

# МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ и СЕРТИФИКАЦИЯ

## ЗАДАНИЕ 7

### Расчет параметров и выбор посадки с натягом

При изготовлении зубчатого колеса (рис. 7.1) зубчатый венец 1 из бронзы БрО10Ф1 соединяется со ступицей 2 из конструкционной стали 40Х с помощью посадки с натягом. Сборка соединения производится путем нагрева венца, надевания его на холодную ступицу и последующего охлаждения соединения на воздухе.

В системе отверстия выберите стандартную посадку с натягом для этого соединения, если его номинальный диаметр  $D = d$ , длина контакта венца и ступицы  $L$  (см. рис. 7.1), а в процессе эксплуатации зубчатое колесо должно передавать крутящий момент  $M_{кр}$ .

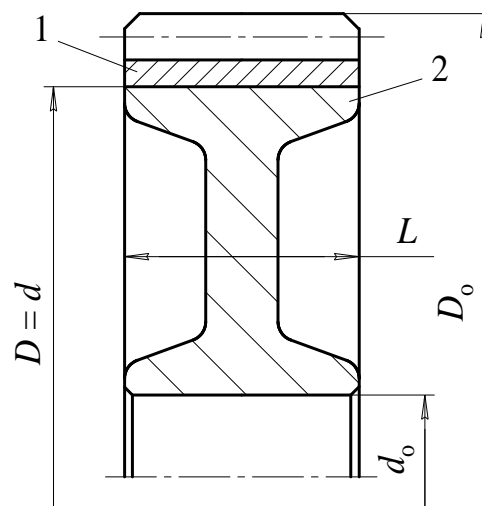


Рис. 7.1. Сборное зубчатое колесо

Физико-механические свойства бронзы БрО10Ф1 (ГОСТ 5017-2006): модуль упругости  $E_1 = 110$  ГПа; предел текучести  $\sigma_{Т1} = 180$  МПа; коэффициент Пуассона  $\mu_1 = 0,35$ . Физико-механические свойства стали 40Х (ГОСТ 4543-2016): модуль упругости  $E_2 = 210$  ГПа; предел текучести  $\sigma_{Т2} = 750$  МПа; коэффициент Пуассона  $\mu_2 = 0,30$ .

Коэффициент трения скольжения бронзы по стали  $f \approx 0,2$ .

Остальные данные, необходимые для расчета и выбора посадки, приведены в таблице задания.

### Варианты задания

	Геометрия соединения, мм (по рис. 7.1)				Крутящий момент $M_{кр}$ , Н·м
	$D = d$	$D_o$	$d_o$	$L$	
01	90	105	22	14	250
02	100	115			300
03	110	125			350
04	120	135			400
05	130	145			450
06	140	160			500

07	85	105	24	20	250
08	95	115			300
09	105	125			350
10	115	135			400
11	125	145			450
12	135	155			500
13	90	105	20	16	250
14	100	115			300
15	110	125			350
16	120	135			400
17	130	145			450
18	140	155			500
19	85	105	25	24	250
20	95	115			300
21	105	125			350
22	115	135			400
23	125	145			450
24	135	155			500

### Элементы теории

Основной характеристикой, определяющей работоспособность соединения с натягом, является давление  $p$  на поверхности контакта сопрягаемых деталей. С одной стороны, это давление должно обеспечивать неподвижность элементов соединения друг относительно друга в процессе эксплуатации соединения под рабочей нагрузкой. С другой стороны, это давление не должно приводить к пластической деформации (разрушению) элементов соединения в ходе его сборки.

Если в процессе эксплуатации на соединение действует крутящий момент  $M_{кр}$  (Н·м), то наименьшее допустимое давление

$$p_{\min} \geq \frac{2000M_{кр}}{\pi f d^2 L}, \text{ МПа}, \quad (7.1)$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения материалов сопрягаемых деталей;  $d$  – номинальный диаметр соединения, мм;  $L$  – длина контакта деталей соединения, мм.

