

ВЛИЯНИЕ ПОСАДКИ НА ТРЕБУЕМУЮ ТОЧНОСТЬ И ШЕРОХОВАТОСТЬ ПРИ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛИ

Ранжа Пардип, Дос Сантос Ферейра Жуниор Флавио

Научный руководитель: Козлов Виктор Николаевич, к. т. н, доцент ТПУ

Национальный исследовательский Томский политехнический
университет

Для условного обозначения подвижности деталей механизма на сборочном чертеже используется обозначение **посадки (fit)**. На этом обозначении **буквой** латинского алфавита (A (a), B (b), C (c) и так далее) указывается **расположение** поля допуска относительно номинального размера сопрягаемых деталей, а **цифрой** указывается **кавалитет**, который определяет требуемую точность обработки «отверстия» и «вала». Под «отверстием» понимается **охватывающая** поверхность (охватывающий размер). «Отверстие» **измеряется изнутри** (например, диаметр отверстия во втулке, ширина паза на вале или в плите и т.п.). В этом случае размер обозначается **прописной** буквой D.

К понятию «вал» относятся все размеры, которые **измеряются снаружи** (например, толщина плиты, длина и ширина плиты, диаметр вала и т.п.), т.е. ладонями друг к другу. Такие размеры называются **охватываемыми**, а их размер обозначается строчной буквой d.

Поле допуска характеризуется **расположением относительно нулевой линии** (номинального размера). Основное отклонение определяет положение ближайшей границы поля допуска относительно нулевой линии. Для «отверстий» основное отклонение обозначается **большой (прописной) буквой** латинского алфавита (A, B, C и так далее), а для «валов» - маленькой (строчной) буквой (a, b, c и так далее).

В условном обозначении посадки поле допуска «отверстия» всегда указывается в числителе (вверху), а «вала» - в знаменателе (внизу).

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами называется **допуском** размера и обозначается латинской буквой T (Tolerance, т.е. допуск). Часто дополнительно используется индекс для того, чтобы указать допуск «вала» (T_d) или «отверстия» (T_D). Для размеров типа «вал» $T_d = d_{\max} - d_{\min}$, а для размеров типа «отверстия» $T_D = D_{\max} - D_{\min}$.

Для обеспечения возможности замены любой детали в механизме на однотипную деталь без изменения характеристик и надёжности механизма вводится понятие **взаимозаменяемость (interchangeability)**. Для увеличения качества взаимозаменяемости необходимо уменьшать

допуск на сопрягаемые поверхности, т.е. уменьшать качество. Чем меньше качество, тем больше точность и меньше допуск T , но **больше стоимость** изготовления (рис. 1).

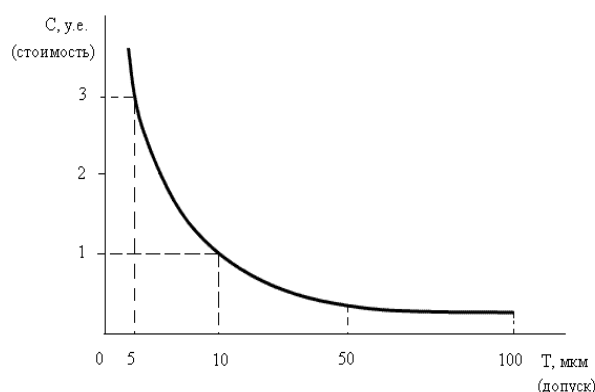


Рис. 1. Влияние допуска на стоимость изготовления

Для обеспечения взаимозаменяемости используется стандарт на **посадки**.

В зависимости от возможности относительного перемещения сопрягаемых деталей или степени сопротивления их взаимному смещению посадки разделяют на три вида:

1. Посадки с зазором – поле допуска «вала» всегда ниже поля допуска «отверстия» (может быть только зазор);
2. Посадки с натягом – поле допуска «вала» всегда выше поля допуска «отверстия» (может быть только натяг);
3. Переходные посадки (**transition fits**) – поля допусков «отверстия» и «вала» перекрываются, т.е. может быть и зазор, и натяг в зависимости от действительного размера «вала» и «отверстия».

