



Национальный исследовательский  
Томский политехнический университет

# Механика 1.3

3.09.24;

Лектор - Козлов Виктор Николаевич,  
доцент отделения машиностроения ИШНПТ

моб. тел. +7-913-812-58-34, [kovn@tpu.ru](mailto:kovn@tpu.ru)

**ВКС** 380 440 5794, **Пароль:** 1DepTr

Лекции – 24 часа,

**практические занятия** – 32 часа,

88 часов самостоятельной работы,

**расчётно-графические работы (РГР)**

всего 144 ч., 4 кредита. **Экзамен**

### 3.6.8 Расчеты при растяжении (сжатии)

#### 1. Расчеты на прочность

$$\sigma_{p(c)} = F/A \leq \sigma_{p(c)p} \cdot [\sigma_B] [\sigma_{-B}]$$

где  $\sigma_{p(c)}$  – фактическое напряжение на растяжение или сжатие;  $\sigma_{p(c)p}$  – допускаемое напряжение на растяжение или сжатие. Это неравенство называется **условием прочности**. С его помощью могут быть решены задачи следующих **трех типов**.

**2. Определение предельной (допускаемой) нагрузки** для детали с определенными размерами **поперечного сечения**  $A$  и **допускаемым** напряжением  $\sigma_p$ :  $F_p \leq A \cdot \sigma_p$ .

Группа сталей	Марка стали	Механические характеристики					
		$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_{-1p}$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\tau_{-1}$ , МПа	НВ
Углеродистые стали качественные	10	340-420	210	120-150	160-220	80-120	137
	20	420-500	250	120-160	170-220	100-130	156
	30	500-600	300	170-210	200-270	110-140	179
	40	580-700	340	180-240	230-320	140-190	187-217
	45	610-750	360	190-250	250-340	150-200	197-241
	50	640-800	380	200-260	270-350	160-210	207-241

$$A_1 = (\pi \cdot d_1^2) / 4 = (\pi \cdot 20^2) / 4 = 314 \text{ мм}^2; F_{1 \max} = \sigma_T \cdot A_1 = 360 \cdot 314 = 1130097 \text{ Н} = 113 \text{ кН.}$$

$$A_2 = (\pi \cdot d_2^2) / 4 = (\pi \cdot 30^2) / 4 = 707 \text{ мм}^2; F_{2 \max} = \sigma_T \cdot A_2 = 360 \cdot 707 = 254469 \text{ Н} = 254 \text{ кН.}$$

### 3.6.18 Расчеты на прочность и жесткость при изгибе (продолжение 18)

**Задание:** Определить **минимально** допускаемое **поперечного сечения** балки при его **заданной форме** при **изгибе** под действием равномерно распределенной нагрузки (рис. 3) и **подобрать сечение балки двутаврового профиля из стали 30** при заданных  $l$ ,  $q$  и  $\sigma_B$  (определить из справочника).

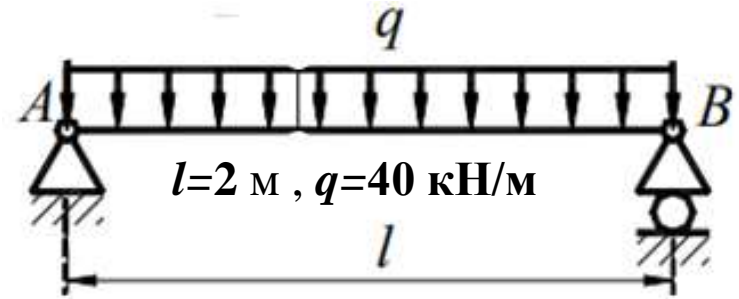


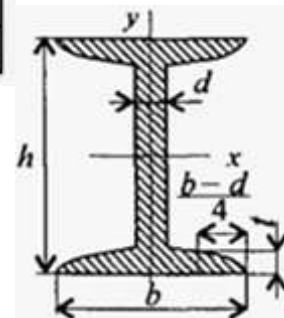
Рис. 3. Схема нагрузки балки

Группа сталей	Марка стали	Механические характеристики					
		$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_{-1B}$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\tau_{-1}$ , МПа	НВ
Углеродистые стали качественные	10	340-420	210	120-150	160-220	80-120	137
	20	420-500	250	120-160	170-220	100-130	156
	30	500-600	300	170-210	200-270	110-140	179
	40	580-700	340	180-240	230-320	140-190	187-217
	45	610-750	360	190-250	250-340	150-200	197-241
	50	640-800	380	200-260	270-350	160-210	207-241

#### ДВУТАВР

Таблица 2

№ профиля	Размеры, мм				$A$ , см <sup>2</sup>	$J_x$ , см <sup>4</sup>	$W_x$ , см <sup>3</sup>	$i_x$ , см	$S_x$ , см <sup>3</sup>	$J_y$ , см <sup>4</sup>	$W_y$ , см <sup>3</sup>	$i_y$ , см
	$h$	$b$	$d$	$t$								
10	100	55	4,5	7,2	12,0	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	14,7	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	17,4	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	160	81	5,0	7,8	20,2	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70
18	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88



Обозначения:

$h$  — высота балки;  $b$  — ширина балки;  $d$  — толщина стенки;  $t$  — средняя толщина полки;  $A$  — площадь сечения;  $J$  — момент инерции;  $W$  — момент сопротивления;  $i$  — радиус инерции;  $S$  — статический момент полусечения

### 3.6.18 Расчеты на прочность и жесткость при изгибе (продолжение 19)

**Задание:** Определить **минимально** допускаемое **поперечного сечения** балки при его **заданной форме** при **изгибе** под действием равномерно распределенной нагрузки (рис. 3) и **подобрать сечение балки двутаврового профиля** при данных  $l$ ,  $q$  и  $\sigma_p$ .

1) Вследствие симметрии нагружения балки опорные реакции равны между собой:

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{ql}{2}. \quad (1.1)$$

2) Рассчитываем изгибающий момент **справа** от шарнира **A** в сечении с абсциссой  $x$ . При  $0 \leq x \leq l$ :

$$M_x = R_{Ay} \cdot x - \frac{qx^2}{2} = \frac{qlx}{2} - \frac{qx^2}{2}. \quad (1.2)$$

В **первой** части уравнения **изгибающий момент** от реакции  $R_{Ay}$ , взят со знаком «**плюс**», так как, мысленно **закрепив** балку в **рассматриваемом сечении**, можно убедиться, что от **действия** реакции  $R_{Ay}$  часть балки **слева от сечения** изогнется **выпуклостью вниз**.

Во **второй** части уравнения есть **изгибающий момент** от **равномерно распределенной** нагрузки  $q$ , расположенной **левее** проведенного сечения. **Равнодействующая** этой нагрузки равна  $q_x$  и приложена в **середине** участка, то есть на расстоянии  $0,5x$  от сечения. Следовательно, момент от этой нагрузки равен  $q_x^2/2$  со знаком «**минус**», так как такая **нагрузка** **изогнёт** балку (мысленно **закрепленную в рассматриваемом сечении**) **выпуклостью вверх**.

Полученное уравнение для **изгибающего момента** есть уравнение **параболы**.

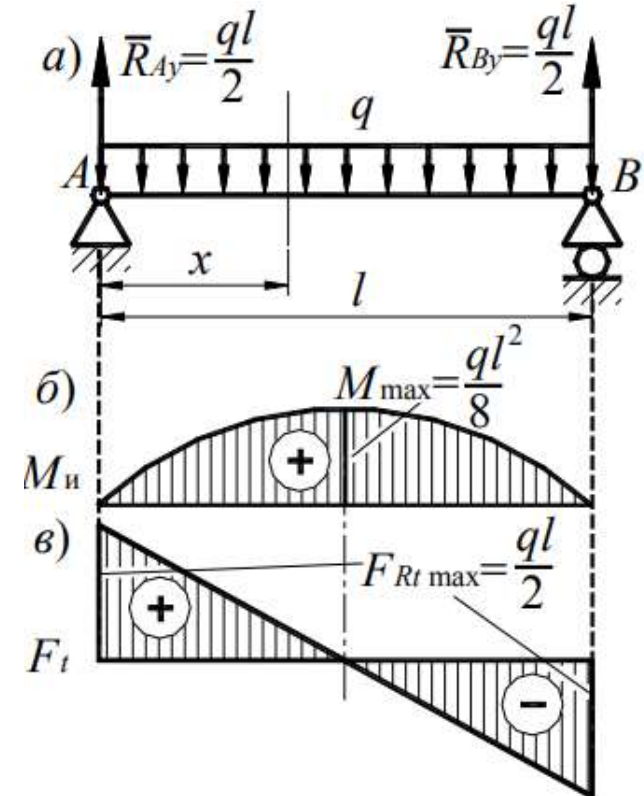


Рис. 3. Схема нагрузки балки

### 3.6.18 Расчеты на прочность и жесткость при изгибе (продолжение 20)

$$M_x = R_{Ay} \cdot x - \frac{qx^2}{2} = \frac{qlx}{2} - \frac{qx^2}{2} \quad (1.2)$$

3) Вычисляем три ординаты эпюры  $M_{и}$ :

$$3.1) \quad x' = 0; \\ M'_x = 0;$$

$$3.2) \quad x'' = \frac{l}{2}; \\ M''_x = \frac{ql^2}{8};$$

$$3.3) \quad x''' = l; \\ M'''_x = 0;$$

4) По этим данным строим эпюру  $M_{и}$ .

**Максимальный изгибающий момент** (в середине балки) равен:

$$M_{\max} = \frac{ql^2}{8} \quad (1.3)$$

$$M_{и \max} = q \cdot l^2 / 8 = 40000 \cdot 2^2 / 8 = 20000 \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$$

Продифференцировав выражение для  $M_{и}$  и приравняв **первую производную нулю**, убедимся в том, что максимум  $M_{и}$  действительно имеет место посередине пролета балки.

5) Поперечная сила в сечении  $F_{Rt}$  (как сумма сил, расположенных **слева** от сечения) При  $0 \leq x \leq l$ :

$$F_{Rt} = \frac{ql}{2} - qx; \quad (1.4)$$

$$5.1) \quad x' = 0; \quad F'_{Rt} = \frac{ql}{2}; \quad F'_{Rt} = q \cdot l / 2 = 40000 \cdot 2 / 2 = 40000 \text{ Н} = +40 \text{ кН.}$$

$$5.2) \quad x' = l; \quad F''_{Rt} = -\frac{ql}{2}; \quad F''_{Rt} = -40 \text{ кН.}$$

6) Строим эпюру  $F_t$ .

7) Требуемый **момент сопротивления**:  $W_z = \frac{M_{\max}}{\sigma_p} = \frac{ql^2}{8\sigma_p}$

$$W_x = q \cdot l^2 / (8 \cdot [\sigma])$$

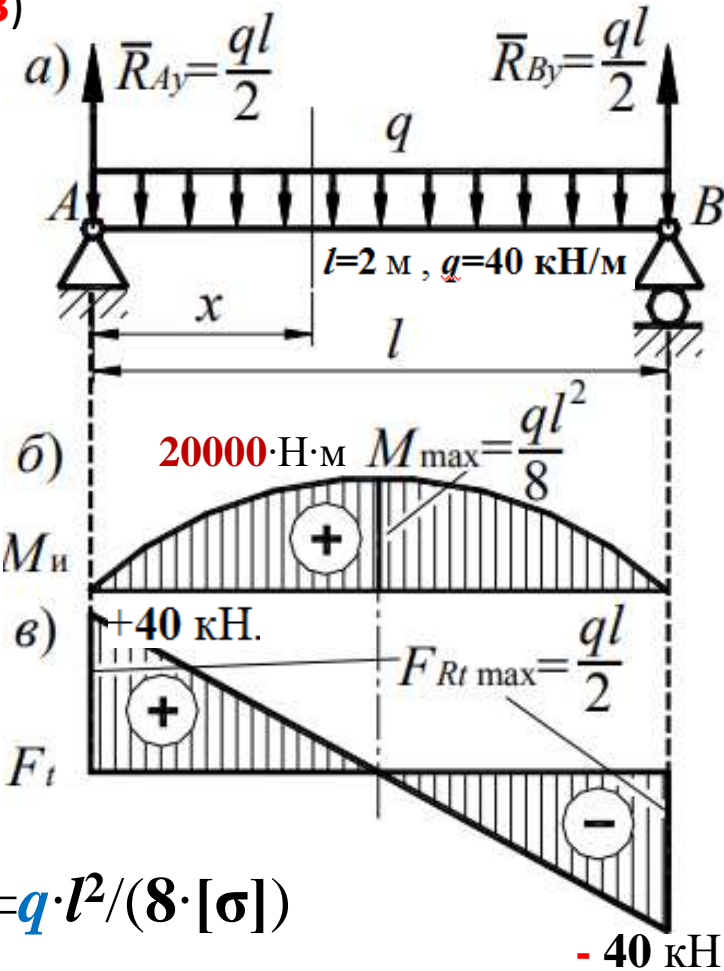


Рис. 3. Схема нагрузки балки

### 3.6.18 Расчеты на прочность и жесткость при изгибе (продолжение 21)

Из таблиц сортамента выбираем **двутавр**, у которого **момент сопротивления ближайший больший** относительно определенного по формуле расчета.

Обозначения:

$h$  — высота балки;  $b$  — ширина балки;  $d$  — толщина стенки;  $t$  — средняя толщина полки;  $A$  — площадь сечения;  $J$  — момент инерции;  $W$  — момент сопротивления;  $i$  — радиус инерции;  $S$  — статический момент полусечения

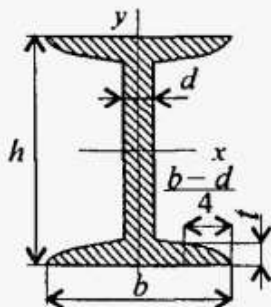


Таблица 2

**двутавр**

№ профиля	Размеры, мм				$A$ , см <sup>2</sup>	$J_x$ , см <sup>4</sup>	$W_x$ , см <sup>3</sup>	$i_x$ , см	$S_x$ , см <sup>3</sup>	$J_y$ , см <sup>4</sup>	$W_y$ , см <sup>3</sup>	$i_y$ , см
	$h$	$b$	$d$	$t$								
10	100	55	4,5	7,2	12,0	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	14,7	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	17,4	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	160	81	5,0	7,8	20,2	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70
18	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
20	200	100	5,2	8,4	26,8	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
22	220	110	5,4	8,7	30,6	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
24	240	115	5,6	9,5	34,8	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
27	270	125	6,0	9,8	40,2	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
30	300	135	6,5	10,2	46,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
33	330	140	7,0	11,2	53,8	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	360	145	7,5	12,3	61,9	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	400	155	8,3	13,0	72,6	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
45	450	160	9,0	14,2	84,7	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
50	500	170	10	15,2	100	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
55	550	180	11	16,5	118	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
60	600	190	12	17,8	138	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

$$W_z = \frac{M_{\max}}{\sigma_p} = \frac{ql^2}{8\sigma_p}$$

$$W_x = ql^2 / (8 \cdot [\sigma]) = 40000 \cdot 2^2 / (8 \cdot 250 \cdot 10^6) = 0,00008 \text{ м}^3 = 80 \text{ см}^3,$$

т.е. двутавр №14

( $W_x = 81,7 \text{ см}^3$ ,  $h = 140 \text{ мм}$ )

$l = 2 \text{ м}$ ,  $q = 40 \text{ кН/м} = 40000 \text{ Н/м}$ ,

$$\sigma_p = [\sigma] = 500 / n_3 = 500 / 2 = 250 \text{ МПа} = 250 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

Марка стали	$\sigma_B$ , МПа
	10
20	420-500
30	500-600
40	580-700
45	610-750
50	640-800

$$\sigma = \frac{M_{\text{н}}}{W_z} \leq \sigma_p.$$

### 3.6.18 Расчеты на прочность и жесткость при изгибе (продолжение 22)



## Швеллеры стальные горячекатаные (по ГОСТ 8240 – 89)

Обозначения:

$h$  – высота швеллера;  
 $b$  – ширина полки;  
 $d$  – толщина стенки;  
 $t$  – средняя толщина полки;  
 $F$  – площадь поперечного сечения;  
 $J$  – осевой момент инерции;

$W$  – момент сопротивления;  
 $i$  – радиус инерции;  
 $S$  – статический момент полусечения;  
 $z_0$  – расстояние от оси  $y$  до наружной грани стенки.

