

УДК 621.81

Е.С. КУЗНЕЦОВ

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ ПРИ ЗАДАННОЙ ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ

Соединение цилиндрических и конических поверхностей можно осуществить за счет натяга посадки. Данный вид сопряжения деталей получил название соединения с гарантированным натягом. Его отличает простота и технологичность, возможность применения в массовом производстве, хорошее взаимное центрирование деталей и распределение нагрузки по всей посадочной поверхности.

Расчет посадок с натягом должен содействовать выполнению двух условий: прочности соединений, т.е. отсутствию смещения сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок, и прочности самих сопрягаемых деталей. Исходя из первого условия, определяют минимально допустимый натяг $[N_{\min}]$, необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок, или по известному минимальному натягу $N_{\min}$ (посадка деталей дана) допустимую внешнюю нагрузку. Исходя из второго условия, рассчитывают максимально допустимый натяг $[N_{\max}]$, при котором, как правило, отсутствуют пластические или хрупкие деформации, или допустимую нагрузку при известном максимальном натяге $N_{\max}$ (посадка деталей дана). По значениям максимальных и минимальных натягов подбирается необходимая посадка в соединении.

Если выбранная по конструктивным и технологическим соображениям посадка не удовлетворяет одному из указанных условий, проверяется вероятность P выполнения этого условия. Удовлетворительной принято считать вероятность $P > 0,99865$ или $(1 - P) < 0,00135$.

Если вероятность выполнения условия прочности деталей ниже 0,99865, следует использовать другую посадку с меньшим максимальным натягом. Если вероятность выполнения условия прочности соединения менее 0,99865, применяется посадка с большим минимальным натягом или определяется допустимый крутящий момент посадки. Разница между крутящими моментами, передаваемым соединением и допустимым из условия прочности соединения, должна быть воспринята шпоночным соединением.

Исходные данные для расчета (см. рисунок) следующие: T - наибольший крутящий момент, передаваемый соединением, Н·м; d - диаметр соединения, мм; d_1 - внутренний диаметр охватываемой детали (вал, центр), мм; d_2 - наружный диаметр охватывающей детали (втулка, венец и т.п.), мм; l - рабочая

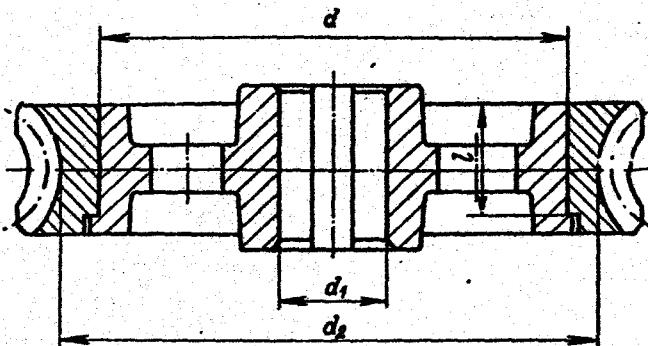


Схема соединения с гарантированным натягом

длина соединения, мм;
 σ_{T1} , σ_{B1} и σ_{T2} , σ - физико-механические характеристики материалов охватываемой и охватывающей деталей, МПа; E_1 и E_2 - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей, МПа;
 μ_1 и μ_2 - коэффициенты Пуассона для охватываемой и охватывающей деталей;
 f - коэффициент трения на сопрягаемой поверхности;
 R_{z1} и R_{z2} - высоты неровностей профиля поверхности

верхности вала и отверстия соответственно, мкм; R_{a1} и R_{a2} - среднее арифметическое отклонение профиля поверхности вала и отверстия, мкм; P - допускаемая вероятность безотказной работы.

Под предельными натягами понимают наименьший и наибольший натяги, возникающие на сопряженной поверхности соединяемых деталей для обеспечения передачи заданной нагрузки.