Зазор (*clearance*) – разность между размерами отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала. Зазор обозначается буквой S .

Наименьший зазор: разность между наименьшим предельным размером отверстия и наибольшим предельным размером вала в посадке с зазором: $S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}$.

Наибольший зазор: разность между наибольшим предельным размером отверстия и наименьшим предельным размером вала в посадке с зазором: $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$.

Натяг (*interference*) – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Натяг обозначается буквой N . Наибольший и наименьший натяг рассчитываются соответственно: $N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}$; $N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}$.

Допуском посадки (нет в стандарте) называется разность между наибольшим и наименьшим предельными значениями зазора или натяга.

Для посадки с зазором

$$\begin{aligned} T_{\Pi} = T_F = T_S = S_{\max} - S_{\min} &= (D_{\max} - d_{\min}) - (D_{\min} - d_{\max}) = \\ &= (D_{\max} - D_{\min}) + (d_{\max} - d_{\min}) = T_D + T_d. \end{aligned} \quad (1)$$

Для посадки с натягом

$$\begin{aligned} T_{\Pi} = T_F = T_N = N_{\max} - N_{\min} &= (d_{\max} - D_{\min}) - (d_{\min} - D_{\max}) = \\ &= (d_{\max} - d_{\min}) + (D_{\max} - D_{\min}) = T_d + T_D. \end{aligned} \quad (2)$$

Таким образом, для уменьшения допуска посадки необходимо уменьшать и допуск отверстия, и допуск вала.

Для образования посадок, в принципе, может быть использовано любое сочетание полей допусков отверстия и вала. Однако для уменьшения номенклатуры используемых посадок установлены **рекомендуемые посадки** и для размеров 1-500 мм из них выделены предпочтительные.

Унификация посадок позволяет обеспечить однородность конструктивных требований к соединениям и облегчить работу конструктора по назначению посадок. В каждой отрасли можно сократить число полей допусков и посадок, введя ограничительный стандарт.

В посадках с **точными квалитетами** для размеров от 1 до 3150 мм **допуск отверстия**, как правило, **на один-два квалитета больше допуска вала**, поскольку точное отверстие технологически получить труднее, чем точный вал. В серийном производстве стараются не использовать для отверстия менее 7 квалитета, а для вала – менее 6 квалитета из-за увеличения вероятности появления брака, а значит, и увеличения себестоимости обработки детали.

По экономическим соображениям посадки следует назначать главным образом в **системе отверстия** и реже в системе вала.

При посадке в системе отверстия сначала назначаем поле допуска **на «отверстие»**, а **под него** подбираем или рассчитываем расположение поля допуска на «вал» для соблюдения наибольших допустимых зазоров или натягов. Поле допуска на **основное «отверстие»** почти всегда выбирается по **H**, т.е. нижняя граница совпадает с нулевой линией (нижнее отклонение равно нулю).

Наиболее часто применяются следующие **посадки в системе отверстия**.

1. Посадки с зазором.

1.1. Грубая посадка с большим зазором: H11/d11. Эта посадка применяется для подвижных соединений, где не требуется хорошее центрирование втулки на вале. Если в процессе работы механизма втулка по валу перемещаться не будет, то может быть использована посадка H11/h11. У этой посадки минимальный зазор равен 0, поэтому, если отверстие будет сделано по минимуму, а вал по максимуму, то перемещение втулки по валу будет затруднено.

1.2. Посадка с зазором средней точности: H9/f8 – для подвижного соединения с удовлетворительным центрированием и H9/h9 – для соединения с хорошим центрированием, но не требующим взаимного перемещения в процессе работы (например, шкив клиноременной передачи на вале).