Номер швеллера	Размеры, мм				$F$ , см <sup>2</sup>	$J_z$ , см <sup>4</sup>	$W_z$ , см <sup>3</sup>	$i_z$ , см	$S_z$ , см <sup>3</sup>	$J_y$ , см <sup>4</sup>	$W_y$ , см <sup>3</sup>	$i_y$ , см	$z_0$ , см	Масса 1м, кг
	$h$	$b$	$d$	$t$										
5	50	32	4,4	7,0	6,16	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95	1,16	4,84
6,5	65	36	4,4	7,2	7,51	48,6	15,0	2,54	9,0	8,7	3,68	1,08	1,24	5,9
8	80	40	4,5	7,4	8,98	89,4	22,4	3,16	13,3	12,8	4,75	1,19	1,31	7,05
10	100	46	4,5	7,6	10,9	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37	1,44	8,59
12	120	52	4,8	7,8	13,3	304	50,6	4,78	29,6	31,2	8,52	1,53	1,54	10,4
14	140	58	4,9	8,1	15,6	491	70,2	5,6	40,8	45,4	11,0	1,7	1,67	12,3
16	160	64	5,0	8,4	18,1	747	93,4	6,42	54,1	63,3	13,8	1,87	1,80	14,2
18	180	70	5,1	8,7	20,7	1090	121	7,24	69,8	86,0	17,0	2,04	1,94	16,3
20	200	76	5,2	9,0	23,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,2	2,07	18,4
22	220	82	5,4	9,5	26,7	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21	21,0
24	240	90	5,6	10,0	30,6	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,60	2,42	24,0
27	270	95	6,0	10,5	35,2	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73	2,47	27,7
30	300	100	6,5	11,0	40,5	5810	387	12,0	224	327	43,6	2,84	2,52	31,8
33	330	105	7,0	11,7	46,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97	2,59	36,5
36	360	110	7,5	12,6	53,4	10820	601	14,2	350	513	61,7	3,10	2,68	41,9
40	400	115	8,0	13,5	61,5	15220	761	15,7	444	642	73,4	3,23	2,75	48,3

## 4.2. Резьбовые соединения

Основные **геометрические параметры** цилиндрической резьбы являются:  $d$  – **наружный диаметр** резьбы (номинальный);  $d_1$  – **внутренний диаметр** резьбы (расчетный);  $d_2$  – **средний диаметр** резьбы (на котором ширина витка равна ширине впадины);  $P$  – **шаг резьбы** (**расстояние** между **одноименными** сторонами **двух соседних витков** в **осевом направлении**);  $S$  – **ход резьбы** (расстояние между одноименными сторонами **одного и того же** витка в **осевом направлении**);  $z$  – **число заходов** резьбы;  $\alpha$  – **угол профиля** резьбы;  $\gamma$  ( $\omega, \psi$ ) – **угол подъема** резьбы (угол, образованный **касательной** к винтовой линии по **среднему диаметру** резьбы и **плоскостью, перпендикулярной к оси винта**).

Угол подъема резьбы рассчитывается из формулы: 
$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{Pz}{\pi d_2}.$$

По **направлению винтовой линии** различают **правую**, которая используется в подавляющем большинстве, и **левую** резьбы. Правая резьба получается при винтовой линии, идущей по направлению движения часовой стрелки, если смотреть в торец винта; в этом случае болты и гайки завинчиваются по **ходу часовой стрелки**.

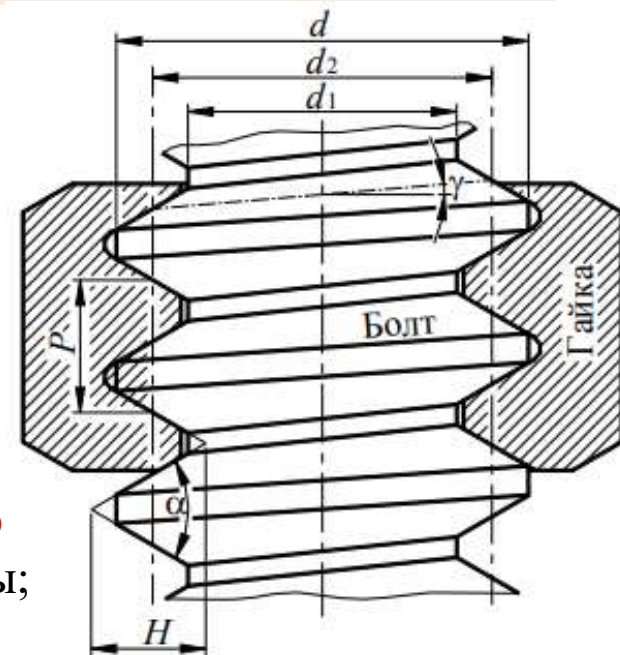


Рис. 4.1. Резьбовое соединение



## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 1)

В **метрической** резьбе профилем для ее образования принят **равносторонний треугольник** с углом при вершине  $\alpha=60^\circ$  (ГОСТ 9150-81). Все **размеры метрической** резьбы измеряются в **миллиметрах** и для цилиндрической резьбы определяются ГОСТ 24705-81 (рис. 4.2). По величине шага метрическую резьбу подразделяют делится на резьбу с **крупным шагом**; и ряд резьб с **мелким** шагом.

На чертежах и в технических текстах **метрические** резьбы с **крупным** шагом обозначаются буквой **М**, например, метрическая резьба с крупным шагом, **наружный диаметр 14 мм: М14**. **Шаг** резьбы в этом случае **не указывается**, так как он определен стандартом и зависит от **наружного диаметра** резьбы.

**Метрические** резьбы с **мелким** шагом обозначаются буквой **М** с обязательным указанием не только **наружного диаметра** резьбы, но и **шага резьбы**. Например: метрическая резьба с мелким шагом, **наружный диаметр 12 мм, шаг резьбы 1,0 мм: М12×1**. Условное обозначение для **левой** резьбы дополняется буквами **ЛН**: метрическая **левая** резьба с мелким шагом, наружный диаметр 12 мм, шаг резьбы 1,0 мм: **М12×1 ЛН**.

Метрическая **коническая** резьба с конусностью **1:16** (ГОСТ 25229-82) применяется для **конических резьбовых соединений**, а также в соединениях **наружной конической** резьбы с **внутренней цилиндрической** резьбой с профилем по ГОСТ 9150-81.

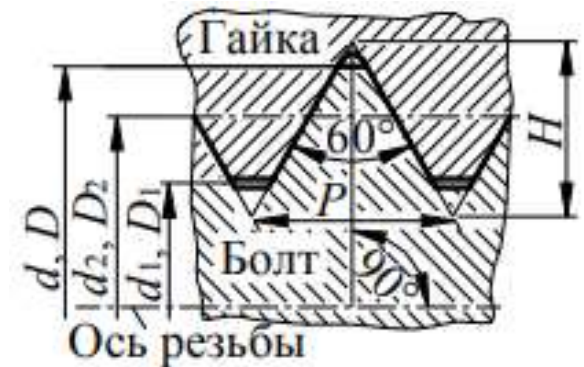


Рис. 4.2. Параметры резьбы

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 1)

**Метрические** резьбы с **мелким** шагом обозначаются буквой **М** с обязательным указанием не только **наружного диаметра** резьбы, но и **шага резьбы**. Например: метрическая резьба с мелким шагом, **наружный диаметр 12 мм**, **шаг резьбы 1,0 мм**: **M12×1**. Условное обозначение для **левой** резьбы дополняется буквами **ЛН**: метрическая **левая** резьба с мелким шагом, наружный диаметр 12 мм, шаг резьбы 1,0 мм: **M12×1 ЛН**.

Метрическая **коническая** резьба с конусностью **1:16** (ГОСТ 25229-82) (рис. 4.3) применяется для **конических резьбовых соединений**, а также в соединениях **наружной конической** резьбы с **внутренней цилиндрической** резьбой с профилем по ГОСТ 9150-81.

Обозначение метрической **конической** резьбы должно состоять из букв **МК**, **номинального наружного диаметра**, **шага** и **номера стандарта** (для **внутренней цилиндрической** резьбы), например: **МК20×1,5** ГОСТ 25229-82. Условное обозначение для **левой** резьбы дополняется буквами **ЛН**: **МК20×1,5 ЛН** ГОСТ 25229-82.

**Дюймовая** резьба образована **равнобедренным треугольником** с **углом при вершине  $\alpha=55^\circ$** . **Наружный диаметр** дюймовой резьбы измеряется в **дюймах**, **шаг** определяется **числом ниток** винтовой линии на **один дюйм (1")** длины **нарезанного стержня** (1"=25,4 мм). В России эту резьбу допускается применять только при ремонте старых и импортных машин.

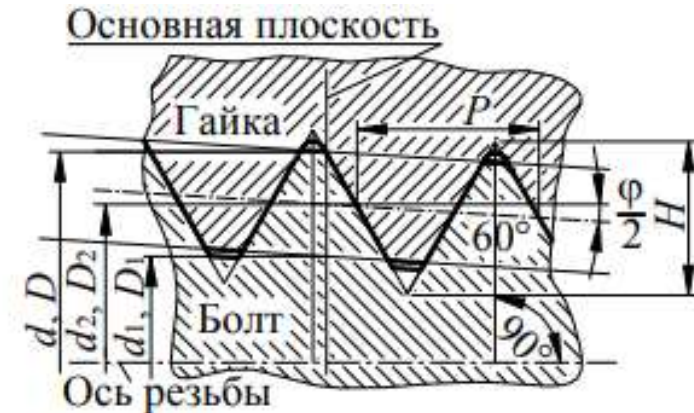


Рис. 4.3. Параметры конической резьбы

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 2)

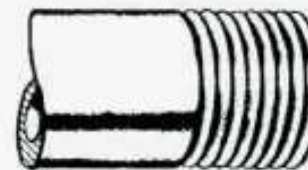
**Трубная цилиндрическая резьба** (ГОСТ 6357-81) представляет собой **мелкую дюймовую резьбу** с **закругленными** выступами и **впадинами** и имеет **треугольный** профиль с  $\alpha=55^\circ$ . Для большей плотности соединения трубная резьба выполняется **без зазора между вершинами выступов и впадин резьбы** скрепляемых деталей. Трубная резьба применяется для соединения труб. Номинальным размером трубной резьбы считается **внутренний диаметр** самой трубы в дюймах. В условное обозначение трубной цилиндрической резьбы должны входить буква **G**, обозначение **размера резьбы** и **класс точности среднего диаметра**, например, **G 1½ - A**. Условное обозначение для левой резьбы дополняется буквами **ЛН**. Например, для **трубной левой** резьбы класса точности **B**: **G 1½ - B ЛН**.

ДИАМЕТРЫ И ШАГИ

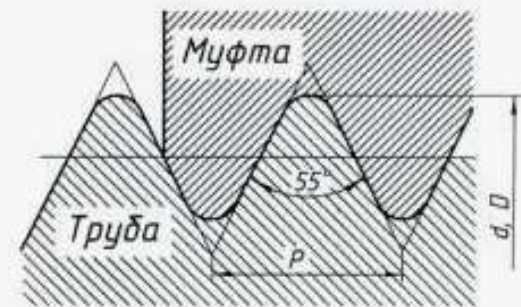
Размеры в мм

Обозначение резьбы, дюймы		Шаг $P$	Диаметр резьбы $d$
1 ряд	2 ряд		
$\frac{1}{16}$		0,907	7,723
$\frac{1}{8}$			9,728
$\frac{1}{4}$		1,337	13,157
$\frac{3}{8}$			16,662
$\frac{1}{2}$		1,814	20,955
$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$		22,911
	$\frac{1}{8}$	2,309	26,441
1	$\frac{1}{8}$		30,201
	$1 \frac{1}{8}$	2,309	33,249
$1 \frac{1}{4}$	$1 \frac{1}{8}$		37,897
	$1 \frac{3}{8}$	2,309	41,910
$1 \frac{1}{2}$	$1 \frac{3}{8}$		44,323
	$1 \frac{3}{4}$	2,309	47,803
2	$1 \frac{3}{4}$		53,746
	$2 \frac{1}{4}$	2,309	59,614
$2 \frac{1}{2}$	$2 \frac{1}{4}$		65,710
	$2 \frac{3}{4}$	2,309	75,184
3	$2 \frac{3}{4}$		81,534
	$3 \frac{1}{4}$	2,309	87,884
$3 \frac{1}{2}$	$3 \frac{1}{4}$		93,980
	$3 \frac{3}{4}$	2,309	100,330
4	$3 \frac{3}{4}$		106,680
		2,309	113,030

ПРОФИЛЬ



Здесь  $D$ ,  $d$  - номинальный диаметр резьбы;  
 $P$  - шаг резьбы.



ПРИМЕЧАНИЯ. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Пример условного обозначения. Резьба трубная цилиндрическая с условным проходом трубы в 1 дюйм ( $1'' = 25,4$  мм): **G1**.

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 3)

**Болт (винт)** представляет собой **цилиндрический** или **конический** стержень, на **одном конце** которого имеется **головка**, а на **другом** – **резьба** для навинчивания гайки (рис. 4.21, а – е). **1)** винты с гайками (головками), обычно называемые болтами (а, б); наиболее распространенным видом которых являются **болты с шестигранной головкой под ключ** (а, б) из-за **большого допускаемого усилия затяжки** и **небольшого угла поворота ключа** до перехвата; **2)** винты, ввинчиваемые в одну из скрепляемых деталей (рис. 4.21, а–е, 4.22, в–ж); **3)** **шпилька** (рис. 4.21, ж, 4.22, з) имеет **два** резьбовых конца.

**Одним (посадочным) концом** шпилька **ввертывается в одну из соединяемых деталей**, на **другой конец** шпильки навинчивается **гайка**.

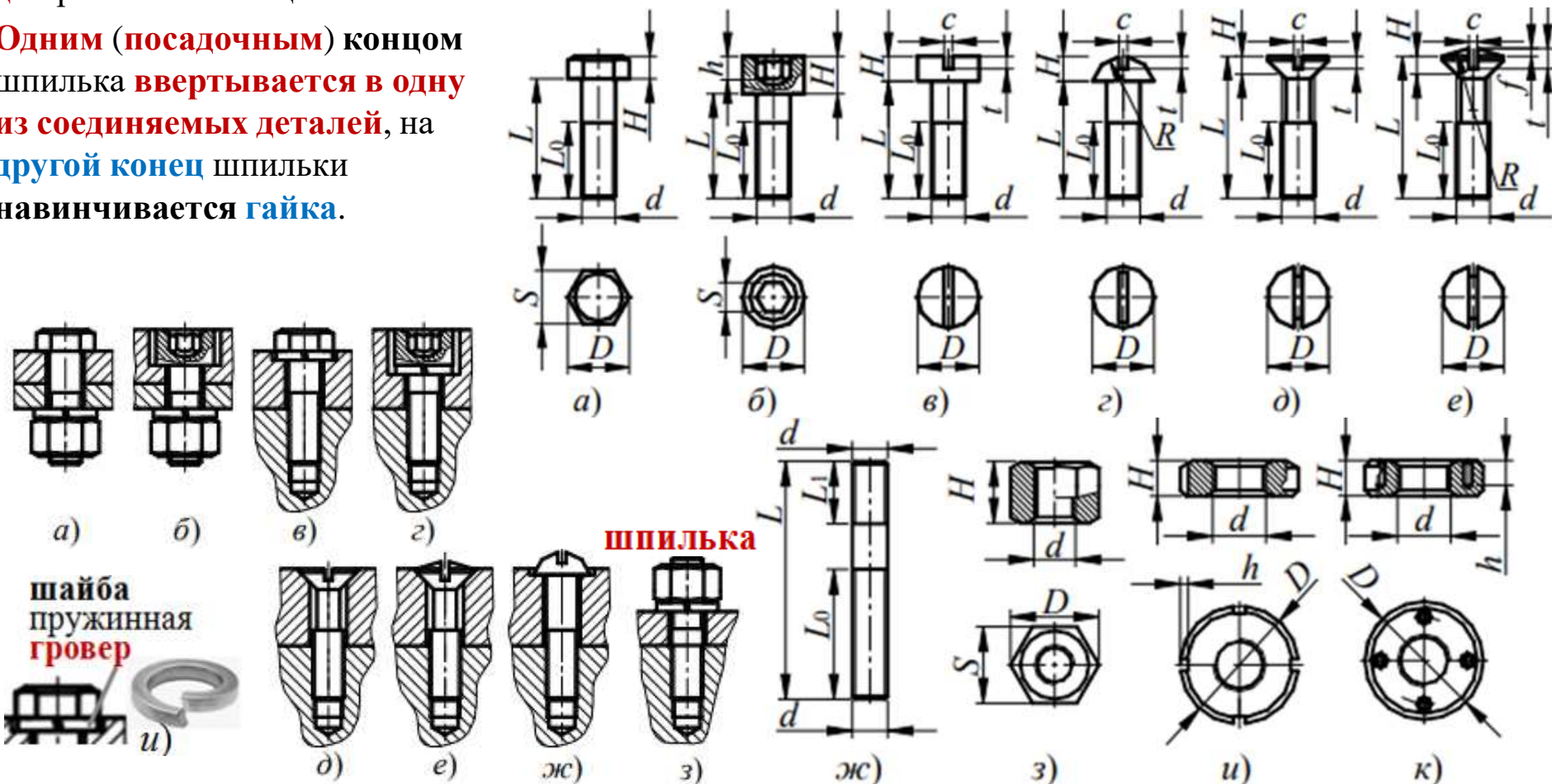


Рис. 4.22. Сборки с метизом

Рис. 4.21. Простейшие детали с резьбой (метиз) 12

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 4)

**Болтовые** соединения (рис.4.22, *а, б*) применяют при **свободном доступе** к **гайке** и **головке болта** для **скрепления** деталей сравнительно **небольшой толщины** (например, при наличии **фланцев**), а также при **многократной разборке и сборке** соединений. В последнем случае при **большой толщине** соединяемых деталей предпочтение отдается соединениям **шпильками**. Соединения **винтом** (рис.4.22, *в–ж*) и **шпилькой** (рис.4.22, *з*) применяют для **скрепления** деталей при наличии доступа монтажного инструмента **лишь с одной стороны**. При этом **шпильки** используют обычно для соединения деталей **корпусов из материалов с невысокой прочностью** (**чугуна, алюминиевых** и **магниевого сплавов, композиционных материалов**), а **винты** – для соединения деталей **корпусов из высокопрочных материалов** (сталей и сплавов). **Шпильки** в корпусной детали **фиксируют** (стопорят) (посадкой на **резьбе с натягом**, **завинчиванием на сбеги резьбы**, с помощью **клея** и т.д.) для **предотвращения вывинчивания** их при **отвинчивании гаек**. Область применения соединений **винтом с головкой со шлицом** (рис.4.22, *д–ж*) в силовых конструкциях ограничена.

