

В заданном соединении для передачи нагрузки применяется посадка с натягом. В отличие от других способов обеспечения неподвижности деталей в соединении при передаче нагрузок посадка с натягом позволяют упростить конструкцию и сборку деталей и обеспечивают высокую степень их центрирования.

При одном и том же натяге прочность соединения зависит от материала и размеров деталей, шероховатости сопрягаемых поверхностей, способа соединения деталей, формы и размеров центрирующих фасок, смазки и скорости запрессовки, условий нагрева или охлаждения и т.д. Ввиду такого многообразия исходных факторов выбор посадки следует производить на основе предварительных расчетов натягов и возникающих напряжений. Расчет посадки с натягом выполняется с целью обеспечить прочность соединения, т.е. отсутствие смещений сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок, и прочность сопрягаемых деталей. Исходя из первого условия, определяется минимальный допустимый натяг N_{\min} , необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок. Исходя из второго условия, определяется максимальный допустимый натяг N_{\max} , при котором, как правило, отсутствуют пластические деформации.

Рассчитываем посадку с натягом при сборке соединения с охлаждением зубчатого колеса на вал и нагрузке осевой силой и крутящим моментом.

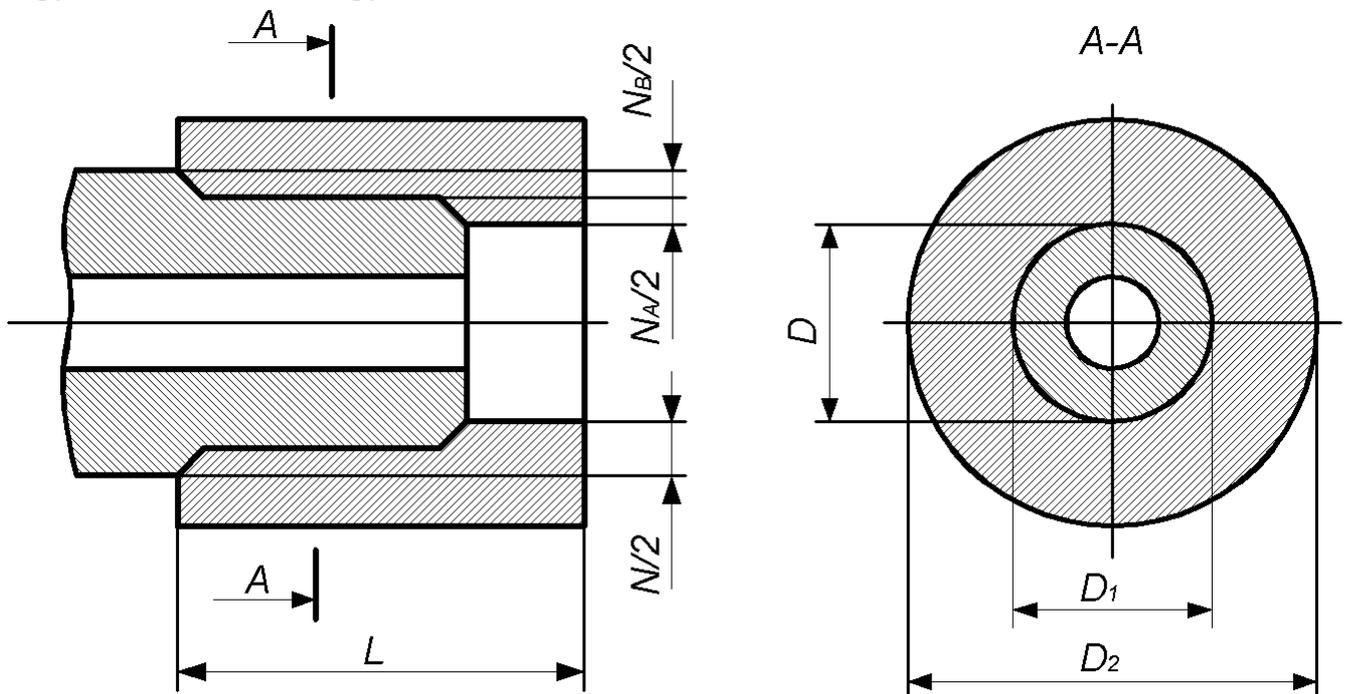


Рисунок 1 - Расчетная схема посадки с натягом

Определяем наименьший необходимый натяг N_{\min} в соединении, при условии, что сопрягаемые поверхности идеально гладкие:

$$N_{\min. \text{доп}} = p_3 \left(\frac{C_B}{E_B} + \frac{C_A}{E_A} \right) d,$$