1.3. Точная посадка с зазором: H7/g6 – для подвижного соединения с хорошим центрированием (например, зубчатое колесо перемещается вдоль вала в процессе работы) и H7/h6 – для неподвижного в процессе работы соединения, требующего частой разборки (например, сменные зубчатые колеса в станках).

2. Переходные посадки.

Эти посадки применяются для хорошего центрирования сопрягаемых деталей, но большой натяг недопустим из-за частой разборки, поэтому эти посадки всегда только точные. Наиболее часто применяется посадка с большой вероятностью натяга H7/n6. Для частой разборки применяется посадка H7/k6 или H7/j₆.

3. Посадки с натягом.

Если требуется отличное центрирование, но нагрузки передавать не надо, то применяется посадка H7/p6, имеющая минимальный гарантированный натяг 1-2 мкм. Если при такой посадке требуется передавать нагрузки, то дополнительно должно быть предусмотрено шпоночное соединение.

Если требуется передавать не очень большие нагрузки только за счет натяга, то применяется посадка H7/s6. Эта посадка не требует расчета на прочность сопрягаемых деталей при толщине стенок полых деталей более 5 мм.

Если требуется передавать большие нагрузки только за счет натяга, то применяются посадки H8/u7, H8/z8. Эти посадки требуют расчета на прочность сопрягаемых деталей, особенно если толщина втулки или вала менее 5 мм. Сборка и разборка таких соединений сильно затруднена и, как правило, требует нагрева втулки и применения гидравлического пресса.

На сборочных чертежах для сопрягаемых деталей обязательно требуется указывать номинальный размер и посадку (например, 50H7/g6).

Для назначения посадок выполняется расчёт предельно допустимых натягов или зазоров в узлах механизма. Чаще всего рассчитываются посадки с натягом, при этом рассчитывается минимально допустимый натяг из условия передачи крутящего момента и осевого усилия (например, $[N_{\min}] = 10$ мкм) и максимально допустимый натяг из условия прочности сопрягаемых деталей (например, $[N_{\max}] = 70$ мкм) для рассчитанного из условий прочности деталей в сопряжении номинального диаметра (например, 50 мм). Требуется выбрать посадку, удовлетворяющую приведенным требованиям.

По формуле (2) рассчитывается **предельно допустимый** допуск посадки

$$[T_N] = [N_{\max}] - [N_{\min}] = 70 - 10 = 60 \text{ мкм}.$$

Определяется предельный допуск отверстия, считая $T_D = T_d$ и учитывая формулу (2)

$$2T_D = [T_N], \text{ откуда } T_D = [T_N] / 2 = 60 / 2 = 30 \text{ мкм}.$$

В таблице допусков определяется номер квалитета отверстия по найденному допуску ($T_D = 30$ мкм) и номинальному диаметру ($D = d = 50$ мм). Для 8 квалитета $IT8 = 39$ мкм, для 7 квалитета $IT7 = 25$ мкм. Чтобы $T_D \leq [T_D]$, выбирается 7 квалитет. Так как лучше применять посадку в системе отверстия, то принимается поле допуска отверстия по H, т.е. отверстие $\varnothing 50H7$.

Вычерчивается схема поля допуска **отверстия**, на котором указывается H7 (рис. 2), находится верхнее отклонение (для поля допуска на отверстие с основным отклонением по H это $ES = T_D = +25$ мкм).