Для **предотвращения отвинчивания** крепежных деталей под них **подкладывают пружинные шайбы (гроверные шайбы)** (рис.4.22, *и*). Размеры пружинных шайб определены стандартами. Для более **равномерного распределения усилий** на большей площади соединяемых деталей и **предохранения поверхности** детали от **повреждения под гайку** или **головку болта** (винта) закладываются **плоские шайбы**. Если есть и **пружинная шайба**, то **плоская шайба** прокладывается **между пружинной шайбой** и **соединяемой деталью**. Размеры плоских шайб так же стандартизованы.

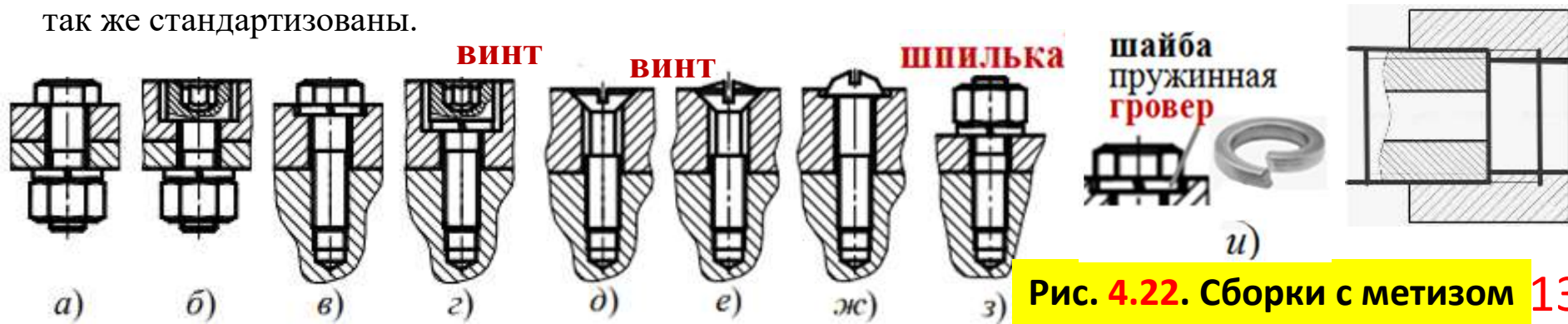


Рис. 4.22. Сборки с метизом 13

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 5)

Крепежные детали изготавливают из **углеродистых сталей** обыкновенного качества (Ст3, Ст4, Ст5), качественных конструкционных сталей (10-45), автоматных сталей (А12, А20, А30), **легированных конструкционных сталей** (35Х, 40Х и др.), **бронз, латуней, красной меди, пластмасс**. Для **защиты** крепежных деталей из **углеродистых сталей от коррозии** на них наносят окисные пленки или **гальванические покрытия** (цинковое, кадмиевое, фосфатное, медное и др.). Основные механические характеристики (предел прочности  $\sigma_B$ , предел текучести  $\sigma_T$ , относительное удлинение  $\epsilon$  и др.) материалов болтов, винтов, шпилек и гаек нормированы ГОСТ 1759-82. В зависимости от **механических характеристик крепежные детали** подразделяют на **классы прочности**. Для **болтов** установлены **12 классов прочности**, для **гаек** – **7 классов прочности**.

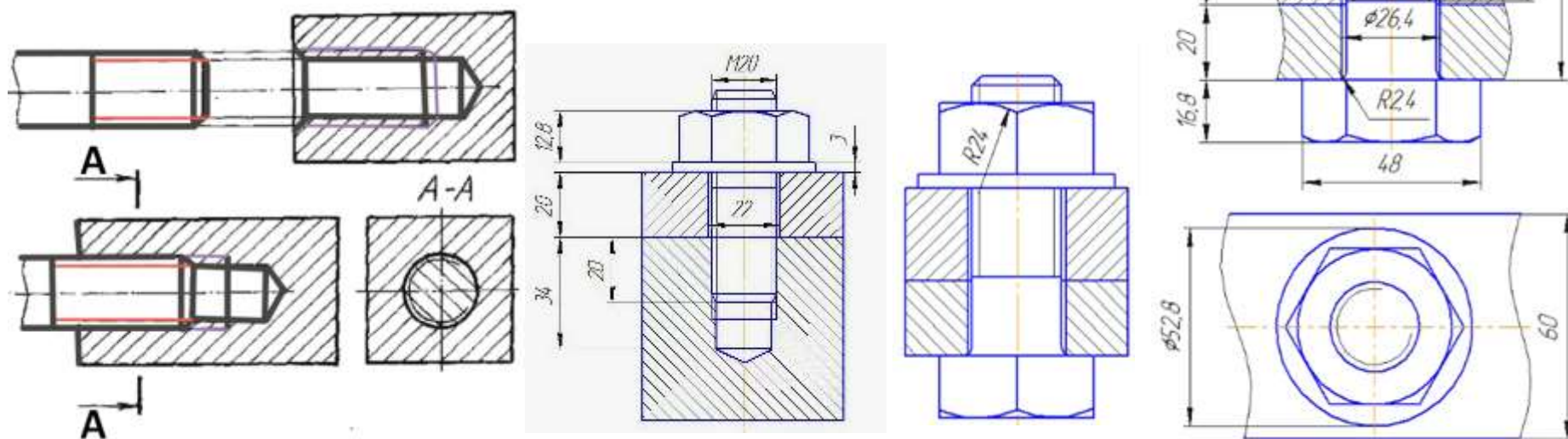


Рис. 4.23. Сборочные эскизы резьбовых соединений

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение б)

Силовые параметры при **затяжке** резьбового соединения

**Крутящий момент  $T_1$  ( $M_{кр}$ )**, который необходимо приложить к гайке для преодоления трения между витками гайки и болта, может быть определен из уравнения:

$$T_1 = F_{оз} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'), \quad (9)$$

где  $F_{оз}$  – **осевая сила затяжки**;  $\gamma$  – угол подъема винтовой линии;  $\varphi'$  – **приведенный угол трения** в резьбе, определяемый по формуле:  $\varphi' = \operatorname{arctg} f'$ , откуда  $f' = \frac{f}{\cos(0,5\alpha)}$ , где  $f$  — коэффициент трения пары материалов болта и гайки;  $\alpha$  — угол профиля резьбы.

Для определения **момента на ключе** необходимо учесть дополнительное **сопротивление от трения торцевой поверхности** о деталь (момент  $T_2$ ). Для случая, показанного на рис. 4.24, имеем:

$$T_2 = \frac{1}{3} F_{оз} f \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2}, \quad (10)$$

где  $D$  – диаметр опорной поверхности гайки, равный размеру гайки;  $f$  – коэффициент трения торцевой поверхности гайки о деталь;  $d_o$  – диаметр **отверстия** под болт. Затягивая гайку болта ключом, прикладывая силу затяжки  $F_3$ , создаем **момент затяжки  $T_3$** :  $T_3 = F_3 \cdot l$ , где  $l$  – **расстояние** от точки приложения силы  $F_3$  до **геометрической оси** болта, вокруг которой вращается гайка (рис. 4.24). Приложенному **моменту затяжки  $T_3$**  противодействуют **два момента трения**:  $T_1$  – момент от сил трения **в резьбе**;  $T_2$  – момент трения **на поверхности соприкосновения гайки с деталью**, в которую гайка упирается, растягивая болт.

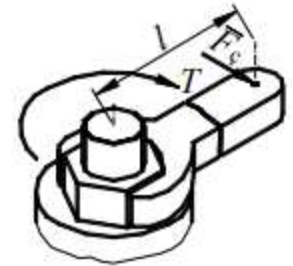


Рис. 4.24. Затяжка гайки **рожковым** ключом

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 7)

Условие равновесия моментов в общем виде можно записать:  $T_3 = T_1 + T_2$ .

Результирующий момент затяжки для схемы на рис. 4.24 можно приближенно определить по уравнению:  $T_3 \approx 0,2 \cdot F_{оз} \cdot d$ .

### Расчеты резьбовых соединений на прочность

Расчет болтовых соединений состоит из: определения величины, направления и **вида нагрузки**, действующей на болт (если она не задана); выбора **допускаемого напряжения**; определения **геометрических размеров элементов** резьбового соединения. Методы расчета болтов определяются **видами их нагружения**, наиболее часто встречающимися из которых являются:

- 1) **растяжение** или **сжатие** центральной осевой нагрузкой при **отсутствии предварительной затяжки**;
- 2) растяжение или сжатие **центральной осевой нагрузкой** и одновременно **кручение** (с предварительной затяжкой);
- 3) **изгиб**, **срез** и **смятие** или **растяжение** поперечной нагрузкой;
- 4) **растяжение** центральной осевой нагрузкой **совместно с изгибом** (болты с эксцентричной нагрузкой).

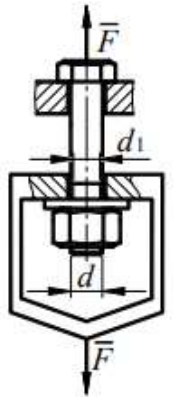


Рис. 4.25

**Ненапряженное** болтовое соединение, нагруженное осевой силой

В этом случае (см. рис. 4.25) болт испытывает только деформацию **растяжения**. Его расчет производится по **внутреннему диаметру** резьбы, исходя из условия прочности по растяжению, из которого для данного случая, получаем площадь поперечного сечения **A** по **внутреннему** диаметру  $d_1$ :

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4} \geq \frac{F}{\sigma_{pp}} \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \sigma_{pp}}} \quad (11)$$



## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 8)

В выше приведённых формулах:  $F$  – осевая нагрузка;  $\sigma_{pp}$  – допускаемое растягивающее напряжение. По таблицам соответствующего стандарта **подбирается резьба**, у которой значение диаметра  $d_1$  является ближайшим **большим** по отношению к значению диаметра  $d_1$ , рассчитанному по формуле.

**Болтовое соединение, нагруженное осевой силой с затягиванием под нагрузкой**

Болт нагружен осевой силой  $F$  и может **подтягиваться под нагрузкой** (рис. 4.26). В этом случае стержень болта работает на **растяжение** от силы  $F$  и на **кручение** от **момента трения в резьбе  $T$** . Поэтому болт рассчитывают по **эквивалентному напряжению**, используя **четвертую теорию прочности**. Нормальные напряжения **растяжения** для данного случая будут равны:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2}, \quad (12)$$

а касательные от кручения: 
$$\tau_k = \frac{T}{W_p} = \frac{8F}{\pi d_1^2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') d_2. \quad (13)$$

Тогда: 
$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + 3 \left[ \frac{2d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \right]^2} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \beta \leq \sigma_{pp}. \quad (14)$$

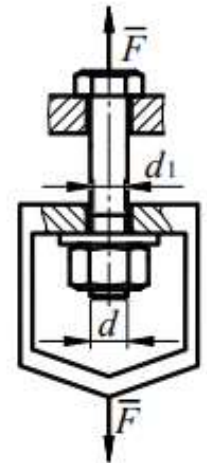


Рис. 4.25. Схема нагрузки болта без натяжки

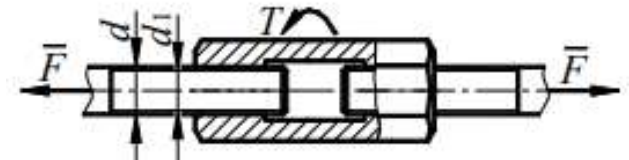


Рис. 4.26. Схема нагрузки болта

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 9)

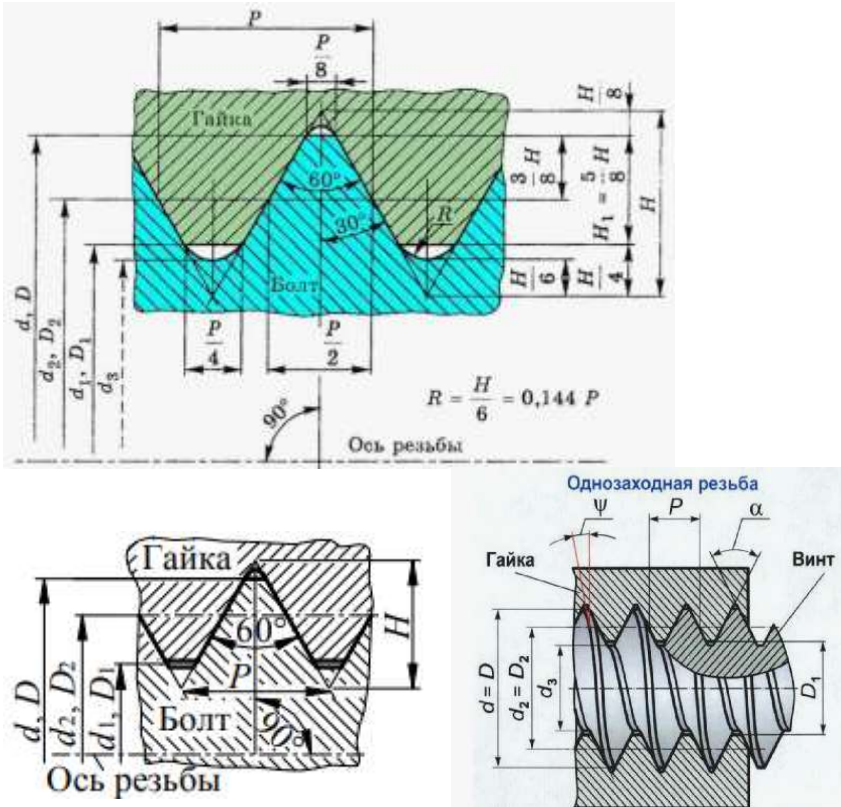
В формуле (14)  $\beta$  – коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений на прочность болта.

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + 3 \left[ \frac{2d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \right]^2} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \beta \leq \sigma_{pp} \quad (14)$$

Из формулы (15) получаем величину внутреннего диаметра болта  $d_1$ :  
 При среднем диаметре  $d_2 = 1,12 \cdot d_1$ , угле подъема винтовой линии  $\gamma$  ( $\omega, \psi$ ) =  $2^\circ 30'$  и коэффициенте трения  $f = 0,15$  получим  $\beta \approx 1,3$ .

