

$$EI(B_{\Delta}) = -170 - 140 - 90 = -400 \text{ мкм}.$$

$$\text{Следовательно: } B_{\Delta} = 14^{+0,31}_{-0,40}$$

Произведем проверку:

$$T_{\Delta} = +310 - (-400) = +340 + 280 + 90 \Rightarrow 710 = 710.$$

Третья цепь. Размеры цепи обозначены буквами V_j .

$$\text{Здесь } \vec{V}_1 = 40 \pm 0,34; \quad \vec{V}_2 = \vec{V}_3 = 10 \pm 0,1$$

Номинальный размер

$$V_{\Delta} = 40 - 10 - 10 = 20 \text{ мм};$$

Предельные значения:

$$ES(B_{\Delta}) = 0 - (-100) - (-100) = +200 \text{ мкм};$$

$$EI(B_{\Delta}) = -340 - 100 - 10 = -540 \text{ мкм}.$$

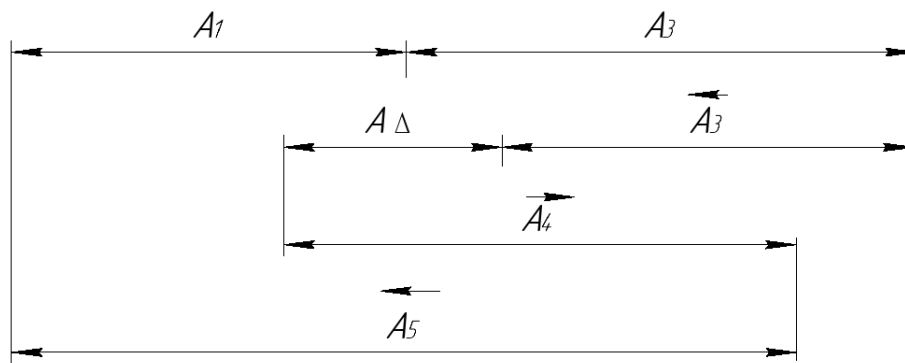
Следовательно:

$$B_{\Delta} = 20^{+0,20}_{-0,54}$$

Произведем проверку:

$$T_{\Delta} = +200 - (-540) = +340 + 200 + 200 \Rightarrow 740 = 740.$$

Задание 3. Задачи для расчета размерных цепей



Номер варианта	Предельно допустимые размеры, мм				
	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5
1	$45^{+0,17}_{-0,01}$	$25 - 0,14$	$10^{-0,05}_{-0,15}$	$18^{-0,12}_{-0,24}$	$68^{+0,2}$
2	$40^{+0,03}_{-0,01}$	$12^{+0,03}_{+0,01}$	$18^{+0,2}$	$16 - 0,24$	$38^{+0,12}$
3	$32^{+0,05}_{-0,02}$	$22^{+0,03}$	$28 - 0,1$	$10 \pm 0,1$	$30 \pm 0,2$
4	$12^{+0,03}_{-0,01}$	$40^{+0,03}_{-0,01}$	$20^{-0,12}_{-0,34}$	$38^{-0,1}_{-0,2}$	$30^{-0,12}_{-0,24}$
5	$48^{-0,12}_{-0,24}$	$18 \pm 0,3$	$20 - 0,24$	$16 \pm 0,1$	$20^{-0,12}_{-0,24}$
6	$12^{+0,03}_{-0,01}$	$25 - 0,14$	$10^{-0,05}_{-0,15}$	$10^{-0,05}_{-0,15}$	$35^{+0,17}$
7	$45^{+0,17}$	$27 - 0,14$	$12^{+0,03}_{-0,01}$	$10^{-0,05}_{-0,15}$	$62^{+0,03}_{-0,01}$

3 Перечень стандартов для проведения расчетов

ГОСТ 25346-2013 (ISO286-2010) Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки

ГОСТ 25347-2013 Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков, предельные отклонения отверстий и валов.

ГОСТ 8724-2002. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Диаметры и шаги.

ГОСТ 24705-2004. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры.

ГОСТ 16093-2004. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.

ГОСТ 4608 -81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.

ГОСТ 24834 -81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.