Последовательность расчета предельных натягов следующая:

1. Вспомогательные коэффициенты

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2.$$

2. Минимально необходимое удельное давление на контактной поверхности соединения

$$p_{\min} \geq 2 \cdot 10^3 T / (\pi d^2 l f).$$

3. Наименьший расчетный допустимый натяг в микрометрах (формула Ляме)

$$N_{\min}^I = 10^3 p_{\min} d (C_1/E_1 + C_2/E_2).$$

4. Поправка на обмятие и срез микронеровностей при напрессовке

$$\gamma_{\text{шз}} = 1,2 (R_{z1} + R_{z2}); \quad \gamma_{\text{ша}} = 5 (R_{a1} + R_{a2}).$$

В расчет вводится $\gamma_{\text{ш}} = 0,5 (\gamma_{\text{шз}} + \gamma_{\text{ша}})$.

5. Минимально допустимый натяг с учетом поправки

$$N_{\min} = N_{\min}^I + \gamma_{\text{ш}}.$$

6. Допустимые удельные давления на контактных поверхностях (из условия прочности деталей соединения)

$$p_1 = 0,5 \sigma_{T1} [1 - (d_1/d)^2], \quad p_2 = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2].$$

7. Максимальное допустимое давление $p_{\max} = \min(p_1, p_2)$.

8. Максимальный (наибольший) расчетный натяг $N'_{\max} = 10^3 p_{\max} d (C_1/E_1 + C_2/E_2)$.

9. Максимально допустимый натяг с учетом поправки $N_{\max} = N'_{\max} + \gamma_{\text{ш}}$.

Выбор посадки производится по СТ СЭВ 145-75 и СТ 177-75, например по приведенной таблице.

Рекомендуемые посадки с натягом при размерах от 1 до 500 мм

Основное отверстие	Квалитет вала	Основные отклонения валов						
		p	r	s	t	u	x	z
H6	5	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$				
H7	6	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$			
	7			$\frac{H7}{s6}$		$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H7}{x7}$	
H8	7			$\frac{H8}{s7}$			$\frac{H8}{x7}$	$\frac{H8}{z7}$
	8					$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$

Примечание. Рамкой выделены предпочтительные посадки.

Предельные отклонения отверстия и вала определяются также по данной таблице и табл.5 гл.4 "Справочника конструктора-машиностроителя" В.А.Анурьева (М.: Машиностроение, 1980. Т.1. 736 с.).

Для выбранной посадки определяют следующие параметры (в микрометрах):

- 1) верхнее отклонение отверстия ES ;
- 2) нижнее отклонение отверстия EJ ;
- 3) верхнее отклонение вала es ;
- 4) нижнее отклонение вала ei ;
- 5) допуск отверстия $T_D = ES - EJ$;
- 6) допуск вала $T_d = es - ei$;
- 7) максимальный табличный натяг посадки $N'_{\max} = es - EJ$;
- 8) минимальный табличный натяг посадки $N'_{\min} = ei - ES$;
- 9) средний натяг посадки $\bar{N} = 0,5(N'_{\max} + N'_{\min})$;
- 10) допуск натяга $T_N = N'_{\max} - N'_{\min}$.

Затем проводится проверка по условию прочности соединения для обеспечения передачи заданной нагрузки

$$N'_{\min} > N_{\min} \quad (1)$$

(прочность соединения гарантируется, если минимальный табличный натяг больше или равен минимально допустимому натягу) и по условию прочности деталей

$$N'_{\max} < N_{\max} \quad (2)$$

При невыполнении одного из условий (1) или (2) переходят к проверке с учетом заданной вероятности P безотказной работы. Предварительно вычисляют следующие параметры:

- 1) вероятностный допуск натяга посадки $T_N^0 = \sqrt{T_D^2 - T_d^2}$;
- 2) минимальный вероятностный натяг посадки $N_{pmin} = N - CT_N^0$;
- 3) максимальный вероятностный натяг посадки $N_{pmax} = N + CT_N^0$.