По теории наибольших касательных напряжений максимальное давление, при котором в цилиндрическом соединении с натягом не возникают пластические деформации,

$$p_{\max} \leq \begin{cases} \frac{\sigma_{T1}}{\sqrt{3}} \left( 1 - \left( \frac{D}{D_o} \right)^2 \right) & \text{— для охватывающей детали (втулки);} \\ \frac{\sigma_{T2}}{\sqrt{3}} \left( 1 - \left( \frac{d_o}{d} \right)^2 \right) & \text{— для охватываемой детали (вала),} \end{cases} \quad (7.2)$$

где  $\sigma_{T1}$ ,  $\sigma_{T2}$  – пределы текучести материалов втулки и вала соответственно, МПа;  $D = d$  – номинальный диаметр соединения;  $D_o$  – наружный диаметр втулки;  $d_o$  – внутренний диаметр вала. Все линейные размеры – в миллиметрах.

Для последующих оценок в качестве наибольшего допустимого расчетного давления используют минимальное из значений, полученных по (7.2):

$$p_{\max \text{ расч}} = \min(p_{\max 1}; p_{\max 2}). \quad (7.3)$$

Наименьший и наибольший расчетные натяги в посадке связаны с наименьшим и наибольшим допустимыми давлениями зависимостями

$$N_{\min \text{ расч}} = p_{\min} d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \text{ мкм}; \quad (7.4)$$

$$N_{\max \text{ расч}} = p_{\max \text{ расч}} d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \text{ мкм}, \quad (7.5)$$

где коэффициенты жесткости конструкции

$$C_1 = \frac{1 + (D/D_o)^2}{1 - (D/D_o)^2} + \mu_1; \quad (7.6)$$

$$C_2 = \frac{1 + (d_o/d)^2}{1 - (d_o/d)^2} - \mu_2. \quad (7.7)$$

В формулах (7.4) – (7.7)  $E_1$ ,  $E_2$  – модули упругости материалов втулки и вала соответственно, ГПа;  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  – коэффициенты Пуассона материалов втулки и вала.

**ВНИМАНИЕ!** При подстановке в (7.4) и (7.5) значений  $p$  в мегапаскалях,  $d$  – в миллиметрах, а  $E$  – в гигапаскалях значения натягов без каких-либо переводных коэффициентов получаются в микрометрах.

Наибольший и наименьший натяги накладывают ограничения на поля допусков элементов соединения (рис. 7.2):

$$TD + Td \leq [N_{\max \text{ расч}} - N_{\min \text{ расч}}], \quad (7.8)$$

где  $TD$  и  $Td$  – поля допусков отверстия и вала соответственно, мкм. Квадратные скобки означают, что должна быть взята целая часть числа в скобках.

В задании 6 показано, что поля допусков регламентированы Единой системой допусков и посадок (ГОСТ 25346-89).

Алгоритм назначения посадки с натягом таков:

1) по табл. 6.1, ориентируясь на номинальный размер соединения и неравенство (7.8), выбирают значения  $TD$  и  $Td$  в одном и том же или двух соседних качествах точности;

2) если посадка проектируется в системе отверстия ( $EI = 0, ES = +TD$ ), то, как следует из рис. 7.2, нижнее отклонение вала должно отвечать условию

$$ei \geq TD + N_{\min \text{ расч.}} \quad (7.9)$$

По табл. 6.3 для соответствующего диапазона номинальных размеров выбирают ближайшее значение  $ei$ , удовлетворяющее неравенству (7.9);

3) рассчитывают верхнее отклонение вала по формуле (6.2) и проверяют выполнение условия

$$N_{\max} = es - EI \leq N_{\max \text{ расч.}}; \quad (7.10)$$

4) если условие (7.10) не выполняется, уменьшают поле допуска  $Td$  или  $TD$  до ближайшего меньшего значения по табл. 6.1 и повторяют расчет, начиная с п. 2.