ПРИЛОЖЕНИЯ А (выписки из ГОСТ 25346-2013)

Т а б л и ц а 1 — Значения допусков для номинальных размеров до 3150 мм

Номинальный размер, мм		Значение стандартного допуска																			
		мкм													мм						
Св.	До включ	для качества																			
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
—	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,76	1,2	1,8
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	0,9	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
160	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	165	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7
500	630			9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11
630	800			10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
800	1000			11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
1000	1250			13	16	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5
1250	1600			15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
1600	2000			18	25	35	48	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
2000	2600			22	30	41	56	78	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28
2500	3150			26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33

ПРИЛОЖЕНИЯ Б (выписки из ГОСТ 4808-81)

Таблица Б.1 – Диаметры и шаги резьб для посадок с натягами, мм

Номинальный диаметр резьбы d		Шаги Р					
Ряд1	Ряд2	Крупный	Мелкие				
			3	2	1,5	1,25	1
5	-	30,8	-	-	-	-	-
6	-	1	-	-	-	-	-
8	-	1,25	-	-	-	-	1
10	-	1,5	-	-	-	1,25	-
12	-	1,75	-	-	1,5	1,25	-
-	14	2	-	-	1,5	-	-
16	-	2	-	-	1,5	-	-
-	18	2,5	-	2	1,5	-	-
20	-	2,5	-	2	1,5	-	-
-	22	2,5	-	2	1,5	-	-
24	-	3	-	2	-	-	-
-	27	3	-	2	-	-	-
30	-	-	-	2	-	-	-
-	33	-	-	2	-	-	-
36	-	-	3	-	-	-	-
-	39	-	3	-	-	-	-
42	-	-	3	-	-	-	-
-	45	-	3	-	-	-	-

Примечание: При выборе диаметров резьб следует предпочитать первый ряд второму

Таблица Б.2 – Числовые значения основных отклонений наружного и среднего диаметров наружной резьбы и внутреннего диаметра внутренней резьбы

Шаг Р, мм	Наружная резьба					Внутренняя резьба	
	Диаметры резьбы						
	d		d ₂			D ₁	
	Основные отклонения, мкм						
	es		ei			EI	
	e	c	n	p	r	D	C
0,8	-60	-	+34	+48	+71	+90	-
1	-60	-	+38	+53	+80	+90	-
1,25	-60	-	+42	+56	+85	+95	-
1,5	-	-140	+45	+63	+95	-	+140
1,75	-	-145	+50	+67	+100	-	+145
2	-	-150	+53	+75	+112	-	+150
2,5	-	-160	+63	+85	+125	-	+160
3	-	-170	+71	+95	+140	-	+170

Таблица Б.3 – Числовые значения допусков средних диаметров наружной и внутренней резьбы

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Степени точности		
		2	3	2
		Допуски, мм		
		T _{d2}		T _{D2}
Св.2,8 до 5,6	0,8	38	По ГОСТ 16093-2004	50
Св. 5,6 до 11,2	1	45		60
	1,25	48		63
	1,5	53		71
Св. 11,2 до 22,4	1,25	53		71
	1,5	56		75
	1,75	60		80
	2	63		85
	2,5	67		90
Св. 22,4 до 45	2	67		90
	3	80		106

Таблица Б. 4 – Предельные отклонения диаметров наружной и внутренней резьбы для посадок $\frac{2H5D}{2r}$, $\frac{2H5C}{2r}$

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Наружная резьба				Внутренняя резьба				
		Диаметры резьбы								
		d		d ₂		D	D ₂		D ₁	
		Предельные отклонения, мкм								
		es	ei	es	ei	EI	ES	EI	ES	EI
Св.2,8 до 5,6	0,8	-60	-210	+109	+71	0	+50	0	+250	+90
Св. 5,6 до 11,2	1	-60	-240	+125	+80	0	+60	0	+280	+90
	1,25	-63	-275	+133	+85	0	+63	0	+307	+95
	1,5	-140	-376	+148	+95	0	+71	0	+376	+140
Св. 11,2 до 22,4	1,25	-63	-275	+138	+85	0	+71	0	+307	+95
	1,5	-140	-376	+151	+95	0	+75	0	+376	+140
	1,75	-145	-410	+165	+100	0	+80	0	+410	+145
	2	-150	-430	+175	+112	0	+85	0	+450	+150
	2,5	-160	-495	+192	+125	0	+90	0	+515	+160
Св. 22,4 до 45	2	-150	-430	+179	+112	0	+90	0	+450	+150
	3	-170	-545	+220	+140	0	+106	0	+570	+170

Таблица Б.4 – Предельные отклонения диаметров наружной и внутренней резьбы для посадок $\frac{2H5D(2)}{3p(2)}$, $\frac{2H5C(2)}{3p(2)}$