Коэффициент значимости при вероятностных расчетах C зависит от принятой вероятности P обеспечения того, что фактическое значение натяга располагается в интервале от N_{pmin} до N_{pmax} :

P	0,9986	0,99	0,98	0,97	0,95	0,94
C	0,5	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

Условие прочности соединения

$$N_{pmin} > N_{min},$$

а условие прочности деталей

$$N_{pmax} < N_{max}.$$

Если условие (3) не выполняется, это означает, что вероятность обеспечения условия прочности соединения менее 0,99865 и, следовательно, необходима посадка с большим минимальным натягом. Можно также определить допустимый крутящий момент выбранной посадки, тогда разница между крутящими моментами, передаваемым соединением и допустимым из условия прочности, должна быть воспринята шпоночным соединением.

Расчет шпоночного соединения производится в следующем порядке:

1. Минимальный расчетный натяг $N'_{min} = N_{min} - \gamma_{ш}$.
2. Минимальное удельное давление на контактной поверхности соединения $p_{min} = 10^3 N'_{min} / [d(C_1/E_1 + C_2/E_2)]$.
3. Допускаемый крутящий момент в соединении за счет посадки $[T]_n = p_{min} \pi d^2 l f / (2 \cdot 10^3)$.
4. Допустимый шпоночный крутящий момент $[T]_{ш} = d l_p (h - t) [\sigma_{см}] / (2 \cdot 10^3)$ где h, t, l_p - параметры шпонки, выбранной по СТ СЭВ 189-75.
5. Допустимый крутящий момент соединения при сочетании посадки и шпонки $[T] = [T]_n + [T]_{ш} \geq T$.

Проверка допустимости посадки производится по условию прочности деталей (вада на сжатие, втулки на растяжение).

6. Удельные давления, вызывающие появление пластических деформаций в деталях, $p_{T1} = 0,5 \sigma_{T1} (1 - (d_1/d)^2)$; $p_{T2} = 0,5 \sigma_{T2} (1 - (d/d_2)^2)$.

7. Максимальный расчетный вероятностный натяг посадки $N'_p = N_{pmax}$.

8. Давление, соответствующее этому натягу $p'_B = p_{min} N'_p / N_{min}$.

9. Проверка условия прочности деталей $p'_B < \sigma_{T1}$; $p'_B < \sigma_{T2}$.

Если вероятность выполнения условия прочности деталей ниже 0,99865 следует выбрать другую посадку с меньшим максимальным натягом.

Приведем пример расчета прессового соединения венца червячного колеса с центром. Исходные данные: $d = 220$ мм; $d_2 = d_{fk} = 240$ мм; $d_1 = 40$ мм; $l = 36$ мм; $T_k = 750$ Н·м; материал венца - бронза Бр АЗ9-4 ($\sigma_{B2} = 450$ МПа); материал центра - чугун СЧ 12-28 ($\sigma_{B1} = 120$ МПа); модуль упругости чугуна $E_1 = 1,3 \cdot 10^5$ МПа, бронзы $E_2 = 1,05 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона для

гуна $\mu_1 = 0,25$, для бронзы $\mu_2 = 0,33$; коэффициент трения при сборке за-
прессовкой $f = 0,08+0,10$; шероховатость поверхности центра при 6-м клас-
се шероховатости $R_{z1} = 6,3$ мкм и $R_{a1} = 1,25$ мкм, отверстия вала $R_{z2} =$
 $= 10$ мкм и $R_{a2} = 2,5$ мкм; допускаемая вероятность безотказной работы сое-
динения $P = 0,97$.

I. Расчет предельных натягов:

1) коэффициенты

$$C_1 = \frac{1 + (48/220)^2}{1 - (48/220)^2} - 0,25 = 0,85; \quad C_2 = \frac{1 + (220/240)^2}{1 - (220/240)^2} + 0,33 = 11,85;$$

2) минимальное допустимое удельное давление на контактирующей поверх-
ности

$$p_{\min} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 750}{\pi \cdot 220^2 \cdot 36 \cdot 0,1} = 2,74 \text{ МПа};$$

3) наименьший расчетный допустимый натяг

$$N'_{\min} = 2,74 \cdot 220 \cdot 10^3 \left(\frac{0,85}{1,3 \cdot 10^5} + \frac{11,85}{1,05 \cdot 10^5} \right) = 72,50 \text{ мкм};$$