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F\beta}{\pi\sigma_{pp}}} \quad (15)$$

По таблицам соответствующего стандарта подбирается резьба, у которой значение  $d_{1\text{табл}} > d_{1\text{расч}}$ , определенному по формуле (15). ГОСТ 24705-2004



Диаметр резьбы $d = D$			Шаг резьбы $P$	Средний диаметр $d_2 = D_2$	Внутренний диаметр $d_1 = D_1$	Рабочая высота профиля резьбы $H_1$
1	2	3				
2			0,4	1,740	1,567	0,217
	2,2		0,45	1,908	1,713	0,244
2,5			0,45	2,208	2,031	0,244
3			0,5	2,675	2,469	0,271
	3,5		0,6	3,110	2,851	0,325
4			0,7	3,545	2,242	0,379
	4,5		0,75	4,013	3,688	0,406
5			0,8	4,480	4,134	0,433
6			1	5,351	4,918	0,541
		7	1	6,351	5,918	0,541
8			1,25	7,188	6,647	0,677
		9	1,25	8,188	7,647	0,677
10			1,5	9,026	8,376	0,812
		11	1,5	10,026	9,376	0,812
12			1,75	10,863	10,106	0,947
	14		2	12,701	11,835	1,083
16			2	14,701	13,835	1,083
	18		2,5	16,376	15,294	1,353
20			2,5	18,376	17,294	1,353
	22		2,5	20,376	19,294	1,353
24			3	22,051	20,752	1,624
	21		3	25,051	23,752	1,894
30			3,5	27,727	26,211	1,894
	33		3,5	30,727	29,211	1,894
36			4	33,402	31,670	2,165

Рис. 4.27. Параметры метрической резьбы по ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8724-81, ГОСТ 24705-81

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 10)

Шаг и диаметр отверстия метрических резьб																	
Диаметр резьбы, мм	Основная		1-я Мелкая		2-я Мелкая		3-я Мелкая		Диаметр резьбы, мм	Основная		1-я Мелкая		2-я Мелкая		3-я Мелкая	
	Шаг S	Диаметр отверстия	Шаг S	Диаметр отверстия	Шаг S	Диаметр отверстия	Шаг S	Диаметр отверстия		Шаг S	Диаметр отверстия	Шаг S	Диаметр отверстия	Шаг S	Диаметр отверстия	Шаг S	Диаметр отверстия
1	0,25	0,75	0,2	0,8					(52)	5	46,4	3	48,7	2	49,7	15	50,3
12	0,25	0,95	0,2	1					56	5,5	49,5	4	51,3	3	52,5	2	53,7
14	0,3	1,1	0,2	1,2					60	5,5	53,5	4	55,3	3	56,5	2	57,7
17	0,35	1,35	0,2	1,5					64	6	56,9	4	59,3	3	60,5	2	61,7
2	0,4	1,6	0,25	1,75					68	6	60,9	4	63,3	3	64,5	2	65,7
23	0,4	1,9	0,25	2,05					72	6	64,9	4	67,3	3	68,5	2	69,7
26	0,45	2,15	0,35	2,25					76	6	68,9	4	71,3	3	72,5	2	73,7
3	0,5	2,5	0,35	2,65					80	6	72,9	4	75,3	3	76,5	2	77,7
(35)	0,6	2,9	0,35	3,15					85	6	77,9	4	80,3	3	81,5	2	82,7
4	0,7	3,3	0,5	3,5					90	6	82,9	4	85,3	3	86,5	2	87,7
5	0,8	4,2	0,5	4,5													
6	1	5	0,75	5,2	0,5	5,5					Дюймовая	Трубная	Коническая по ГОСТ 6111-52				
(7)	1	6	0,75	6,2	0,5	6,2							Без разбрызгивания	С разбрызгиванием			
8	1,25	6,7	1	6,9	0,75	7,2	0,5	7,5	1/8"			8,7	6,3	8,7		6	
(9)	1,25	7,7	1	7,9	0,75	8,2	0,5	8,5	1/8"	3,7			8,7	8,7		8,4	
10	1,5	8,4	1	8,9	0,75	9,2	0,5	9,5	1/8"	5,1		11,5	11,2	11,2		10,7	
11	1,5	9,4	1	9,9	0,75	10,2	0,5	10,5	5/16"	6,3							
12	1,75	10,1	1,25	10,6	1	10,9	0,75	11,2	3/8"	7,8		15	14,7	14,7		14	
14	2	11,8	1,5	12,4	1	12,9	0,75	13,2	7/16"	9,2							
16	2	13,8	1,5	14,4	1	14,9	0,75	15,2	1/2"	10,4		18,75	18,25	18,25		17,5	
18	2,5	15,3	1,5	16,4	1	16,9	0,75	17,2	5/8"	12							
20	2,5	17,3	1,5	18,4	1	18,9	0,75	19,2	3/4"	13,5		20,75					
22	2,5	19,3	1,5	20,4	1	20,9	0,75	21,2	1 1/4"	16,25		24,25	23,5	23,5		22,75	
24	3	20,7	2	21,8	1,5	22,3		22,9	7/8"	19,25		28					
27	3	23,7	2	24,8	1,5	25,3	1	26	1"	22		30,5	29,6	29,6		28,5	
30	3,5	26,1	2	27,8	1,5	28,3	1	29	1 1/8"	24,75		35					
(33)	3,5	29,2	2	30,8	1,5	31,3	1	32	1 1/4"	27,8		39	38,5	38,5		37,5	
36	4	31,6	3	32,7	2	33,7	1,5	34,4	1 3/8"			41,5					
(39)	4	34,6	3	35,7	2	36,7	1,5	37,3	1 1/2"	33,5		45	44,5	44,5		43,5	
42	4,5	37	3	38,7	2	39,7	1,5	40,3	1 5/8"	35,75							
(45)	4,5	40	3	41,7	2	42,7	1,5	43,3	1 3/4"	39		51					
48	5	42,4	3	44,7	2	45,7	1,5	46,3	1 7/8"	41,5							
									2"	44,6			57			55	

В резьбах от диаметра 56 до 90 есть допуски: Основная +0,7    1-я Мелкая +0,5    2-я Мелкая +0,3    3-я Мелкая +0,2

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 11)

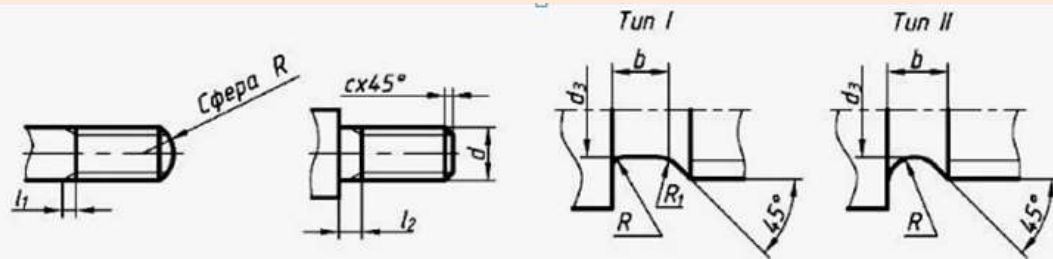


Рис. 4.28

Шаг резьбы, мм	Сбег, мм			Недорез, мм		Проточка, мм								Фаска с, мм		
	$l_1 \max$			$l_2 \max$		Тип I						Тип II		$d_3$	При сопряж. с внутр. резьб. с проточкой типа II	Для всех других случаев
	Угол заборной части инструмента			Нормальный	Уменьшенный	Нормальная			Узкая			b	R			
	20°	30°	45°			b	R	$R_1$	b	R	$R_1$					
0,4	0,7	0,5	0,3	1,0	0,8	1	0,3	0,2	—	—	—	—	—	d-0,6	—	0,3
0,5	1	0,6	0,4	1,6	1	1,6	0,5	0,3	1	0,3	0,2	—	—	d-0,8	—	0,5
0,75	1,5	0,8	0,5	2	1,6	2	0,5	0,3	1,6	0,5	0,3	—	—	d-1,2	—	1
1	1,8	1,2	0,7	3	2	3	1	0,5	2	0,5	0,3	3,6	2	d-1,5	2	1
1,25	2,2	1,5	0,9	4	2,5	4	1	0,5	2,5	1	0,5	4,4	2,5	d-1,8	2,5	1,6
1,5	2,8	1,6	1	4	2,5	4	1	0,5	2,5	1	0,5	4,6	2,5	d-2,2	3	1,6
1,75	3,2	2,0	1,2	4	2,5	4	1	0,5	2,5	1	0,5	5,4	3	d-2,5	3,5	1,6
2	3,5	2,2	1,4	5	3	5	1,6	0,5	3	1	0,5	5,6	3	d-3	3,5	2
2,5	4,5	3,0	1,6	6	4	6	1,6	1	4	1	0,5	7,3	4	d-3,5	5	2,5
3	5,2	3,5	2	6	4	6	1,6	1	4	1	0,5	7,6	4	d-4,5	6,5	2,5
3,5	6,3	4	2,2	8	5	8	2	1,5	5	1,5	0,5	10,2	5,5	d-5	7,5	2,5
4	7,1	4,5	2,5	8	5	8	2	1	5	1,5	0,5	10,3	5,5	d-6	8	3
4,5	8	5	3	10	6	10	3	1	6	1,5	1	12,9	7	d-6,5	9,5	3
5	9	5,5	3,2	10	6	10	3	1	6	1,5	1	13,1	7	d-7	10,5	4
5,5	10	6	3,5	12	8	12	3	1	8	2	1	15	8	d-8	10,5	4
6	11	6	4	12	8	12	3	1	8	2	1	16	8,5	d-9	10,5	4

Для восприятия **поперечных нагрузок** болты изготавливают **коническими** и вставляют их в **конические отверстия**, предварительно **обработанные разверткой**, что обходится дешевле, чем **подгонка цилиндрических болтов** к цилиндрическим **отверстиям**. Такие болты называются **призонными** (рис. 4.269). Расчет **призонных болтов** проводится аналогично расчету цилиндрических болтов.

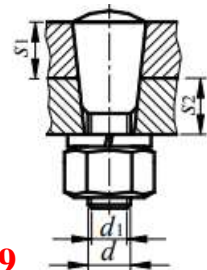


Рис. 4.29

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 13)

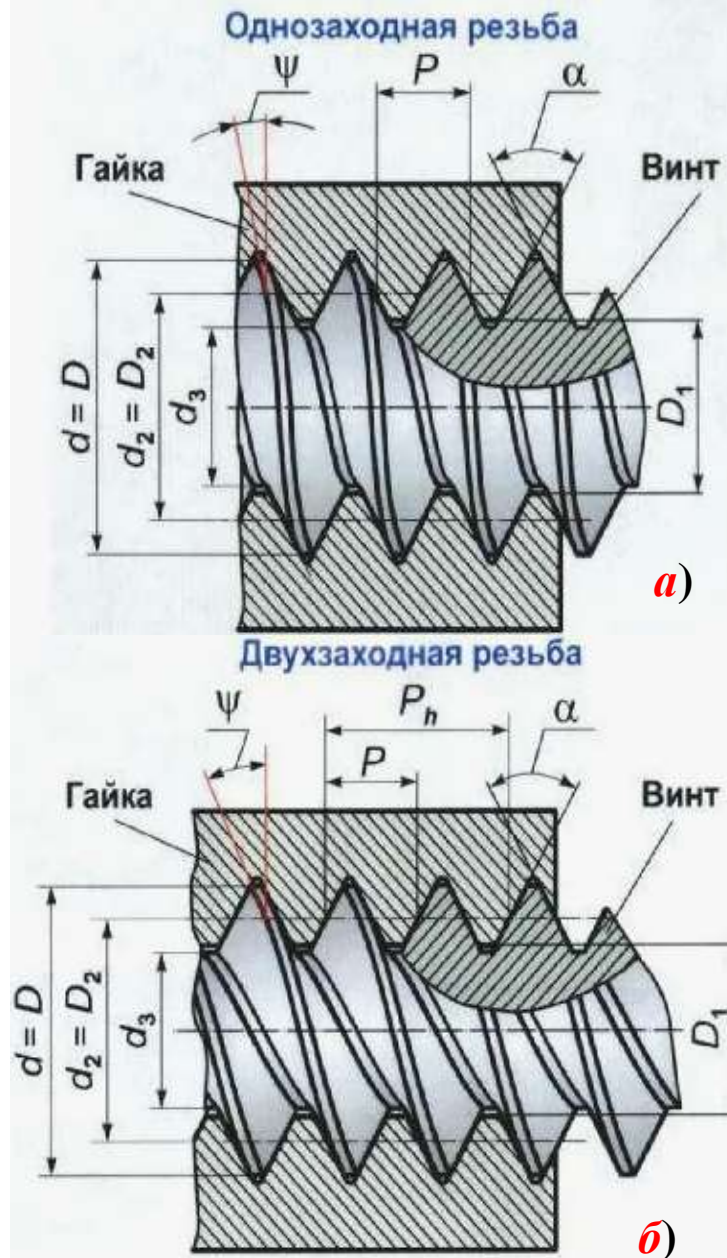


Рис. 4.30. Однозаходная *a*)  
и двухзаходная *б*) резьба

Дюймовая резьба с углом профиля 55°

Диаметр резьбы в дюймах	Наружный диаметр в мм.	Средний диаметр в мм.	Внутренний диаметр в мм.	Число витков на один дюйм	Шаг резьбы в мм.	Высота профиля в мм.
3/16	4,762	4,085	3,408	24	1,058	0,677
1/4	6,350	5,537	4,724	20	1,270	0,814
5/16	7,938	7,034	6,131	18	1,411	0,903
3/8	9,525	8,509	7,492	16	1,588	1,017
7/16	11,112	9,951	8,789	14	1,814	1,162
1/2	12,700	11,345	9,989	12	2,117	1,355
9/16	14,288	12,932	11,577	12	2,117	1,355
5/8	15,875	14,397	12,918	11	2,309	1,479
3/4	19,050	17,424	15,798	10	2,540	1,626
7/8	22,225	20,418	18,611	9	2,822	1,807
1	25,400	23,367	21,334	8	3,175	2,033
1 1/8	28,575	26,252	23,929	7	3,629	2,323
1 1/4	31,750	29,427	27,104	7	3,629	2,323
1 3/8	34,925	32,215	29,504	6	4,233	2,711
1 1/2	38,100	35,390	32,679	6	4,233	2,711
1 5/8	41,275	38,022	34,770	5	5,080	3,253
1 3/4	44,450	41,198	37,045	5	5,080	3,253
1 7/8	47,625	44,011	40,397	4½	5,644	3,614
2	50,800	47,186	43,572	4½	5,644	3,614
2 1/4	57,150	53,084	49,019	4	6,350	4,066
2 1/2	63,500	59,433	55,369	4	6,350	4,066
2 3/4	69,850	65,204	60,557	3½	7,257	4,647
3	76,200	71,554	66,907	3½	7,257	4,647
3 1/4	82,550	77,546	72,542	3¼	7,815	5,004
3 1/2	88,900	83,596	78,892	3¼	7,815	5,004
3 3/4	95,250	89,829	84,409	3	7,467	5,421
4	101,600	96,179	90,759	3	7,467	5,421

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 14)

### Таблица для нарезания трубных дюймовых резьб

Обозначение резьбы в дюймах	Число ниток на 1 дюйм	Наружный диаметр резьбы в мм.	Внутренний Диаметр резьбы в мм.	Наружный Диаметр для нарезания в мм.	Допуск на диаметр в мм.	Внутренний диаметр для нарезания в мм.	Допуск на диаметр в мм.	Глубина врезания в мм. на диаметр
1/8	28	9,73	8,57	9,48	-0,10	8,8	+0,10	1,162
1/4	19	13,16	11,45	12,86	-0,12	11,8	+0,12	1,712
3/8	19	16,66	14,95	16,36	-0,12	15,25	+0,12	1,712
1/2	14	20,96	18,63	20,64	-0,14	18,9	+0,14	2,324
5/8	14	22,91	20,59	22,61	-0,14	20,9	+0,14	2,324
3/4	14	26,44	24,66	26,11	-0,14	24,3	+0,14	2,324
7/8	14	30,20	27,88	29,88	-0,14	28,25	+0,14	2,324
1	11	33,25	30,29	32,92	-0,17	30,5	+0,17	2,958
1 1/8	11	37,90	34,94	37,55	-0,17	35,2	+0,17	2,958
1 1/4	11	41,91	38,95	41,53	-0,17	39,2	+0,17	2,958
1 3/8	11	44,32	41,37	43,98	-0,17	41,6	+0,17	2,958
1 1/2	11	47,80	44,82	47,37	-0,17	45,0	+0,17	2,958
1 3/4	11	53,75	50,79	53,34	-0,20	51,0	+0,20	2,958
2	11	59,61	56,66	59,21	-0,20	56,9	+0,20	2,958
2 1/4	11	65,71	62,75	65,33	-0,20	62,95	+0,20	2,958
2 1/2	11	75,19	72,23	74,74	-0,20	72,45	+0,20	2,958
2 3/4	11	81,54	78,58	81,12	-0,20	78,8	+0,20	2,958
3	11	87,89	84,93	87,42	-0,20	85,1	+0,23	2,958
3 1/4	11	93,99	91,03	93,56	-0,24	91,1	+0,23	2,958
3 1/2	11	100,33	97,38	99,91	-0,24	97,9	+0,23	2,958

# Трубная резьба

Обозначение	Диаметр в дюймах	Внешний диаметр в мм	Внутренний диаметр в мм	Диаметр резьбы в мм	Шагов на дюйм
G 1/8"	1/8	9,73	8,85	8,80	28
G 1/4"	1/4	13,16	11,89	11,80	19
G 3/8"	3/8	16,66	15,39	15,25	19
G 1/2"	1/2	20,95	19,17	19,00	14
G 5/8"	5/8	22,91	21,13	21,00	14
G 3/4"	3/4	26,44	24,66	24,50	14
G 7/8"	7/8	30,20	28,42	28,25	14
G 1"	1	33,25	30,93	30,75	11
G 1 1/8"	1 1/8	37,90	35,58	35,30	11
G 1 1/4"	1 1/4	41,91	35,59	39,25	11
G 1 3/8"	1 3/8	44,32	42,00	41,70	11
G 1 1/2"	1 1/2	47,80	45,48	45,25	11
G 1 3/4"	1 1/3"	53,74	51,43	51,10	11
G 2"	2	59,61	57,29	57,00	11
G 2 1/4"	2 1/4	65,71	63,39	63,10	11
G 2 1/2"	2 1/2	75,18	72,86	72,60	11
G 2 3/4"	2 3/4	81,53	79,21	78,90	11
G 3"	3	87,88	85,56	85,30	11
G 3 1/4"	3 1/4	93,98	91,66	91,50	11
G 3 1/2"	3 1/2	100,33	98,01	97,70	11
G 3 3/4"	3 3/4	106,68	104,3	104,00	11
G 4"	4	113,03	110,71	110,40	11

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 16)

Резьба трубная цилиндрическая				Резьба дюймовая с углом профиля 55°			
$d_o$ дюймы	$d_o$ мм	число нитек	$d$ сверления	$d_o$ дюймы	$d_o$ мм	число нитек	$d$ сверления
1/8	9,128	28	8,62 <sup>+0,2</sup>	1/8	6,35	20	5,1 <sup>+0,1</sup>
1/4	13,157	19	11,3 <sup>+0,2</sup>	5/16	7,938	18	6,3 <sup>+0,2</sup>
3/8	16,662	19	15,0 <sup>+0,2</sup>	3/8	9,525	18	7,8 <sup>+0,2</sup>
1/2	20,955	14	18,68 <sup>+0,3</sup>	1/2	12,7	18	10,4 <sup>+0,3</sup>
5/8	22,911	14	20,64	5/8	15,5	11	13,5 <sup>+0,3</sup>
3/4	26,441	14	24,17	3/4	19,05	10	16,25 <sup>+0,4</sup>
7/8	30,201	14	27,93	7/8	22,225	3	19,35 <sup>+0,4</sup>
1	33,249	11	30,34	1	25,4	3	22,0 <sup>+0,4</sup>
1 <sup>1/8</sup>	37,897	11	35	1 <sup>1/8</sup>	28,575	7	24,76 <sup>+0,4</sup>
1 <sup>1/4</sup>	41,91	11	39	1 <sup>1/4</sup>	31,75	7	27,8 <sup>+0,4</sup>
1 <sup>3/8</sup>	44,323	11	41,41	1 <sup>3/8</sup>	34,925	6	
1 <sup>1/2</sup>	47,803	11	44,9	1 <sup>1/2</sup>	38,1	6	33,5 <sup>+0,4</sup>
1 <sup>3/4</sup>	53,746	11	50,84	1 <sup>5/8</sup>	41,275	5	
2	59,614	11	56,7	1 <sup>3/4</sup>	44,45	5	38,0 <sup>+0,4</sup>
2 <sup>1/4</sup>	65,71	11	62,8	2	50,8	4 <sup>1/2</sup>	44,6 <sup>+0,4</sup>
2 <sup>1/2</sup>	75,184	11	72,27	2 <sup>1/4</sup>	57,15	4	50,1 <sup>+0,5</sup>
2 <sup>3/4</sup>	81,534	11	78,62	2 <sup>1/2</sup>	63,5	4	56,3 <sup>+0,5</sup>
3	87,884	11	84,97	2 <sup>3/4</sup>	69,85	3 <sup>1/2</sup>	61,6 <sup>+0,5</sup>
3 <sup>1/4</sup>	93,98	11	91,07	3	76,2	3 <sup>1/2</sup>	61,6 <sup>+0,5</sup>
3 <sup>1/2</sup>	100,33	11	97,47	3 <sup>1/4</sup>	82,55	3 <sup>1/4</sup>	68,2 <sup>+0,5</sup>
4	113,03	11	110,12	3 <sup>1/2</sup>	88,9	3 <sup>1/4</sup>	
4 <sup>1/2</sup>	125,73	11	122,82	3 <sup>3/4</sup>	95,25	3	
5	138,43	11	135,52	4	101,6	3	
5 <sup>1/2</sup>	151,13	11	148,22				
6	163,83	11	160,92				

В металлических трубах и фитингах указывается их **внутренний диаметр**, который также называют **условным диаметром** (условным диаметром прохода).