где p_3 - эксплуатационное давление на контактных поверхностях соединения, Па;

d - номинальный диаметр соединения, м;

E_B, E_A - модули упругости материалов соединяемых деталей, Па;

C_B, C_A - коэффициенты Ляме, определяемые по формулам:

$$C_B = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \Pi_B, \quad C_A = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} - \Pi_A,$$

где d_1, d_2 - внутренний диаметр охватываемой и наружный диаметр охватывающей деталей, м;

Π_B, Π_A - коэффициент Пуассона соответственно для охватываемой и охватывающей деталей;

Контактное эксплуатационное давление при совместном действии сдвигающего усилия P и крутящего момента T определяется по формуле:

$$p_{\text{э}} = \frac{n \sqrt{P^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l f},$$

где l - длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

f - коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или провертывании;

n - коэффициент запаса, $n=1,5 \dots 2,5$.

Конструктивные параметры соединения:

- номинальный диаметр соединения $d=0,1$ м;

- диаметр внутренней полости вала $d_1=0,034$ м;

- наружный диаметр втулки $d_2=0,16$ м;

- длина соединения $l=0,13$ м.

Эксплуатационные параметры соединения:

- крутящий момент, действующий на соединение $T=3000$ Н·м;

- осевая сила, действующая на соединение $P=0$ Н;

- рабочая температура соединения $t_{\text{раб}}=40^\circ\text{C}$;

Назначаем коэффициенты:

- для материала охватывающей детали СЧ 28-48: $E_A = 1,3 \cdot 10^{11}$ Па; $\Pi_A = 0,25$;

$$\sigma_{T_A} = 4,7 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

- для материала охватываемой детали Сталь 45: $E_B = 2 \cdot 10^{11}$ Па; $\Pi_B = 0,3$;

$$\sigma_{T_B} = 5,9 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

- при сборке с охлаждением $f=0,13$.

$$C_B = \frac{1 + \left(\frac{0,034}{0,1}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,034}{0,1}\right)^2} - 0,3 = 0,96; \quad C_A = \frac{1 + \left(\frac{0,1}{0,16}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,1}{0,16}\right)^2} + 0,25 = 2,53;$$

$$p_{\text{э}} = \frac{2 \sqrt{0^2 + \left(\frac{2 \cdot 3000}{0,1}\right)^2}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,13 \cdot 0,13} = 22,6 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$N_{\text{min. доп}} = 22,6 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,96}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,53}{1,3 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 0,1 = 54,84 \cdot 10^{-6} \text{ мм} = 54,84 \text{ мкм}.$$

Определяем максимально допустимое давление p_{max} , при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей соединения.

$$p_{B\text{max}} = 0,58 \sigma_{T_B} \left(1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right) \chi, \quad p_{A\text{max}} = 0,58 \sigma_{A_A} \left(1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right) \chi,$$

где σ_{T_B} и σ_{T_A} - пределы текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей;

χ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления по длине соединения.

Для коротких соединений $\left(\frac{l}{d}\right) < 1$, $\chi = \left(\frac{l}{d}\right)^{0,95}$ и для соединений, у которых $\left(\frac{l}{d}\right) \geq 1$, $\chi = 1$.

$$\left(\frac{l}{d}\right) = \left(\frac{0,13}{0,1}\right)^{0,95} = 1,3 > 1, \chi = 1;$$

$$p_{B\max} = 0,58 \cdot 5,9 \cdot 10^8 \cdot \left(1 - \left(\frac{0,034}{0,1}\right)^2\right) \cdot 1 = 3,03 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

$$p_{A\max} = 0,58 \cdot 4,7 \cdot 10^8 \cdot \left(1 - \left(\frac{0,1}{0,16}\right)^2\right) \cdot 1 = 1,66 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