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Наружная резьба					Внутренняя резьба						
		Диаметры резьбы											
		d		d ₂			D	D ₂		D ₁			
		Предельные отклонения, мкм											
		es	ei	es	Граница Групп 1 и 1	ei	EI	ES	Граница Групп 1 и 1	EI	ES	EI	
Св.2,8 до 5,6	0,8	-60	-210	+96	+72	+48	0	+50	+25	0	+250	+90	
Св. 5,6 до 11,2	1	-60	-240	+109	+81	+53	0	+60	+81	0	+280	+90	
	1,25	-63	-275	+116	+86	+56	0	+6	+86	0	+307	+95	
	1,5	-140	-376	+130	+95	+63	0	+71	+95	0	+376	+140	
Св. 11,2 до 22,4	1,25	-63	-275	+123	+89	+56	0	+71	+35	0	+307	+95	
	1,5	-140	-376	+134	+98	+63	0	+75	+37	0	+376	+140	
	1,75	-145	-410	+142	+104	+67	0	+80	+40	0	+410	+145	
	2	-150	-430	+155	+115	+75	0	+85	+42	0	+450	+150	
	2,5	-160	-495	+170	+127	+85	0	+90	+45	0	+515	+160	
Св. 22,4 до 45	2	-150	-430	+160	+117	+75	0	+90	+45	0	+450	+150	
	3	-170	-545	+195	+145	+95	0	+106	+53	0	+570	+170	

Таблица Б.5 – Предельные отклонения диаметров наружной и внутренней резьбы для посадок $\frac{2H4D(3)}{3n(3)}$, $\frac{2H4C(3)}{3n(3)}$

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Наружная резьба						Внутренняя резьба						
		Диаметры резьбы												
		d		d 2				D	D2				D1	
		Предельные отклонения, мкм												
		es	ei	es	Граница групп		ei	EI	ES	Граница групп		EI	ES	EI
					IIIиII	II иI				IIIиII	II иI			
Св.2,8 до 5,6	0,8	-60	-210	+82	+66	+50	+34	0	+50	+33	+16	0	+215	+90
Св. 5,6 до 11,2	1	-60	-240	+94	+75	+56	+38	0	+60	+40	+20	0	+240	+90
	1,25	-63	-275	+102	+82	+62	+42	0	+63	+42	+21	0	+265	+95
	1,5	-140	-376	+112	+89	+67	+45	0	+71	+47	+23	0	+330	+140
Св. 11,2 до 22,4	1,25	-63	-275	+109	+86	+64	+42	0	+71	+47	+23	0	+265	+95
	1,5	-140	-376	+116	+92	+68	+45	0	+75	+50	+25	0	+330	+140
	1,75	-145	-410	+125	+109	+75	+50	0	+80	+54	+27	0	+357	+145
	2	-150	-430	+133	+106	+79	+53	0	+85	+56	+28	0	+386	+150
	2,5	-160	-495	+148	+119	+91	+63	0	+90	+60	+30	0	+440	+160
Св. 22,4 до 45	2	-150	-430	+160	+109	+81	+53	0	+90	+60	+30	0	+386	+150
	3	-170	-545	+171	+137	+104	+71	0	+106	+70	+35	0	+485	+170

ПРИЛОЖЕНИЯ В (выписки из ГОСТ 24834-81)

Таблица В.1 – Диаметры и шаги резьб для соединений с переходными посадками, мм

Номинальный диаметр резьбы d		Шаги Р					
Ряд1	Ряд2	Крупный	Мелкие				
			3	2	1,5	1,25	1
5	-	30,8	-	-	-	-	-
6	-	1	-	-	-	-	-
8	-	1,25	-	-	-	-	1
10	-	1,5	-	-	-	1,25	-
12	-	1,75	-	-	1,5	1,25	-
-	14	2	-	-	1,5	-	-
16	-	2	-	-	1,5	-	-
-	18	2,5	-	2	1,5	-	-
20	-	2,5	-	2	1,5	-	-
-	22	2,5	-	2	1,5	-	-
24	-	3	-	2	-	-	-
-	27	3	-	2	-	-	-
30	-	3,5	-	2	-	-	-
-	33	3,5	-	2	-	-	-
36	-	4	3	-	-	-	-
-	39	4	3	-	-	-	-
42	-	4,5	3	-	-	-	-
-	45	4,5	3	-	-	-	-

Таблица В. 2 – Основные отклонения среднего диаметра наружной резьбы d₂

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг Р, мм	Основные отклонения e _i диаметра			
		jh	j	jk	m
От 5 до 16	0,8	-	-	-9	+24
	1	-	-	-11	+26
	1,25	-	-	-14	+28
	1,5	-	-	-17	+32
	1,75	-	-	-19	+34
	2	-	-	-22	+38
От 18 до 30	1,5	-	-42	-	+32
	2	-	-48	-	+38
	2, 5	-	-53	-	+42
	3	-	-60	-	+48
	3,5	-	-63	-	-
От 33 до 45	2	-100	-	-	-
	3	-112	-	-	-
	3,5	-118	-	-	-
	4	-125	-	-	-
	4,5	-132	-	-	-

Таблица В.3 – Предельные отклонения диаметров наружной резьбы для переходных посадок