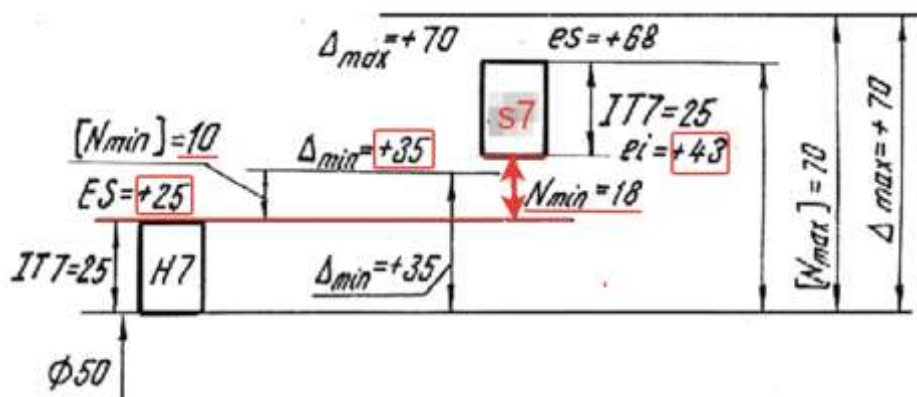


Рис. 2. Схема полей допусков к расчету посадки с натягом

От верхней границы поля допуска Н7 откладывается вверх минимально допустимый натяг ($[N_{\min}] = 10$ мкм). Получается горизонтальная линия с отклонением $\Delta_{\min} = +35$ мкм, ниже которой будущее поле допуска вала опускаться не должно, т.е. основное отклонение вала должно быть **более** $+35$ мкм.

По таблице основных отклонений находятся буквы r ($e_i = +34$ мкм) и s ($e_i = +43$ мкм). Выбирается буква s ($e_i = +43$ мкм $>$ $\Delta_{\min} = +35$ мкм).

От нижней границы поля допуска Н7 откладывается вверх максимально допустимый натяг ($[N_{\max}] = 70$ мкм). Проводится горизонтальная линия с отклонением $\Delta_{\max} = +70$ мкм. Выше этой линии верхнее поле допуска вала подниматься не должно.

Так как ранее нами было принято, что допуск $T = T_D = T_d$, то от нижней границы поля допуска вала откладывается ранее рассчитанный допуск (в рассматриваемом случае это допуск вала) $T_d = IT7 = 25$ мкм. Вычерчивается верхняя граница поля допуска вала и рассчитывается верхнее отклонение $e_s = e_i + T_d = +43 + 25 = +68$ мкм. Найденное верхнее отклонение меньше максимально допустимого ($\Delta_{\max} = +70$ мкм), поэтому принимается поле допуска вала s7. Исполнительный размер вала $\varnothing 50s7 \begin{pmatrix} +0,068 \\ +0,043 \end{pmatrix}$.

Выбранная посадка Н7/s7 соответствует требованиям: $N_{\min} = 18$ мкм $>$ $[N_{\min}] = 10$ мкм; $N_{\max} = 68$ мкм $<$ $[N_{\max}] = 70$ мкм.

Если бы верхняя граница поля допуска вала при 7 квалитете выходила бы за максимально допустимую линию (соответствующую $[N_{\max}] = 70$ мкм), то можно было бы использовать для вала 6 квалитет или принять поле допуска r7 (для буквы r основное отклонение $f_d = e_i = +34$ мкм $<$ $\Delta_{\min} = +35$ мкм), считая, что вероятность сопряжения вала с минимальным диаметром d_{\min} и отверстия с максимальным диаметром D_{\max} очень мала.

Кроме точности **размера** (например, диаметра) контролируется точность **формы** поверхности и **расположения** поверхностей.

Отклонение формы поверхности: чаще всего это отклонение от круглости (овальность, огранка и т.п.). Это **макрогеометрические** погрешности – когда отношение шага неровностей S_w к высоте неровностей W_z более 1000 ($S_w/W_z > 1000$).

Волнистость поверхности контролируется реже, и под ней понимается совокупность периодически повторяющихся неровностей, у которых расстояния между смежными возвышенностями или впадинами превышают базовую длину ℓ . Волнистость занимает промежуточное положение между отклонениями формы и шероховатостью поверхности.

Для волнистости отношение шага S_w к высоте неровностей W_z лежит в пределах от 1000 до 40 включительно ($40 < S_w/W_z < 1000$).

При обработке деталей всегда контролируется шероховатость поверхностей. Шероховатостью поверхности согласно ГОСТ 25142-82 (СТ СЭВ 1156-78) называется совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами ($S_w/W_z < 40$), выделенная с помощью базовой длины.