Для дальнейшего расчета принимаем меньшее из двух значений удельного давления

$$p_{\max} = p_{A\max} = 1,66 \cdot 10^8 \text{ Па}.$$

Наибольший расчетный натяг, при котором возникает наибольшее допустимое давление p_{\max} находим по формуле

$$N_{\max.\text{доп}} = p_{\max} \left(\frac{C_B}{E_B} + \frac{C_A}{E_A} \right) d,$$

$$N_{\max.\text{доп}} = 166,12 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,96}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,53}{1,3 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 0,1 = 533,42 \cdot 10^{-6} \text{ мм} = 533,42 \text{ мкм}.$$

В найденные значения минимального и максимального допустимых натягом вносим поправки, учитывающие: $N_{\text{ш}}$ - смятие неровностей контактных поверхностей соединяемых деталей; N_t - различия рабочей температуры и температуры сборки, различие коэффициентов линейного расширения деталей.

$$N_{\text{ш}} = 5(Ra_A + Ra_B)$$

где Ra_A и Ra_B - средние арифметические отклонения профилей сопрягаемых поверхностей по ГОСТ 2789-73.

Назначаем для отверстия - $Ra_A = 2,5$ мкм, для вала - $Ra_B = 1,6$ мкм. (согласно заданию)

$$N_{\text{ш}} = 5 \cdot (2,5 + 1,6) = 20,5 \text{ мкм}.$$

$$N_t = \Delta_t^N = d(\alpha_B \Delta t_B - \alpha_A \Delta t_A),$$

где α_A , α_B - коэффициенты линейного расширения материалов детали с отверстием и вала, для стали - $\alpha_A = \alpha_B = 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$;

$\Delta t_A = t_A - t_{\text{сб}}$ - разность между рабочей температурой детали с отверстием и температурой сборки, $\Delta t_A = 40 - 20 = 20^\circ\text{C}$;

$\Delta t_B = t_B - t_{\text{сб}}$ - разность между рабочей температурой вала и температурой сборки, $\Delta t_B = 35 - 20 = 15^\circ\text{C}$.

$$N_t = 0,1 \cdot (12 \cdot 10^{-6} \cdot 15 - 10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 20) = -3 \text{ мкм}.$$

При расчете температурного изменения посадки знак плюс при значении Δ_t^N означает, что отклонение различие рабочей и сборочной температур приводит к увеличению рабочего натяга, минус - к уменьшению. При расчете значения минимального натяга поправка N_t учитывается, если при рабочей температуре натяг ослабляется, при расчете максимального натяга - если натяг увеличивается.

Получаем расчетные значения минимального $N_{\min.\text{доп}}$ и максимального $N_{\max.\text{доп}}$ натягов с учетом поправок

$$N_{\min.\text{расч}} = N_{\min.\text{доп}} + N_{\text{ш}} + N_t = 54,84 + 20,5 + 3 = 78,34 \text{ мкм};$$

$$N_{\max.\text{расч}} = N_{\max.\text{доп}} + N_{\text{ш}} = 533,42 + 20,5 = 553,92 \text{ мкм}.$$

По найденным значениям $N_{\min.\text{расч}}$ и $N_{\max.\text{расч}}$ необходимо выбрать стандартную посадку по ГОСТ 25347-82. Условиями выбора стандартной посадки являются соотношения между расчетными и стандартными предельными натягами:

$$N_{\min.\text{расч}} \leq N_{\min.\text{табл}}, \quad N_{\max.\text{расч}} \leq N_{\max.\text{табл}}$$

где $N_{\min.\text{табл}}$ и $N_{\max.\text{табл}}$ - табличные значения выбранной стандартной посадки с натягом.

Из числа рекомендуемых посадок с натягом общего применения по ГОСТ 25347-82 выбираем посадку:

$$\varnothing 100 \begin{matrix} \text{H8} \\ \text{z8} \end{matrix} \begin{matrix} (+0,054) \\ (+0,312) \\ (+0,258) \end{matrix}$$

$$N_{\text{min.табл}} = ei - ES = 258 - 54 = 204 \text{ мкм} > N_{\text{min.расч}} = 78,34 \text{ мкм};$$

$$N_{\text{max.табл}} = es - EI = 312 - 0 = 312 \text{ мкм} < N_{\text{max.расч}} = 553,92 \text{ мкм}.$$