Размеры труб в дюймах и их **условные диаметры**:

- 1/4" — 8 мм;
- 3/8" — 12 мм;
- 1/2" — 15 мм;**
- 3/4" — 20 мм;
- 1" — 25 мм;
- 1 ¼ " — 32 мм;
- 1 ½ " — 40 мм;
- 2" — 50 мм.



## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 17)



Международная: G.  
Великобритания: BSPP.  
Япония: RF.

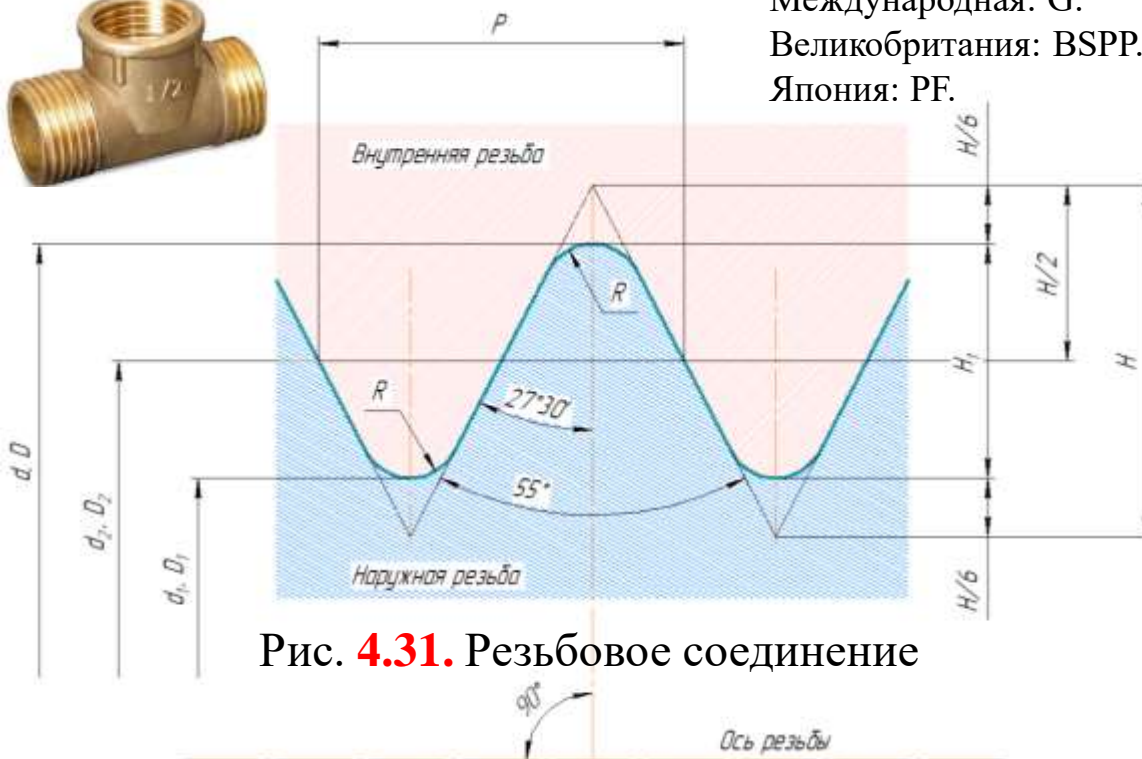


Рис. 4.31. Резьбовое соединение

### Трубная резьба

Связь между высотой исходного треугольника и шагом:  $H = 0,960491 \cdot P$

Рабочая высота профиля:  $H_1 = 0,640327 \cdot P$

Радиус закругления вершин и впадин резьбы:  $R = 0,137329 \cdot P$

Вершины наружной резьбы, а также внутренней резьбы могут быть выполнены с плоским срезом в случаях, когда исключена возможность соединения с наружной конической резьбой.

Минимальный размер трубной резьбы составляет  $1/16$  что соответствует 7,72 мм, максимальный — 6" или 163,8 мм, трубы диаметром свыше 6" обычно свариваются или соединяются фланцами.

Обозначение **размера резьбы** соответствует **внутреннему диаметру трубы** по одному из стандартов (Условный проход).

Дюймовые размеры пришли из Западной Европы. Требования стандарта ГОСТ 6357-81, который действует в странах постсоветского пространства, основаны на базе резьбы **BSW** (British Standard Whitworth), известной как резьба Витворта. Англичанин Джозеф Витворт (Joseph Whitworth), инженер по образованию, в **1841** году предложил новый для того времени тип нарезания резьбы. Он разработал удобный и надежный стандарт для мелкой резьбы с фиксированным углом канавки  $55^\circ$  и имеющей стандартный шаг для данного диаметра. Это нововведение вскоре стало первым национальным стандартом, его приняли железнодорожные компании, которые ранее использовали различные резьбы. Стандарт был применён повсеместно. Позже он стал одним из британских стандартов и стал называться британский стандарт Витворта (сокращённо **BSW**).

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 18)

Трубная резьба определяется количеством витков на 1 дюйм вдоль оси резьбы. Определение шага резьбы: рулеткой или линейкой отмеряем **один дюйм** (равен **25,4 мм**). Считаем количество витков. В данном случае – 18 витков на дюйм. **Дюймовая** резьба  $\frac{1}{2}$  дюйма имеет **наружный диаметр** резьбы **12,7 мм**, шаг **2,12 мм**, число ниток на 1 дюйм 12 шт., а **трубная дюймовая** резьба  $\frac{1}{2}$  дюйма имеет **наружный диаметр** резьбы на **трубе**  $d=20,955$  мм (**внутренний диаметр** трубы **12,7 мм**), шаг **1,81 мм**, число ниток на 1 дюйм 14 шт.,  $R=0,249$ мм,  $h=1,162$  мм. Шаг можно измерять с помощью резьбомера для дюймовой резьбы. Однако необходимо принимать во внимание, что **дюймовые резьбы** могут отличаться по углу вершины – **55** и **60** градусов.



Рис. 4.32

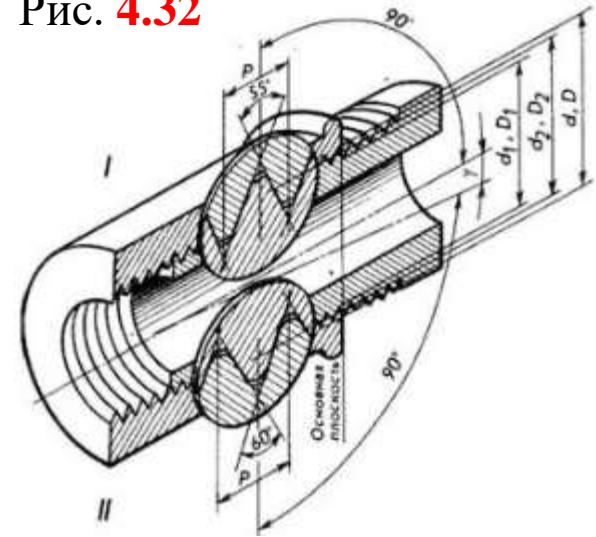
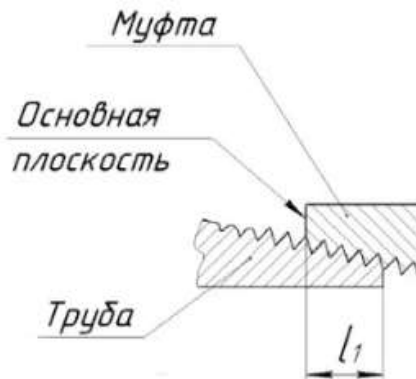


Рис. 4.33. Резьбовое соединение

**Коническая** трубная резьба с конусностью **1:16**: Международная: R. Япония: RT. Великобритания: BSPT. Указывается буква R и номинальный диаметр  $D_u$ . Обозначение **R** означает **наружный** вид резьбы, **Rc** **внутренний**, **Rp** **внутренний цилиндрический**. Буквы **ЛН** обозначают **левою** резьбу.



1. Коническая трубная резьба, ГОСТ 6211-81 («Резьба трубная коническая»)

К  $\frac{1}{2}$  ГОСТ 6111 – 52: резьба коническая дюймовая с **наружным** и **внутренним** диаметром в **основной плоскости** **примерно** равным наружному и внутреннему диаметрам трубной цилиндрической резьбы G  $\frac{1}{2}$

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 19)

### Метрическая коническая резьба, ГОСТ 25229-82

Единица измерения параметров: мм.

Изготавливается на поверхностях с  
**конусностью 1:16.**

Используется при соединении трубопроводов.

Угол при вершине витка равен  $60^\circ$ . **Основная плоскость смещена** относительно торца.

**Условное обозначение метрической резьбы:**

Первыми идут буквы **МК**, далее – указание номинального диаметра в **основной плоскости** и шаг резьбы в мм. Для **левой** резьбы после условного обозначения шага ставят буквы **ЛН**.

**Примеры обозначения резьбы:**

**МК 30x2** : резьба метрическая коническая, номинальный диаметр 30 мм, шаг 2 мм.

**МК 20x1,5ЛН** : резьба метрическая коническая, номинальный диаметр 20 мм, шаг 1,5 мм, левая.

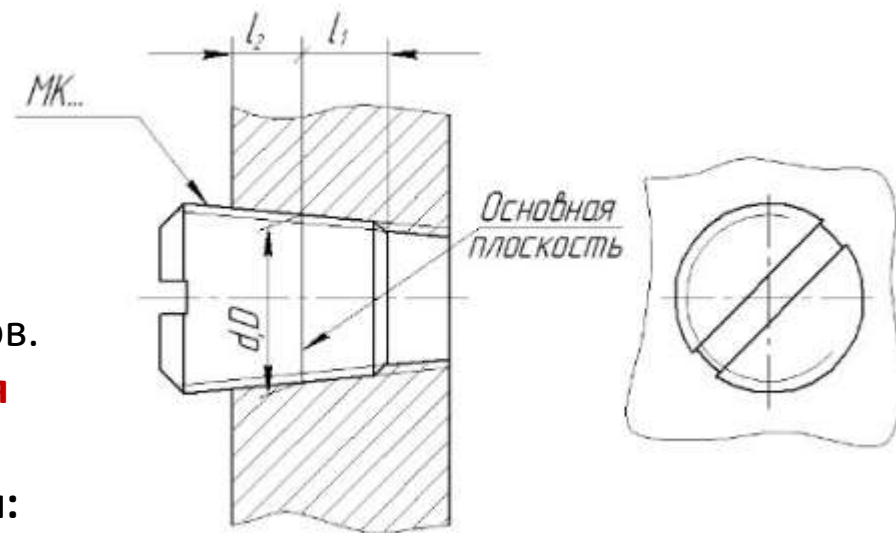


Рис. 4.34. Метрическая коническая резьба, ГОСТ 25229-82

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ВИТКАМ РЕЗЬБЫ

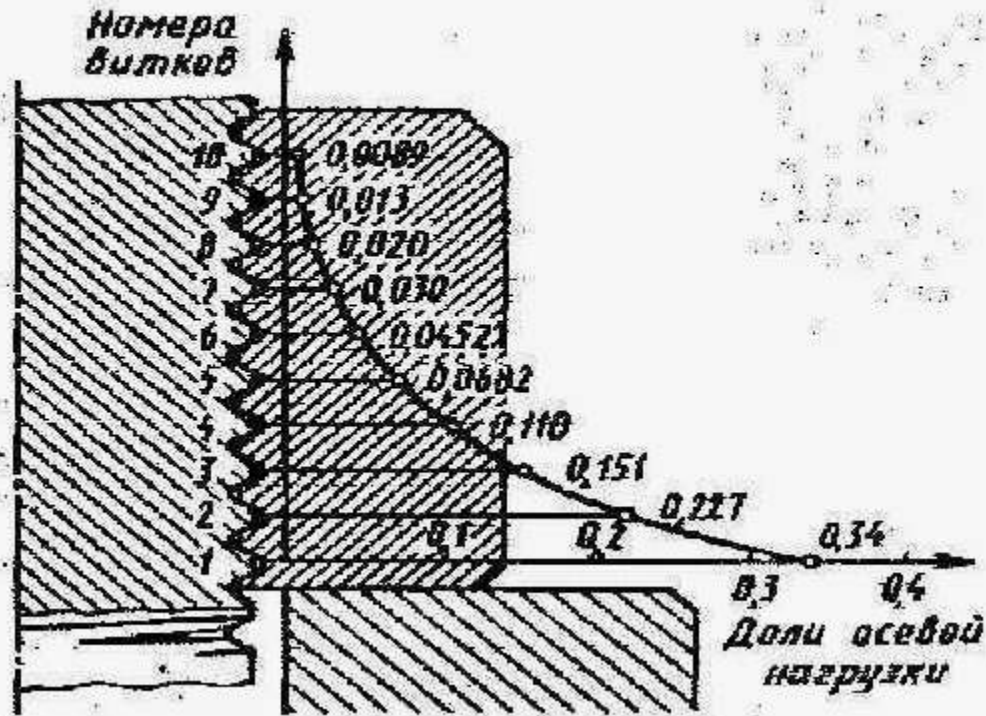
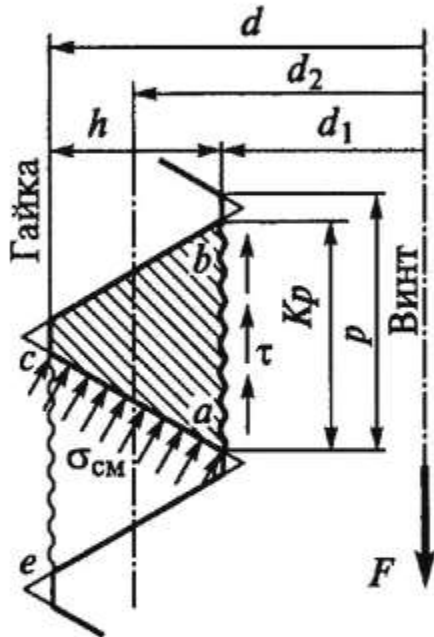


Рис. 4.35.

### Критерии работоспособности витков резьбы

Основными критериями работоспособности и расчета для крепежных резьб являются: прочность, связанная с напряжениями  $\tau$  среза, а для ходовых резьб – износостойкость, связанная с напряжениями  $\sigma_{см}$  смятия.



Условия прочности витков резьбы по напряжениям среза

$$\tau = F / (\pi d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m) \leq [\tau] \text{ – для винта (болта);}$$

$$\tau = F / (\pi d \cdot H \cdot K \cdot K_m) \leq [\tau] \text{ – для гайки.}$$

Здесь  $H$  – высота гайки или глубина завинчивания винта;

$K = ab/p$  или  $K = ce/p$  – коэффициент полноты резьбы;

$K_m$  – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы, (для треугольной резьбы  $K = 0,87$ ;  $K_m = 0,6 \dots 0,7$ ).