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг Р, мм	Поля допусков							
		4jh				4j			
		Диаметры резьбы							
		d		d ₂		d		d ₂	
		Предельные отклонения, мкм							
		es	ei	es	ei	es	ei	es	ei
Св.2,8 до 5,6	0,8	-	-	-	-	-	-	-	-
Св. 5,6 до 11,2	1	-	-	-	-	-	-	-	-
	1,25	-	-	-	-	-	-	-	-
	1,5	-	-	-	-	-	-	-	-
Св. 11,2 до 22,4	1,25	-	-	-	-	-	-	-	-
	1,5	-	-	-	-	-32	-268	+58	-42
	1,75	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	-	-	-	-	-36	-318	+52	-48
	2,5	-	-	-	-	-42	-377	+53	-53
Св. 22,4 до 45	2	-38	-318	+6	-100	-38	-318	+58	-48
	3	-48	-423	+13	-112	-48	-423	+65	-60
	3,5	-53	-478	+14	-118	-53	-478	+69	-63
	4	-60	-535	+15	-125	-	-	-	-
	4,5	-63	-563	+18	-132	-	-	-	-

Таблица В.4 – Предельные отклонения диаметров внутренней резьбы для переходных посадок

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг Р, мм	Поля допусков														
		3H6H					4H6H					5H6H				
		Диаметры резьбы														
		D	D ₂		D ₁		D	D ₂		D ₁		D	D ₂		D ₁	
		Предельные отклонения, мкм														
		EI	ES	EI	ES	EI	EI	ES	EI	ES	EI	EI	ES	EI	ES	EI
Св.2,8 до 5,6	0,8	0	+63	0	+200	0	0	+80	0	+200	0	0	+100	0	+200	0
Св. 5,6 до 11,2	1	0	+75	0	+236	0	0	+95	0	+236	0	0	+118	0	+236	0
	1,25	0	+80	0	+265	0	0	+100	0	+265	0	0	+125	0	+265	0
	1,5	0	+90	0	+300	0	0	+112	0	+300	0	0	+140	0	+300	0
Св. 11,2 до 22,4	1,25	0	+90	0	+265	0	0	+112	0	+265	0	0	+140	0	+265	0
	1,5	0	+95	0	+300	0	0	+118	0	+300	0	0	+150	0	+300	0
	1,75	0	+100	0	+335	0	0	+125	0	+335	0	0	+160	0	+335	0
	2	0	+106	0	+375	0	0	+132	0	+375	0	0	+170	0	+375	0
	2,5	0	+112	0	+450	0	0	+140	0	+450	0	0	+180	0	+450	0
Св. 22,4 до 45	2	0	+112	0	+375	0	0	+140	0	+375	0	0	+180	0	+375	0
	3	0	+132	0	+500	0	0	+170	0	+500	0	0	+212	0	+500	0
	3,5	-	-	-	-	-	0	+180	0	+560	0	0	+224	0	+560	0
	4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0	+236	-	+560	0
	4,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0	+250	-	670	0

Таблица В.4 – Предельные отклонения диаметров наружной и внутренней резьбы для переходных посадок

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Поля допусков							
		4jk				2m			
		Диаметры резьбы							
		d		d ₂		d		d ₂	
		Предельные отклонения, мкм							
		es	ei	es	ei	es	ei	es	ei
Св.2,8 до 5,6	0,8	-24	-174	+51	-9	-24	-174	+62	+24
Св. 5,6 до 11,2	1	-26	-206	+60	-11	-26	-206	+71	+26
	1,25	-28	-240	+61	-14	-28	-240	+76	+28
	1,5	-32	-268	+68	-17	-32	-268	+85	+32
Св. 11,2 до 22,4	1,25	-28	-240	+71	-14	-28	-240	+81	+28
	1,5	-32	-268	+73	-17	-32	-268	+88	+32
	1,75	-34	-299	+76	-19	-34	-299	+94	+34
	2	-38	-318	+78	-22	-38	-318	+101	+38
	2,5	-	-	-	-	-42	-377	+109	+42
Св. 22,4 до 45	2	-	-	-	-	-38	-318	+105	+38
	3	-	-	-	-	-48	-423	+128	+48
	3,5	-	-	-	-	-	-	-	-
	4	-	-	-	-	-	-	-	-
	4,5	-	-	-	-	-	-	-	-

Таблица 2.6– Допуски среднего диаметра наружной и внутренней резьбы

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Степени точности				
		2	4	3	4	5
		Допуски, мкм				
		T _{d2}		T _{D2}		
Св.2,8 до 5,6	0,8	38	По ГОСТ 16093	63	По ГОСТ 16093	
Св. 5,6 до 11,2	1	45		75		
	1,25	48		80		
	1,5	53		90		
Св. 11,2 до 22,4	1,25	53		90		
	1,5	56		95		
	1,75	60		100		
	2	63		106		
	2,5	67		112		
Св. 22,4 до 45	2	67		112		
	3	80		132		