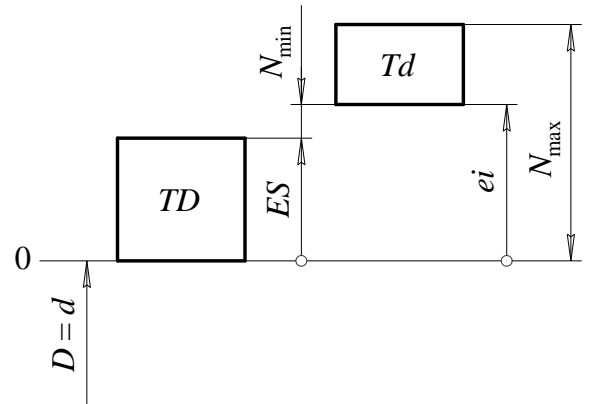


Рис. 7.2. Схема посадки с натягом

### Пример выполнения задания

#### Исходные данные

Номинальный диаметр соединения  $D = d = 115$  мм; наружный диаметр зубчатого венца  $D_o = 135$  мм; внутренний диаметр ступицы  $d_o = 25$  мм; длина контакта венца и ступицы  $L = 24$  мм; крутящий момент на зубчатом колесе  $M_{кр} = 400$  Н·м.

#### Решение

№ п/п	Рассчитываемая величина		Обозначение, размерность	Формула или номер формулы	Результат расчета
1	Наименьшее допустимое давление		$p_{\min}$ , МПа	(7.1)	4,01
2	Наибольшее допустимое давление	для зубчатого венца	$p_{\max}$ , МПа	(7.2)	28,51
3		для ступицы			357,54
4	Наибольшее расчетное давление		$p_{\max \text{ расч.}}$ , МПа	(7.3)	28,51
5	Коэффициент жесткости конструкции	для зубчатого венца	$C_1$	(7.6)	6,64
6		для ступицы	$C_2$	(7.7)	0,80
7	Наименьший расчетный натяг		$N_{\min \text{ расч.}}$	(7.4)	29,60
8	Наибольший расчетный натяг		$N_{\max \text{ расч.}}$	(7.5)	210,40

9	Предельная сумма полей допусков отверстия и вала		$\max(TD + Td)$ , мкм	(7.8)	180
10	Поле допуска по ЕСДП (9-й квалитет точности)	отверстия	$TD$ , мкм	табл. 6.1	87
11		вала	$Td$ , мкм		87
12	Наименьшее расчетное нижнее отклонение вала		$(ei)_{\text{расч}}$ , мкм	(7.9)	116,6
13	Нижнее отклонение вала по ЕСДП (индекс поля допуска $u$ )		$ei$ , мкм	табл. 6.3	+144
14	Верхнее отклонение вала		$es$ , мкм	(6.2)	+231
<b><math>231 &gt; 210,40 \Rightarrow</math> условие (7.10) не выполняется</b>					
15	Новое поле допуска отверстия по ЕСДП (8-й квалитет точности)		$TD$ , мкм	табл. 6.1	54
16	Новое наименьшее расчетное нижнее отклонение вала		$(ei)_{\text{расч}}$ , мкм	(7.9)	83,6
17	Новое нижнее отклонение вала по ЕСДП (индекс поля допуска $t$ )		$ei$ , мкм	табл. 6.3	+104
18	Новое верхнее отклонение вала		$es$ , мкм	(6.2)	+191
<b><math>191 &lt; 210,40 \Rightarrow</math> условие (7.10) выполняется</b>					

**Ответ:** подобрана посадка с натягом  $\frac{H8}{t9}$

### Контрольные вопросы

1. Какой геометрический параметр оказывает более сильное влияние на минимально допустимое давление в соединении с натягом – длина контакта деталей соединения или его номинальный диаметр?
2. При проектировании посадки с натягом оказалось, что наибольший натяг в соединении превышает значение, допустимое с точки зрения прочности одной из деталей соединения. Что следует предпринять?