**Рис. 4.36.** Параметры резьбы для расчёта

Условие износостойкости по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = F / (\pi d_2 \cdot h \cdot z) \leq [\sigma_{см}].$$

Здесь  $K_m = 1$ , а величину  $[\sigma_{см}]$

принимают согласно накопленному опыту эксплуатации

Высота гайки и глубина завинчивания определяется из условия равнопрочности витков резьбы и стержня:

$$\tau_r = 0,6 \sigma_r$$

$$\tau = F / (\pi d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m) = 0,6 \sigma_r = 0,6 F / [\pi d_1^2 / 4],$$

$$K = 0,87; K_m = 0,6; H \approx 0,8d_1$$

С учетом точности изготовления  $H = 0,8d$  (если материалы одинаковые).

Если стержень стальной, а гайка чугунная, –

$$H = 1,5d (!)$$

## Расчет резьбовых соединений на прочность

Винт нагружен осевой силой  $F$  (без затяжки  $T=0$ )

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_p^2} \leq [\sigma] \quad d_p = \frac{d + d_2}{2}$$

Винт нагружен осевой силой  $F$  с затяжкой  $T$

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \approx \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_p^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d_p^3}\right)^2} \leq [\sigma]$$

Расчет резьбы на срез

Для винта  $\tau = F / (\pi d_1 H K K_m) \leq [\tau]$

Для гайки  $\tau = F / (\pi d H K K_m) \leq [\tau]$

$K$  – коэф. полноты резьбы

$K_m$  – коэф. неравномерности нагрузки по виткам

Расчет резьбы на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} = \frac{F}{\pi(d^2 - d_1^2)K_m z} \leq [\sigma_{см}] \quad z = \frac{H}{P}$$

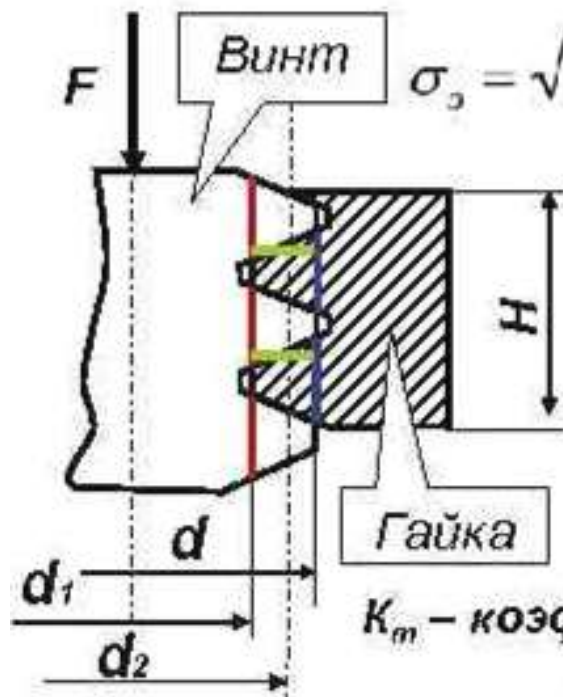


Рис. 4.37.

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 23)

- Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (1.18)$$

- Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб,  $\sigma_{\text{эkv}} = 1,3 \sigma$

- Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d^2 i} \leq [\tau] \quad (1.21)$$

- где  $i$  — число плоскостей среза (на рис. 1.21, а  $i = 2$ ; при соединении только двух деталей — рис. 1.21, б  $i = 1$ ).

### Высота гайки и глубина завинчивания.

- *Равнопрочность резьбы и стержня винта* является одним из условий назначения высоты стандартных гаек. Так, например, приняв в качестве предельных напряжений пределы текучести материала на растяжение и сдвиг и учитывая, что  $\tau_T = 0,6 \sigma_T$ , запишем условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение в виде:

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K_m} = 0,6 \sigma_T = \frac{0,6 F}{\frac{\pi}{4} d_1^2};$$

## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 24)

Определение основных размеров и предельных отклонений резьбового соединения.

Результаты определения наружного диаметра резьбы:

$$D'(d') = D_{изм}(d_{изм}) \cdot M = 5 \cdot 2 = 10 \text{ мм.}$$

В соответствии с **ГОСТ 24705-2004** для резьбы *M10* с нормальным шагом  $P=1,5$  мм выписываем номинальные диаметры:

- наружный  $D(d) = 10$  мм;
- средний  $D_2(d_2) = 9,026$  мм;
- внутренний  $D_1(d_1) = 8,376$  мм.

В соответствии с **ГОСТ 16093-2004** находим предельные отклонения диаметров резьбы болта *M10–6h*:

- для  $d, d_2, d_1$   $es_{d, d_1, d_2} = 0$ ;
- для  $d_2$   $ei_{d_2} = -132$  мкм;
- для  $d$   $ei_d = -236$  мкм;
- для  $d_1$   $ei_{d_1}$  – не устанавливается.

Определяем предельные отклонения диаметров резьбы гайки *M10–6H*:

- для  $D, D_2, D_1$   $EI_{D, D_1, D_2} = 0$ ;
- для  $D_2$   $ES_{D_2} = +180$  мкм;
- для  $D_1$   $ES_D = +300$  мкм;
- для  $D$   $ES_D$  – не устанавливается.

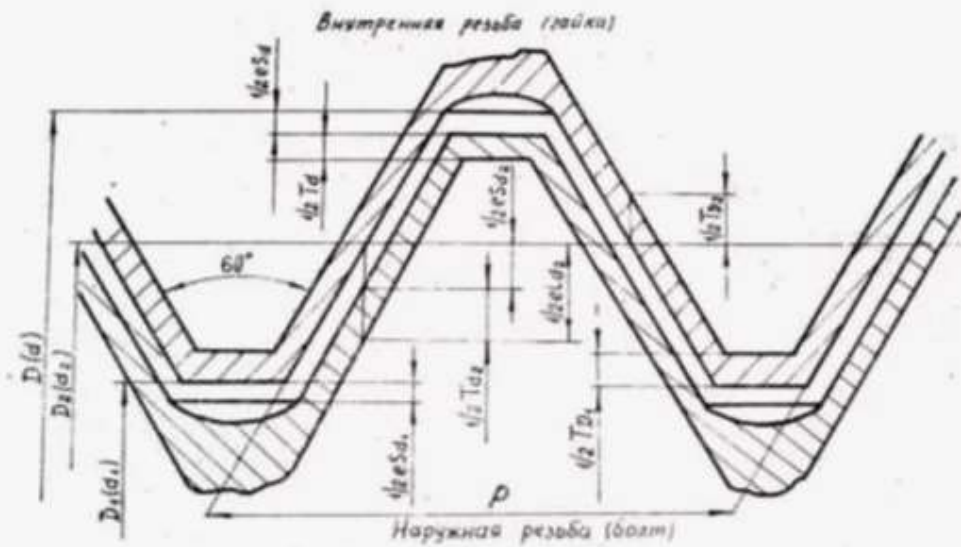


Рис. 4.38. Положение **предельных контуров** резьбового соединения



## 4.2. Резьбовые соединения (продолжение 25)

мм											
Номиналь- ный диаметр резьбы <i>d</i>	Шаг резьбы <i>P</i>	Диаметр стержня под резьбу с полем допуска									
		4h		6h	6g	6e	6d	6h; 6g; 6e; 6d	8h	8g	8h; 8g
		Номин.	Пред. откл.	Номин.				Пред. откл.	Номин.		Пред. откл.
12	1,75	11,86		11,86	11,83	11,80	10,76		11,86	11,83	
14	2	13,84	-0,10	13,84	13,80	13,77	13,74	-0,13	13,84	13,80	-0,29
16		15,84		15,84	15,80	15,77	15,74		15,84	15,80	
18	2,5	17,84		17,84	17,80	17,76	17,73		17,84	17,80	
20		19,84	-0,13	19,84	19,80	19,76	19,73	-0,18	19,84	19,80	-0,37
22	3	21,84		21,84	21,80	21,76	21,73		21,84	21,80	
24		23,84	-0,16	23,84	23,79	23,75	23,73	-0,22	23,84	23,79	-0,44
27	3,5	26,84		26,84	26,79	26,75	26,73		26,84	26,79	
30		29,84	-0,18	29,84	29,79	29,75	29,72	-0,27	29,84	29,79	-0,51
33	4	32,84		32,84	32,79	32,75	32,72		32,84	32,89	
36		35,84	-0,22	35,84	35,78	35,74	35,71	-0,32	35,84	35,78	-0,59
39	4,5	38,84		38,84	38,78	38,74	38,71		38,84	38,78	
42		41,84	-0,24	41,84	41,78	41,74	41,71	-0,34	41,84	41,78	-0,64
45	5	44,84		44,84	44,78	44,74	44,71		44,84	44,78	
48		47,84	-0,26	47,84	47,77	47,73	47,71	-0,37	47,84	47,77	-0,69
52	5,5	51,84		51,84	51,77	51,73	51,71		51,84	51,77	
56		55,84	-0,28	55,84	55,76	55,73	55,70	-0,40	55,84	55,76	-0,74
60	6	59,84		59,84	59,76	59,73	59,70		59,84	59,76	
64		63,84	-0,30	63,84	63,76	63,72	63,69	-0,44	63,84	63,76	-0,79
68		67,84		67,84	67,76	67,72	67,69		67,84	67,76	

### 4.3. Единая система допусков и посадок гладких соединений (ГОСТ 25346-89)

Настоящий стандарт распространяется на **гладкие** элементы деталей, **цилиндрические** и **ограниченные** параллельными плоскостями, а также на **образованные** ими **посадки** и **устанавливает термины, определения и условные обозначения, допуски и основные отклонения** системы допусков и посадок для размеров до 3150 мм и любых линейных размеров, **если они не установлены другими стандартами.**

Термины и определения: **1) Размер** – числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.п.) в выбранных единицах измерения;

**2) Действительный размер** – размер элемента, установленный измерением ( $d_d; d_i; D_d; D_i; A_i$ );

**3) Предельные размеры** – **два предельно допустимых размера** элемента, **между которыми** должен находиться (или которым может быть равен) **действительный размер** ;

**4) Наибольший предельный размер** – наибольший допустимый размер элемента ( $d_{max}; D_{max}$ );

**5) Наименьший предельный размер** – наименьший допустимый размер элемента ( $d_{min}; D_{min}$ );

**6) Номинальный размер** – размер ( $d_n; d; D_n; D_n$ ) ( $d=D$ ), **относительно которого** определяются **отклонения** ;

**7) Нулевая линия** – линия, **относительно которой** откладываются **отклонения**: верхнее ( $es$ ) и нижнее ( $ei$ ) для «валов» - **охватываемые** размеры; верхнее ( $ES$ ) и нижнее ( $EI$ ) для «отверстий» - **охватывающие** размеры;

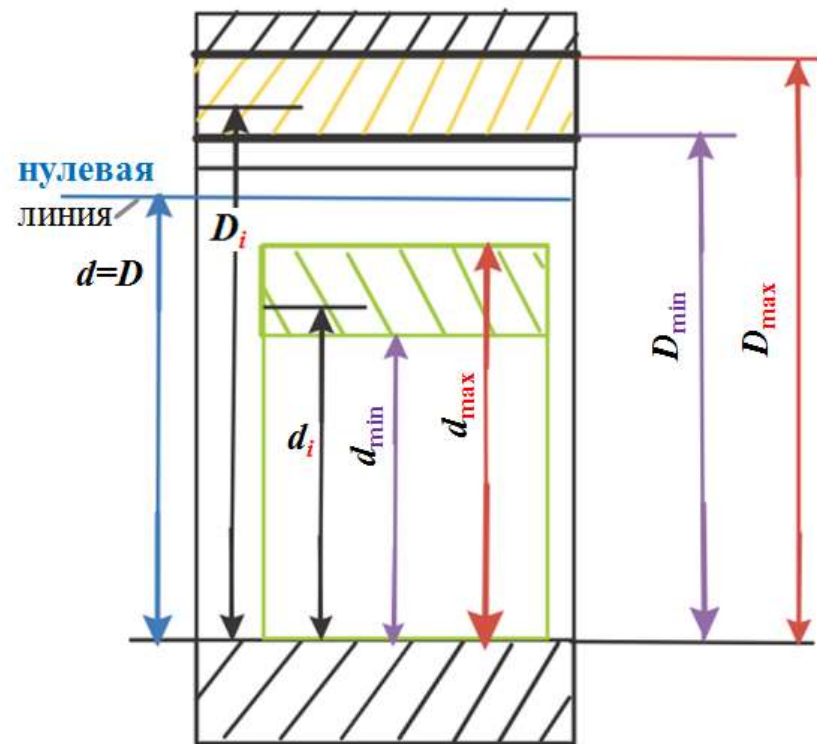


Рис. 4.39. Положение полей допусков гладкого соединения

8) **Отклонение** — алгебраическая разность между размером (действительным или предельным размером) и соответствующим **номинальным** размером.

Верхнее отклонение ( $es$ ) и нижнее ( $ei$ ) для «валов» - охватываемые размеры; верхнее ( $ES$ ) и нижнее ( $EI$ ) для «отверстий» - охватывающие размеры;

9) Расчёт допустимого **наибольшего** размера (диаметра) «отверстия»:  $D_{\max} = D + ES$ ;

10) Расчёт допустимого **наименьшего** размера (диаметра) «отверстия»:  $D_{\min} = D + EI$ ;

11) Расчёт допустимого **наибольшего** размера (диаметра) «вала»:  $d_{\max} = d + es$ ;

12) Расчёт допустимого **наименьшего** размера (диаметра) «отверстия»:  $d_{\min} = d + ei$ ;

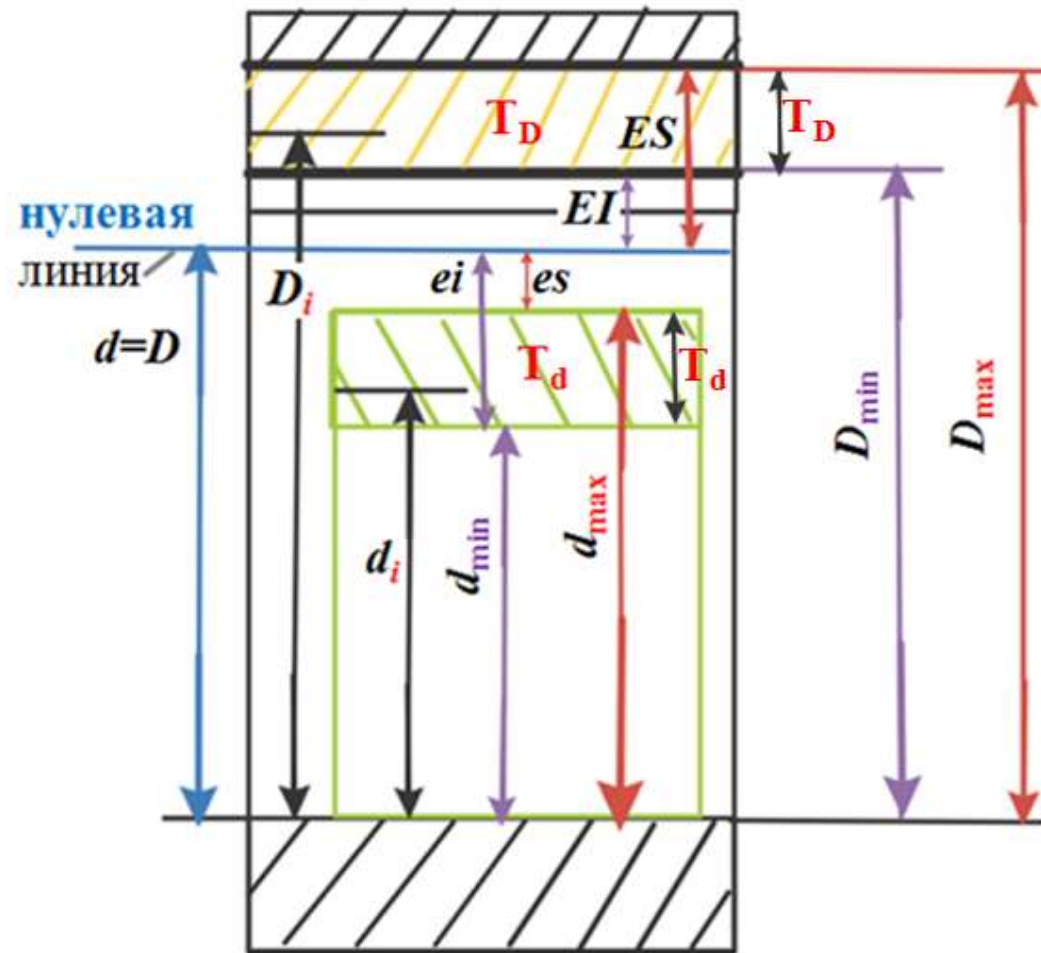


Рис. 4.40. Положение **полей допусков** гладкого соединения

### 4.3. Единая система допусков и посадок (продолжение 3)

13) Расчёт минимального зазора :

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es; \text{ (с учётом знака отклонений!)}$$

14) Расчёт максимального зазора :

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei \text{ (с учётом знака отклонений!)};$$