Базовая длина (ℓ) – длина базовой линии, используемой для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности. **Базовая линия (поверхность)** – линия (поверхность) заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля (поверхности) и служащая для оценки геометрических параметров поверхности.

Числовые значения шероховатости поверхности определяются от единой базы, за которую принята **средняя линия профиля** m , т.е. базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратичное отклонение профиля до этой линии минимально ($\sum_0^n y_i^2/n \rightarrow \min$). Система отсчета шероховатости от средней линии профиля называется системой средней линии.

Если для определения шероховатости выбран участок поверхности длиной ℓ , то другие неровности, имеющие шаг больше ℓ , не учитываются (например, волнистость). Для надежной оценки шероховатости, с учетом неоднородности шероховатости реальной поверхности, измерения следует повторять несколько раз в разных местах поверхности и за результат измерения принимать среднее арифметическое результатов измерения на нескольких длинах оценки. Длина оценки ℓ – длина, на которой оценивают шероховатость. Она может содержать одну или несколько базовых длин ℓ . Числовые значения базовой длины выбираются из ряда: 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,8; 2,5; 8; 25 мм. При $Rz = 320 \dots 40$ мкм ($Ra = 80 \dots 10$ мкм) $\ell = 2,5$ мм; при $Ra = 10 \dots 2,5$ мкм $\ell = 2,5$ мм; при $Ra = 2,5 \dots 0,32$ мкм $\ell = 0,8$ мм; при $Ra = 0,32 \dots 0,02$ мкм ($Rz = 1,6 \dots 0,1$ мкм) $\ell = 0,025$ мм;

Согласно ГОСТ 2789-73 (СТ СЭВ 638-77), который полностью соответствует международной рекомендации по стандартизации ISO R468, шероховатость поверхности изделия, независимо от материала (кроме древесины, войлока и других ворсистых материалов) и способа изготовления, можно оценивать качественно одним или несколькими параметрами: средним арифметическим отклонением профиля R_a , высотой неровностей профиля по десяти точкам R_z , наибольшей

высотой неровностей профиля R_{\max} , средним шагом неровностей S_m , средним шагом местных выступов профиля S , относительной опорной длиной профиля t_p (p – значение уровня сечения профиля от линии выступов, задается в процентах от R_{\max}). Параметр R_a является **предпочтительным**, поскольку более полно передает неровность поверхности и наименее трудоемок при измерении, т.к. измеряется полуавтоматически с помощью профилометров.

Параметры R_a , R_z и R_{\max} являются высотными, S_m и S – шаговыми, а t_p – комбинированным.

При использовании точной посадки (7 - 6 квалитеты) шероховатость поверхности оценивается средним арифметическим отклонением профиля с числовыми значениями $R_a \leq 1,25 \dots 0,8$ мкм с использованием базовой длины $\ell = 0,8$ мм; при использовании посадки средней точности (10 - 8 квалитеты) шероховатость поверхности оценивается средним арифметическим отклонением профиля $R_a \leq 6,3 \dots 2,5$ мкм с использованием базовой длины $\ell = 0,8$ мм; при использовании грубой посадки (12 - 11 квалитеты) шероховатость поверхности оценивается средним арифметическим отклонением профиля $R_a \leq 10 \dots 6,3$ мкм с использованием базовой длины $\ell = 0,8$ мм; при использовании очень грубой посадки (14 – 13 квалитеты) шероховатость поверхности оценивается средним арифметическим отклонением профиля $R_z \leq 100 \dots 40$ мкм с использованием базовой длины $\ell = 8$ мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коротков В.С., Афонасов А.И. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие/ В.С. Коротков, А.И. Афонасов. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 196 с.
2. Таблицы и альбом по допускам и посадкам: Справочное пособие/ А.Б. Романов, В.Н. Федоров, А.И. Кузнецов. – СПб., Политехника, 2005. – 88с.