4) поправка на обмятие и срез микронеровностей: $\gamma_{sz} = 1,2 \cdot (6,3 + 10) =$
 $= 19,6$ мкм; $\gamma_{sa} = 5,0 \cdot (1,25 + 2,5) = 18,8$ мкм; $\gamma_{ш} = 19,0$ мкм;

5) максимально допустимый натяг с учетом поправки $N_{\min} = N'_{\min} + \gamma_{ш} =$
 $= 72,50 + 19,0 = 91,50$ мкм;

6) допустимые удельные давления на контактных поверхностях

$$p_1 = 0,5 \cdot 120 \left[1 - (48/220)^2 \right] = 57,2 \text{ МПа};$$

$$p_2 = 0,5 \cdot 450 \left[1 - (220/240)^2 \right] = 36 \text{ МПа};$$

$$p_{\max} = \min(p_1 \text{ и } p_2) = 36 \text{ МПа};$$

7) максимальный расчетный натяг

$$N'_{\max} = 36 \cdot 220 \cdot 10^3 \left(\frac{0,85}{1,3 \cdot 10^5} + \frac{11,85}{1,05 \cdot 10^5} \right) = 955 \text{ мкм};$$

8) максимально допустимый натяг $N_{\max} = N'_{\max} + \gamma_{ш} = 955 + 19 =$
 $= 974$ мкм.

2. Выбор посадки. Посадка H7/s 6 б 220 H7/s 6. Отверстие диаметром
220 H7 (+ 46); вал диаметром 220 s 6 (+ 159 / + 130). Отклонения и допуски отверс-
тия и вала: $ES = 46$ мкм; $EJ = 0$; $es = 159$ мкм; $ei = 130$ мкм; $T_D = 46 - 0 =$
 $= 46$ мкм; $T_d = 159 - 130 = 29$ мкм.

Максимальный и минимальный табличные натяги посадки $N_{\max}^T = 159 - 0 =$
 $= 159$ мкм и $N_{\min}^T = 130 - 46 = 84$ мкм. Средний натяг посадки $\bar{N} = 0,5 \times$
 $\times (159 + 84) = 122$ мкм. Допуск натяга $T_N = 159 - 84 = 75$ мкм.

Проверка необходимых условий: условие прочности деталей ($N_{\max}^T = 159 < N_{\max} = 974$ мкм) выполняется; условие прочности соединения ($N_{\min}^T = 84$ мкм $< N_{\min} = 91,50$ мкм) не гарантируется, поэтому необходима вероятностная проверка прочности соединения.

Вероятностный допуск натяга $T_N^B = \sqrt{46^2 + 29^2} = 54,5$ мкм.

Минимальный и максимальный вероятностные натяги посадки $N_{p\min} = 122 - 0,31 \cdot 54,5 = 105$ мкм и $N_{p\max} = 122 + 0,31 \cdot 54,5 = 139$ мкм, где $C = 0,31$ при $P = 0,97$.

В этом случае ($N_{p\min} = 105$ мкм $> N_{\min} = 91,50$) условие прочности соединения выполняется.

Проверка допустимости посадки по условию прочности деталей:

1) удельные давления в деталях $p_{B1} = 0,5 \cdot 120(1 - (48/220)^2) = 57,2$ МПа и $p_{B2} = 0,5 \cdot 450(1 - (220/240)^2) = 36$ МПа;

2) максимальный расчетный вероятностный натяг посадки $N' = 139 - 19 = 120$ мкм;

3) удельное давление на посадочной поверхности $p' = 2,74 \cdot 120/72,5 = 4,55$ МПа.

Условие прочности червячного венца ($p' = 4,55 < p_{B2} = 36$ МПа) выполняется.

Следовательно, намеченная посадка H7/s6 при наибольшем вероятностном натяге $N_{p\max} = 139$ мкм не вызывает хрупких деформаций в посадочных поверхностях центра венца. Итак, принята посадка диаметром 220 H7/s6.