14) Расчёт действительного зазора :

$$S_i = D_i - d_i;$$

Например,  $D_{i=1} = 20,2$  мм;  $D_{i=2} = 20,3$  мм;

$$D_{i=3} = 20,1$$
 мм;

$$d_{i=1} = 19,8$$
 мм;  $d_{i=2} = 19,7$  мм;  $d_{i=3} = 20$  мм;

$$S_1 = D_2 - d_3 = 20,3 - 20 = 0,3$$
 мм;

$$S_2 = D_2 - d_1 = 20,3 - 19,8 = 0,5$$
 мм;

$$S_3 = D_1 - d_3 = 20,2 - 20 = 0,2$$
 мм;

15) Допуск «отверстия»:

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = (D + ES) - (D + EI) = ES - EI \text{ (с учётом знака отклонений!)};$$

16) Допуск «вала»:

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = (d + es) - (d + ei) = es - ei \text{ (с учётом знака отклонений!)}$$

$$17) \text{ Допуск посадки: } T_s = S_{\max} - S_{\min} = (D_{\max} - d_{\min}) - (D_{\min} - d_{\max}) = (D_{\max} - D_{\min}) + (d_{\max} - d_{\min}) = T_D + T_d ;$$

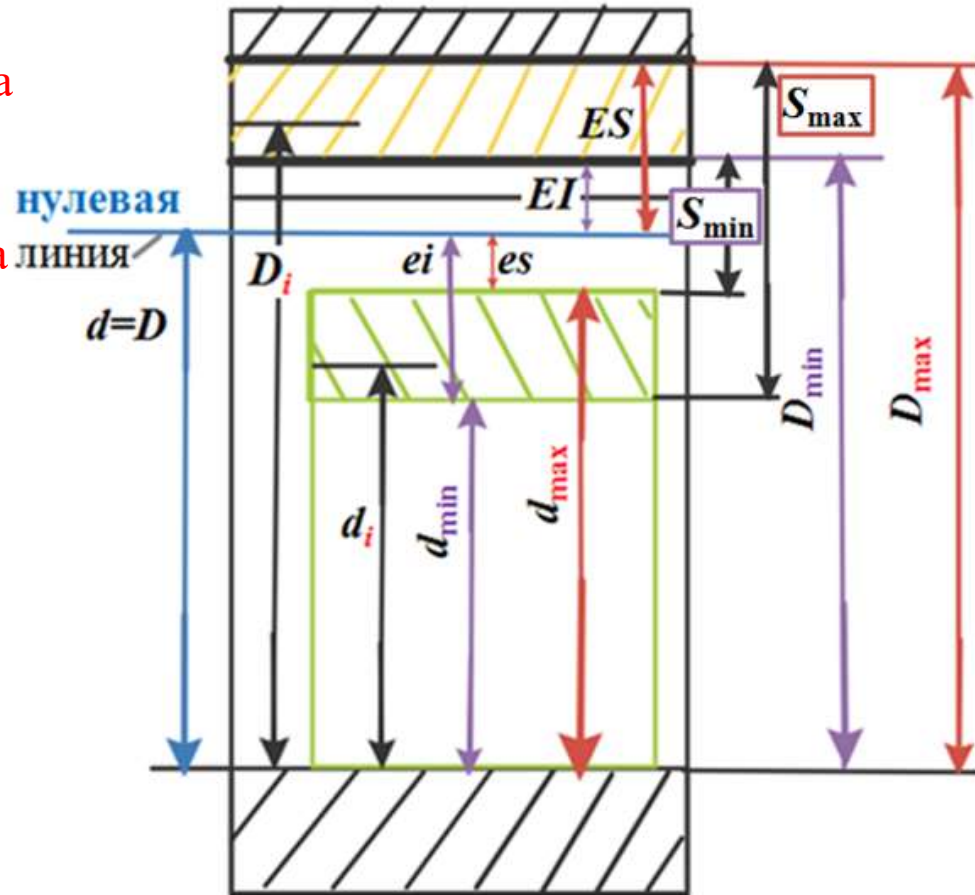


Рис. 4.41. Определение минимально и максимально **ВОЗМОЖНОГО** зазоров в **гладком** соединении

**Посадка** — характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки.

**Номинальный размер посадки** — **номинальный** размер, **общий** для отверстия и вала, составляющих соединение.

### 4.3. Единая система допусков и посадок (продолжение 4)

Если  $T_s = S_{\max} - S_{\min} \rightarrow 0$  (**min**), то независимо от сборки конкретного вала с конкретным отверстием работа механизма **не изменится**, т.е. обеспечится стабильность технико-экономических показателей. Однако при этом необходимо до минимума уменьшить величину допуска и вала, и отверстия ( $T_s = S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d$ ), что приведёт к увеличению затрат на производство. Для качественной оценки себестоимости и сложности обработки деталей вводится понятие «**кавалитет**» (в машиностроении **обычно** используются **6 - 16 квалитеты**). Чем **меньше номер** квалитета, тем **больше трудоёмкость** и **себестоимость** изготовления, но **выше качество обработки** поверхности детали. С увеличением размера сложнее выдержать заданный допуск на изготовление, поэтому **величина допуска** устанавливается больше для больших размеров. Обозначается **IT6-IT16** (International Tolerance).

Т.к. с **увеличением допуска** увеличивается **колебание (изменение) припуска z** (толщина слоя металла, которую необходимо удалить для устранения дефектов от предыдущей обработки), то обработка выполняется путём **последовательного удаления** припуска, каждый раз меньшая его величину для уменьшения изменения сил резания и упругих деформаций системы СПИД (станок-приспособление-инструмент-деталь).

**Черновая обработка** выполняется по **14-12** квалитету, шероховатость Rz80-Rz40 (Rz40 $\approx$ Ra10 мкм), после 14 квалитета можно обработать по **11** квалитету (Ra10- Ra6,3 мкм); после этого можно обработать по **10-9** квалитету (**получистовая** обработка, Ra6,3- Ra2,5 мкм), а после этого по **8-7** квалитету (**чистовая** обработка, Ra2,5- Ra1,25 мкм). Окончательная обработка (обычно шлифование или **тонкое** точение) обеспечивает точность по **7-6** квалитету (Ra1,25- Ra0,63 мкм).

## 4.3. Единая система допусков и посадок (продолжение 5)

Таблица 2. Допуски, мкм (Tolerances,  $\mu\text{m}$ ). ( $1^{\circ}\text{мкм} = 0,001 \text{ мм}$ ).

Ном.размер, мм	Квалитет (A number of grades of tolerance)																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1-3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000	1400
3-6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	1800
6-10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	2200
10-18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700
18-30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300
30-50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900
50-80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600
80-120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400
120-180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
180-250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200
250-315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100
315-400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8900
400-500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	9700
500-630	4.5	6	9	11	16	22	30	44	70	110	175	280	440	700	1100	1750	2800	4400	7000	11000
630-800	5	7	10	13	18	25	35	50	80	125	200	320	500	800	1250	2000	3200	5000	8000	12500
800-1000	5.5	8	11	15	21	29	40	56	90	140	230	360	560	900	1400	2300	3600	5600	9000	14000

Таблица 2. Допуски, мкм (Tolerances,  $\mu\text{m}$ ). (1 мкм = 0,001 мм).

Номиналь- ный размер, мм	Квалитет (A number of grades of tolerance)											
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1-3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
3-6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
6-10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
10-18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
18-30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
30-50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
50-80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
80-120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
120-180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
180-250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
250-315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200

### 4.3. Единая система допусков и посадок (продолжение б)

**Основное отклонение** – это отклонение от **нулевой линии** до **ближайшей** **границе допуска**. Основные отклонения обозначаются буквами латинского алфавита, прописными для отверстий (A...ZC) и **строчными для валов (a...zc)**

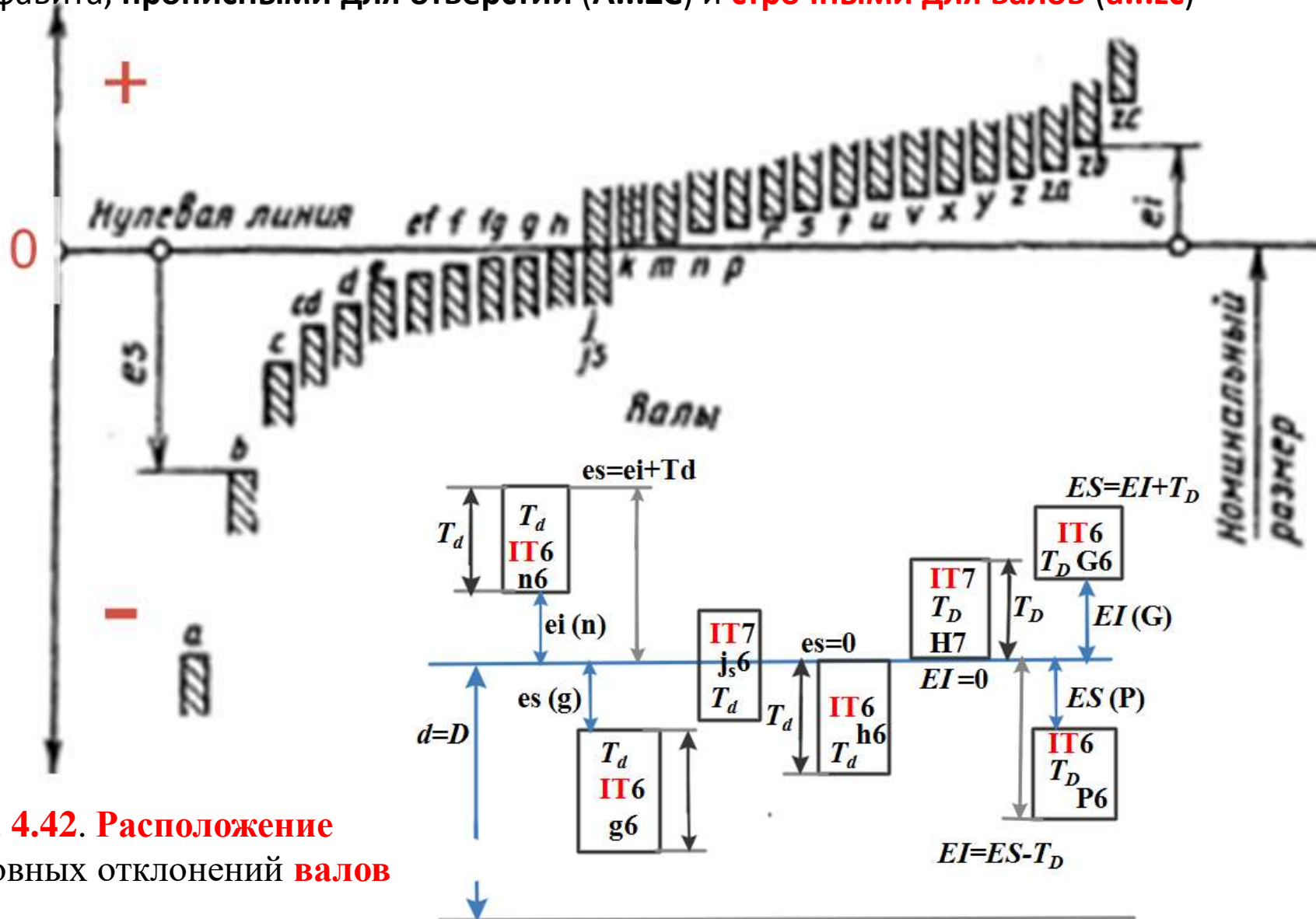


Рис. 4.42. Расположение основных отклонений валов

### 4.3. Единая система допусков и посадок (продолжение 7)

Таблица 1. Основные отклонения (Fundamental deviations), мкм (μm) (1 мкм = 1 μm = 0,001 мм).

A basic size, mm	a	b	c	d	e	f	g	h	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	
□	For all numbers of grades of tolerance □								5,6	7	4-7	<3,>7	For all numbers of grades of tolerance □									
from 1- before 3	-270	-140	-60	-20	-14	-6	-2	-2	-4	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	—	+18	—	+20	—	+26
3-6	-270	-140	-70	-30	-20	-10	-4	-2	-4	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	—	+23	—	+28	—	+35
6-10	-280	-150	-80	-40	-25	-13	-5	-2	-5	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	—	+28	—	+34	—	+42
10-14	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33	—	+40	—	+50
14-18	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	7	+12	+18	+23	+28	—	+33	+39	+45	—	+60
18-24	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28	+35	—	+41	+47	+54	+63	+73
24-30	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28	+35	+41	+48	+55	+64	+75	+88
30-40	-310	-170	-120	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112
40-50	-320	-180	-130	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34	+43	+54	+70	+81	+97	+114	+136
50-65	-340	-190	-140	-100	-60	-30	-10	-7	-12	+2	0	11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172
65-80	-360	-200	-150	-100	-60	-30	-10	-7	-12	+2	0	11	+20	+32	+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210
80-100	-380	-220	-170	-120	-72	-36	-12	-9	-15	+3	0	13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258
100-120	-410	-240	-180	-120	-72	-36	-12	-9	-15	+3	0	13	+23	+37	+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310
120-140	-460	-260	-200	-145	-85	-43	-14	-11	-18	+3	0	15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365
140-160	-520	-280	-210	-145	-85	-43	-14	-11	-18	+3	0	15	+27	+43	+65	+100	+134	+199	+228	+280	+340	+415
160-180	-580	-310	-230	-145	-85	-43	-14	-11	-18	+3	0	15	+27	+43	+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465

Таблица 1. Основные отклонения (Fundamental deviations), мкм (μm) (1 мкм = 1 μm = 0,001 мм).

A basic size, mm	a	b	c	d	e	f	g	h	j	k	m	n	p	r	s	t	u	
□	For all numbers of grades of tolerance □								5,6	7	4-7	<3,>7	For all numbers of grades of tolerance □					
from 1- before 3	-270	-140	-60	-20	-14	-6	-2	-2	-4	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	—	+18
3-6	-270	-140	-70	-30	-20	-10	-4	-2	-4	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	—	+23
6-10	-280	-150	-80	-40	-25	-13	-5	-2	-5	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	—	+28
10-14	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33
14-18	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	7	+12	+18	+23	+28	—	+33
18-24	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28	+35	—	+41
24-30	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28	+35	+41	+48
30-40	-310	-170	-120	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34	+43	+48	+60
40-50	-320	-180	-130	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34	+43	+54	+70
50-65	-340	-190	-140	-100	-60	-30	-10	-7	-12	+2	0	11	+20	+32	+41	+53	+66	+87
65-80	-360	-200	-150	-100	-60	-30	-10	-7	-12	+2	0	11	+20	+32	+43	+59	+75	+102
80-100	-380	-220	-170	-120	-72	-36	-12	-9	-15	+3	0	13	+23	+37	+51	+71	+91	+124
100-120	-410	-240	-180	-120	-72	-36	-12	-9	-15	+3	0	13	+23	+37	+54	+79	+104	+144
120-140	-460	-260	-200	-145	-85	-43	-14	-11	-18	+3	0	15	+27	+43	+63	+92	+122	+170
140-160	-520	-280	-210	-145	-85	-43	-14	-11	-18	+3	0	15	+27	+43	+65	+100	+134	+199
160-180	-580	-310	-230	-145	-85	-43	-14	-11	-18	+3	0	15	+27	+43	+68	+108	+146	+210



### 4.3. Единая система допусков и посадок (продолжение 8)

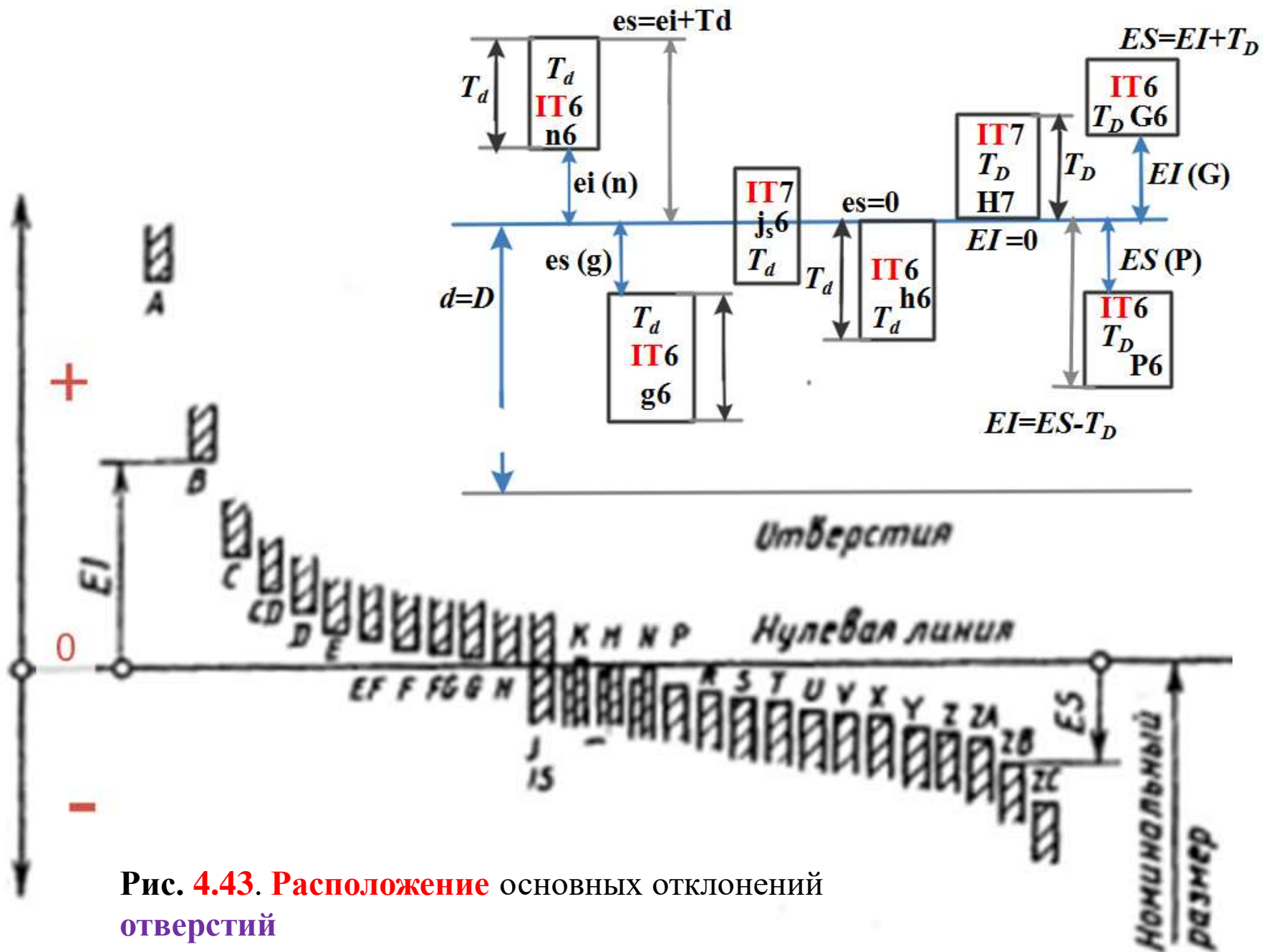


Рис. 4.43. Расположение основных отклонений отверстий

### 4.3. Единая система допусков и посадок (продолжение 9)

**Посадка** — характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки. **Номинальный размер посадки** — **номинальный** размер, **общий** для отверстия и вала, составляющих соединение. **Допуск посадки** — сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

**Зазор** — разность между размерами отверстия и вала до сборки, если **размер отверстия больше** размера вала.

**Натяг** — разность между размерами вала и отверстия до сборки, если **размер вала больше** размера отверстия.

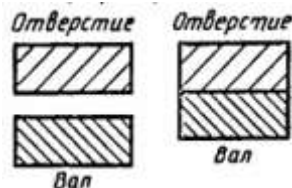
**Посадка с зазором** — посадка, при которой **всегда образуется зазор** в соединении, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении **поле допуска отверстия** расположено **над полем допуска вала**.