Строим схему расположения полей допусков и определяем все параметры посадки

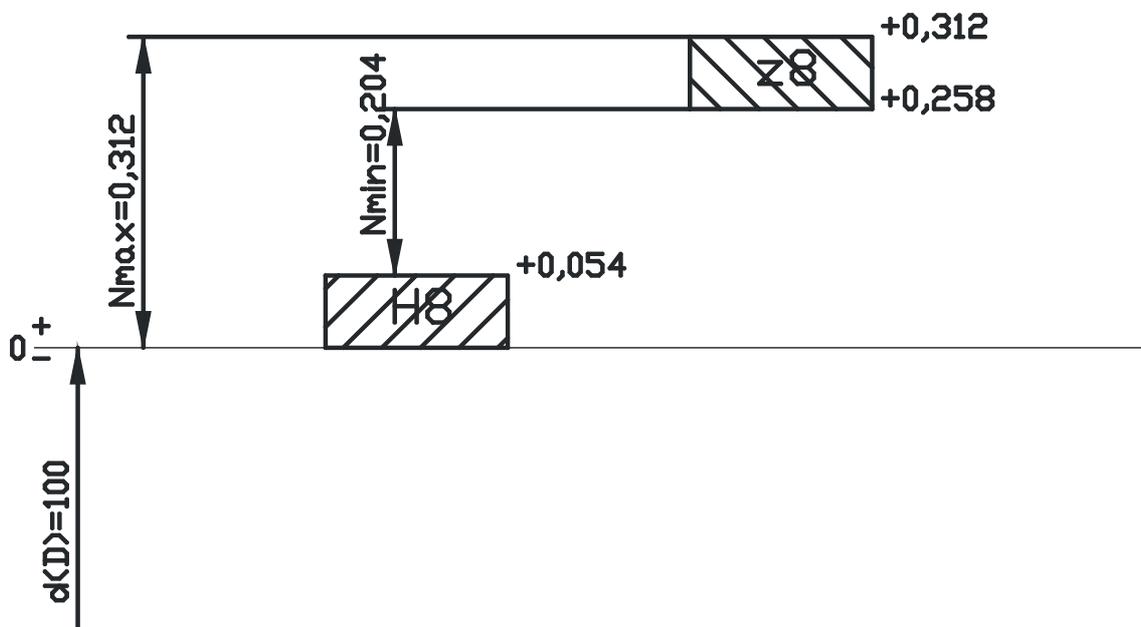


Рисунок 2 - Схема расположения полей допусков

Разность между расчетными и стандартными натягами определяет величину запаса прочности соединения. Технологический запас прочности $\Delta \varepsilon$ нужен для предотвращения относительного сдвига деталей соединения при возможных перегрузках. Технологический запас прочности ΔT необходим для предотвращения разрушения деталей соединения при сборке вследствие отклонения режимов сборки от расчетных.

Эксплуатационный и технологический запас прочности рассчитываются по формулам:

$$\Delta \varepsilon = N_{\text{min.табл}} - N_{\text{min.расч}} = 204 - 78,34 = 125,66 \text{ мкм};$$

$$\Delta T = N_{\text{max.расч}} - N_{\text{max.табл}} = 553,92 - 312 = 241,92 \text{ мкм}.$$

Посадку с натягом можно считать выбранной удовлетворительно, т.к. она выбрана из числа рекомендованных ГОСТ 25374-82; условия $N_{\text{min.расч}} \leq N_{\text{min.табл}}$, $N_{\text{max.расч}} \geq N_{\text{max.табл}}$ выполнены; эксплуатационный запас прочности обеспечит прочность соединения при возможных перегрузках, технологический запас прочности - при отклонениях параметров технологического процесса сборки от заданных.

В случае сборки с охлаждением охватываемой детали температура t_B ($^{\circ}\text{C}$), до которой она должна быть охлаждена рассчитывается по формуле

$$t_B = t_{\text{сб}} - \frac{N_{\text{max}} + S_{\text{сб}}}{\alpha d},$$

где $t_{\text{сб}}$ - температура помещения сборки, $t_{\text{сб}} = 20^{\circ}\text{C}$;

$S_{\text{сб}}$ - минимальный необходимый зазор (мм), при сборке, зависящий от массы, размеров деталей и применяемых приспособлений, принимаем $S_{\text{сб}}$ равным S_{min} в посадке $\varnothing 100 \text{ H7/g6}$, $S_{\text{сб}} = 12 \text{ мкм} = 0,012 \text{ мм}$;

α - коэффициент линейного сжатия при охлаждении, для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$.

$$t_B = 20 - \frac{0,312 + 0,012}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 100} = -230^{\circ}\text{C}.$$