**Посадка с натягом** — посадка, при которой **всегда образуется натяг** в соединении, т.е. наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении **поле допуска отверстия** расположено **под полем допуска вала**.

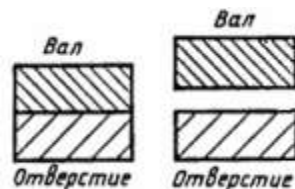
**Переходная посадка** — посадка, при которой **возможно получение** как **зазора**, так и **натяга** в соединении, **в зависимости от действительных размеров отверстия и вала**.

При графическом изображении **поля допусков отверстия и вала перекрываются** полностью или частично.

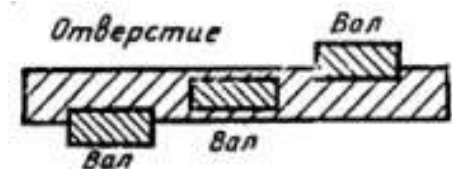
**Посадка с зазором**



**Посадка с натягом**



**Переходная посадка**



### 4.3. Единая система допусков и посадок (продолжение 10)



Рис. 4.44. Виды посадок

Нарисовать **поля допусков** вала и отверстия и определить предельно допустимые размеры вала и отверстия, **предельные зазоры** или **натяги** в посадках:

- 1)  $\text{Ø}50\text{H}7/\text{g}6$ ;
- 2)  $\text{Ø}50\text{H}7/\text{p}6$ ;
- 3)  $\text{Ø}50\text{H}7/\text{n}6$ ;
- 4)  $\text{Ø}50\text{G}7/\text{g}6$ ;
- 5) Соединение  $\text{Ø}50\text{H}7$  с  $\text{Ø}49\text{g}6$ .

### 4.3. ЕСДП (продолжение 11)

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei;$$

$$N_{\max} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es;$$

$$1) S_{\max} = +25 - (+23) = +2 \text{ МКМ};$$

$$N_{\max} = 0 - (+35) = -35 \text{ МКМ};$$

$$N_{\max} = +35 - (0) = +35 \text{ МКМ};$$

$$2) S_{\max} = +25 - (+10) = +15 \text{ МКМ};$$

$$N_{\max} = 0 - (+15) = -15 \text{ МКМ};$$

$$3) S_{\max} = +25 - (-10) = +35 \text{ МКМ};$$

$$N_{\max} = 0 - (+5) = -5 \text{ МКМ};$$

**Посадки в системе**

**отверстия (H):**

**с зазором:** H7/h6; H7/g6;

H9/h9; H12/h11; H12/d11.

**переходные:** H7/k6; H7/m6;

H7/n6;

**с натягом:** H7/p6; H7/s6;

H7/t7; H7/u7;

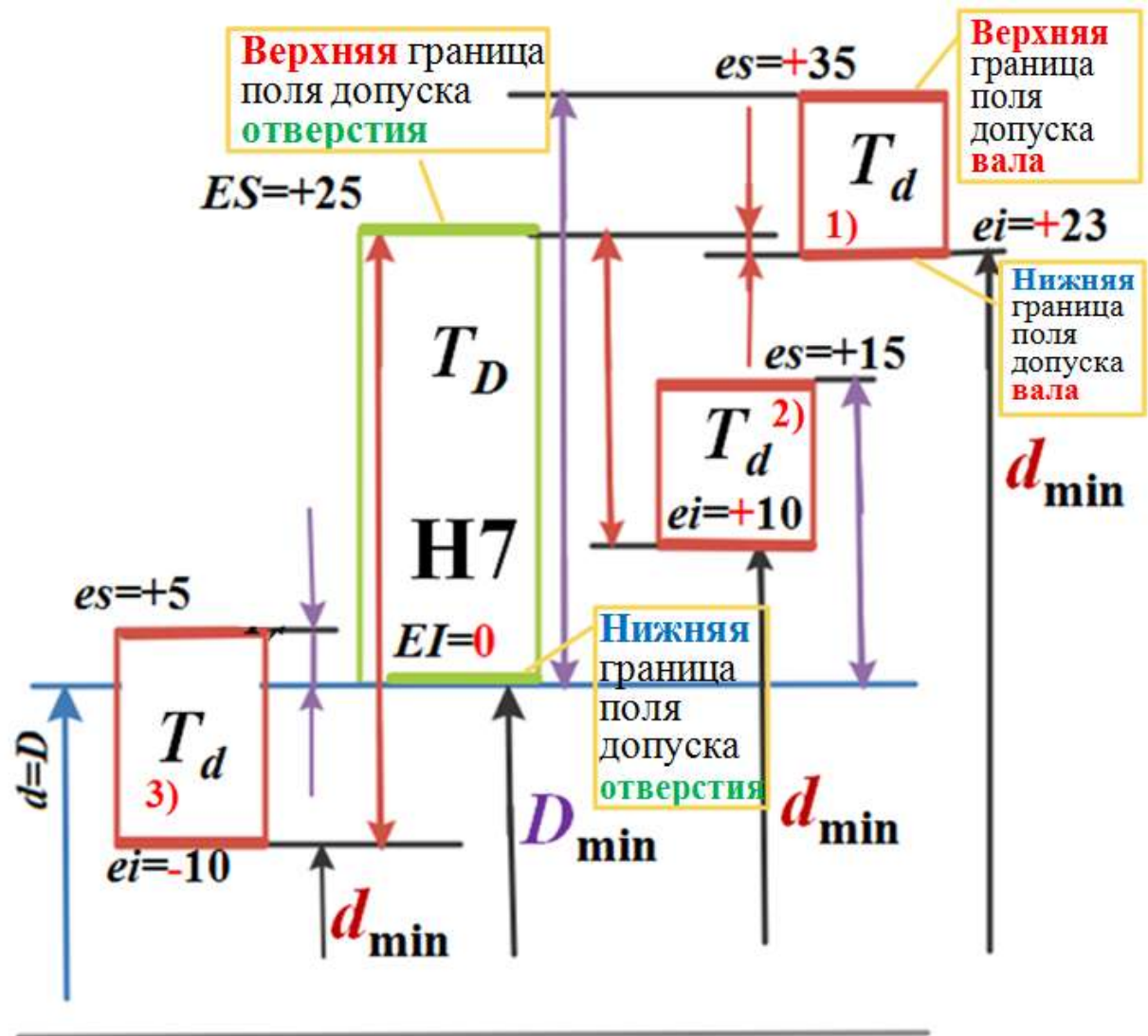


Рис. 4.45. Указать зазоры и натяги в переходных посадках

### 4.3. ЕСП (продолжение 12)

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei;$$

$$N_{\max} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es;$$

$$S_{\max} = 2 \text{ МКМ};$$

$$N_{\max} = -35 \text{ МКМ};$$

$$N_{\max} = +35 \text{ МКМ};$$

$$S_{\max} = 15 \text{ МКМ};$$

$$N_{\max} = -15 \text{ МКМ};$$

$$S_{\max} = 35 \text{ МКМ};$$

$$N_{\max} = -5 \text{ МКМ};$$

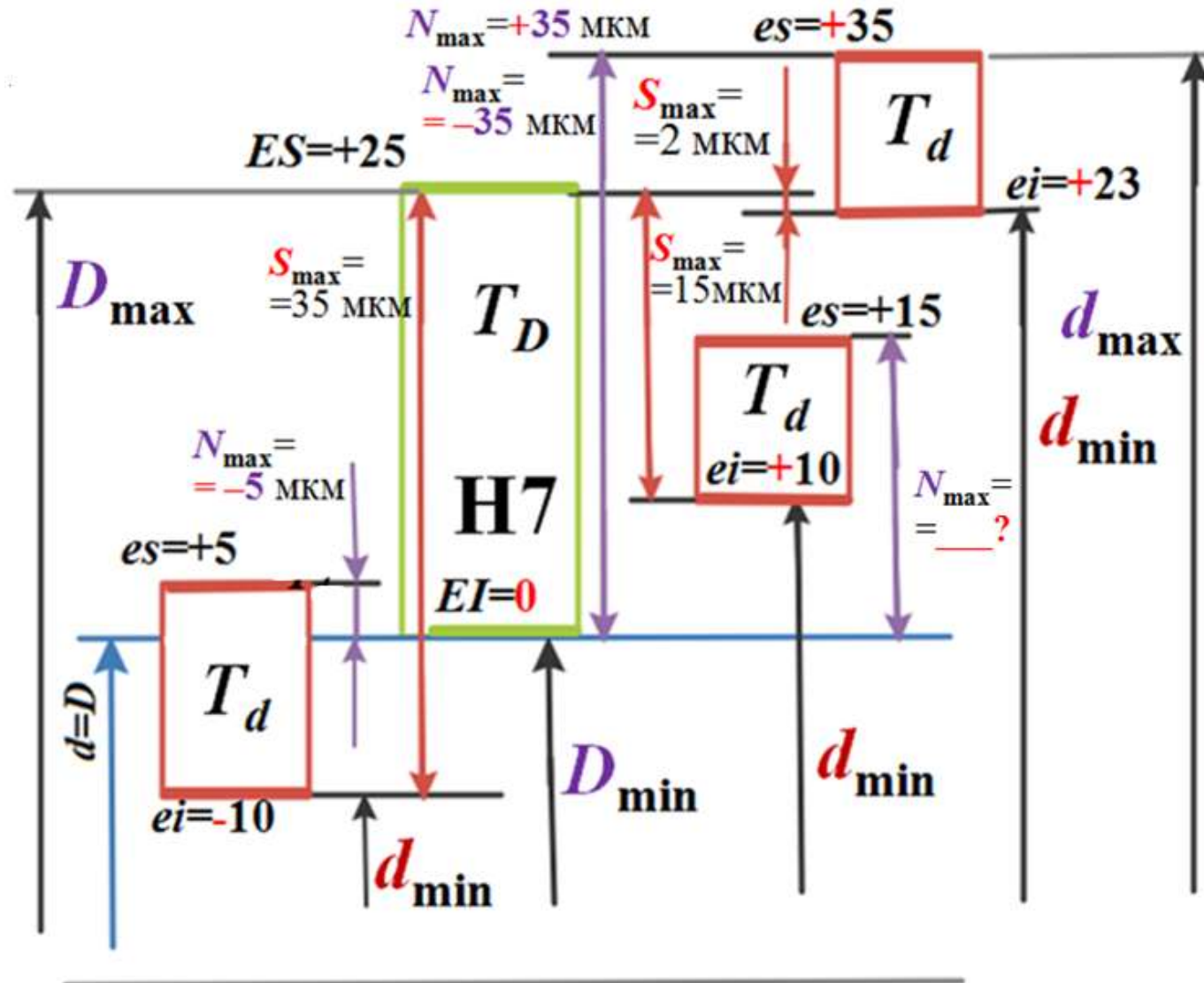


Рис. 4.46. Зазоры и натяги в переходных посадках

### 4.3. ЕСДП (продолжение 13)

Таблица 1. Основные отклонения (Fundamental deviations), мкм ( $\mu\text{m}$ ) (1 мкм =  $1\mu\text{m} = 0,001$ )

A basic size, mm	aa	ba	ca	da	ea	fa	ga	.....ja	.....k	ma	na	pa	ra		
$\square$	For all numbers of grades of tolerance							5,6	7	4-7	<3, >7	Fc			
from 1- before 3	-270	-140	-60	-20	-14	-6	-2	-2	-4	0	0	+2	+4	+6	+10
3-6	-270	-140	-70	-30	-20	-10	-4	-2	-4	+1	0	+4	+8	+12	+15
6-10	-280	-150	-80	-40	-25	-13	-5	-2	-5	+1	0	+6	+10	+15	+19
10-14	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	+7	+12	+18	+23
14-18	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	7	+12	+18	+23
18-24	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28
24-30	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28
30-40	-310	-170	-120	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34
40-50	-320	-180	-130	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34
50-65	-340	-190	-140	-100	-60	-30	-10	-7	-12	+2	0	11	+20	+32	+41

Таблица 2. Допуски, мкм (Tolerances,  $\mu\text{m}$ ). (1 мкм = 0,001 мм).

Номинальный размер, мм	Квалитет (A number of grades of tolerance)											
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
1-3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	
3-6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	
6-10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	
10-18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	
18-30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	
30-50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	
50-80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	

Нарисовать поля допусков вала и отверстия и определить предельно допустимые размеры вала и отверстия, предельные зазоры или натяги в посадках: 1)  $\text{Ø}50\text{H}7/\text{g}6$ ; 2)  $\text{Ø}50\text{H}7/\text{p}6$ ; 3)  $\text{Ø}50\text{H}7/\text{n}6$ ; 4)  $\text{Ø}50\text{G}7/\text{g}6$ ; 5) Соединение  $\text{Ø}50\text{H}7$  с  $\text{Ø}49\text{g}6$ .

### 4.3. ЕСДП (продолжение 14)

Таблица 1. Основные отклонения (Fundamental deviations), мкм (μm) (1 мкм = 1 μm = 0,001

A basic size, mm	aa	ba	ca	da	ea	fa	ga	.....ja	.....k	ma	na	pa	ra		
	For all numbers of grades of tolerance							5,6	7	4-7	<3, >7	Fc			
from 1- before 3	-270	-140	-60	-20	-14	-6	-2	-2	-4	0	0	+2	+4	+6	+10
3-6	-270	-140	-70	-30	-20	-10	-4	-2	-4	+1	0	+4	+8	+12	+15
6-10	-280	-150	-80	-40	-25	-13	-5	-2	-5	+1	0	+6	+10	+15	+19
10-14	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	+7	+12	+18	+23
14-18	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	7	+12	+18	+23
18-24	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28
24-30	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28
30-40	-310	-170	-120	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34
40-50	-320	-180	-130	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34
50-65	-340	-190	-140	-100	-60	-30	-10	-7	-12	+2	0	11	+20	+32	+41

Числовые значения основных отклонений отверстий, мкм

Интервал размеров, мм	Основные отклонения											
	A <sup>1</sup>	B <sup>1</sup>	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	
для всех квалитетов												
Нижнее отклонение EI												
Свыше	До											
-	3 <sup>1)5)</sup>	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0
10	14	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0
14	18											
18	24	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0
24	30											
30	40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0
40	50	+320	+180	+130								
50	65	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0
65	80	+360	+200	+150								

Одноименные **основные** отклонения **валов** и **отверстий** для букв от **a** до **g** и от **A** до **G** равны по абсолютной величине, но **противоположны по знаку**.

Посадка  $\varnothing 30G8/f7$

Отверстие  $\varnothing 30G8_{(+0,009}^{+0,042})$

$$30G8_{(+0,009}^{+0,042}) = 30_{+0,009}^{+0,042} \text{ мм}$$

Вал  $\varnothing 30f7_{(-0,041}^{-0,02})$

$$30f7_{(-0,041}^{-0,02}) = 30_{-0,041}^{-0,02} \text{ мм}$$