

Курсовая работа по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация» – самостоятельная инженерная работа студента.

Цель курсовой работы – закрепление теоретических основ лекционного курса, привитие практических навыков в использовании справочных материалов, а также ознакомление с существующими расчетными методами при выборе посадок для сопрягаемых поверхностей деталей при конструировании машин и узлов оборудования в области пищевого машиностроения.

Задачи курсовой работы:

- закрепить теоретические знания, полученные при изучении дисциплин: «Технологические процессы в машиностроении», «Технология конструкционных материалов», «Материаловедение» и др.;
- расширить кругозор за счет самостоятельной проработки стандартов, технической справочной литературы;
- научить самостоятельно назначать точностные параметры на размеры деталей технологического оборудования перерабатывающих отраслей АПК.

ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Задание на курсовую работу выдается преподавателем индивидуально с указанием номера варианта. Исходные данные по каждому варианту приведены в приложении и содержат сборочный чертеж узла технологического оборудования и перечень задач по каждому сопряжению.

1. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДКИ С НАТЯГОМ

Соединения (посадки) с натягом осуществляются за счет сил упругости от предварительной деформации деталей. Натяг – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

Соединения с гарантированным натягом предназначены для получения неподвижных соединений без дополнительного крепления. При их проектировании необходимо выдержать следующие требования:

- **силы трения (сцепления) в соединении должны превышать вне**
- **на недо**
- **дета**



WWW.EDU.DN.UA

✓ **контрольные работы**
✓ **курсовые проекты...**

х деталей
е прочности

1.1. Содержание работы

По данным табл. 1.1 приложения необходимо:

- рассчитать и подобрать посадку с натягом для соединения вала с зубчатым колесом (из перечня рекомендуемых и предпочтительных посадок в системе основного отверстия);
- определить предельные размеры сопрягаемых деталей, предельные натяги и допуск посадки;
- построить схему расположения полей допусков выбранной посадки;
- привести примеры использования посадок с натягом в пищевом машиностроении.

1.2. Общая характеристика сопряжения деталей

Прямозубое зубчатое колесо 3 (рис. 1) для передачи крутящего момента без применения шпоночного или шлицевого соединения с полым валом 2 заданного механизма должно иметь посадку с натягом. Исходные данные:

- размеры вала d и d_1 и значения нагрузки T приведены в табл. 1.1 приложения;
- диаметр ступицы d_2 определяется соотношением $d_2 = 1,6d$;
- длина соединения $l = md$, где коэффициент m назначается из диапазона (1,2...1,5);
- вал изготовлен из стали 45 ($E_1 = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\sigma_{m1} = 590$ МПа; $\mu_1 = 0,3$);
- зубчатое колесо изготовлено из чугуна СЧ 28-48 ($E_2 = 1,3 \cdot 10^5$ МПа; $\sigma_{m2} = 470$ МПа; $\mu_2 = 0,25$);
- параметры шероховатости сопрягаемых поверхностей деталей: вала - $R_{z1} = 6,3$ мкм; зубчатого колеса - $R_{z2} = 10$ мкм.

1.3. Порядок расчета посадки с натягом

1.3.1. Минимальное давление на поверхности контакта соединяемых деталей необходимое для выполнения условия неподвижности соединения:

$$P_{\min} = \frac{kQ}{\pi f d l}; \quad (1.1)$$

где Q – сдвигающее усилие, Н;

f – коэффициент трения (сцепления) табл. 1.2;

$k = 1,5 \dots 2,5$ – коэффициент запаса прочности сцепления на возможные перегрузки и воздействие вибраций;

d и l – соответственно диаметр и длина соединения, м.

Сдвигающее усилие Q может быть осевым Q_O или окружным Q_T (тангенциальным):

$$Q_m = \frac{2T}{d};$$

где T – крутящий момент, передаваемый соединением, Н м;

1.3.2. Максимальное давление p_{max} на поверхности контакта соединяемых деталей из условия отсутствия там пластической деформации соответствует меньшему из двух полученных значений:

для вала

$$p_{max} = \frac{\sigma_{T1}}{2} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right];$$

для зубчатого колеса

$$p_{max} = \frac{\sigma_{T2}}{2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right].$$

1.3.3. Расчетный натяг N_p в соединении

$$N_p = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (1.2)$$

где коэффициенты C_1 и C_2 определяются по формулам

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

Максимальный N_{pmax} и минимальный N_{pmin} расчетные натяги вычисляются по формуле (1.2), принимая соответственно $p = p_{max}$ и $p = p_{min}$.

1.3.4. Расчетные натяги необходимо скорректировать с помощью поправки на шероховатость поверхностей N_R , температурной поправки N_t и скоростной поправки на центробежные силы N_ω . В результате получим предельные значения потребного натяга N_n , принимая соответственно $N_p = N_{pmax}$ и $N_p = N_{pmin}$:

$$N_n = N_p + N_R + N_t + N_\omega, \quad (1.3)$$

Поправкой N_R учитывается уменьшение натяга после сборки, так как при соединении деталей неровности на их контактирующих поверхностях сминаются.

Для материалов с различными механическими свойствами

$$N_R = 2(k_1 R_{z1} + k_2 R_{z2});$$

для одинаковых материалов

$$N_R = 2k(R_{z1} + R_{z2}),$$

где R_{z1}, R_{z2} – высота неровностей (по десяти точкам) сопрягаемых поверхностей вала и зубчатого колеса;

k, k_1, k_2 – коэффициенты, учитывающие высоту смятия неровностей (табл. 1.3) вала и отверстия.

Температурная поправка N_t учитывает отличие рабочих температур t_p деталей от их температуры t при сборке соединения, а также различие температурных коэффициентов α_1 и α_2 линейного расширения материалов деталей:

$$N_t = (\alpha_1 - \alpha_2)(t_p - t)d.$$

При $t_p > t$ и $\alpha_1 > \alpha_2$ поправка вносится со знаком “плюс”, при $t_p < t$ и $\alpha_1 > \alpha_2$ – со знаком “минус”. Коэффициенты линейного расширения материалов соединяемых деталей таковы: для стали $\alpha_1 = 12 \cdot 10^{-6}$, для чугуна $\alpha_2 = 10,5 \cdot 10^{-6}$. Разница температур составляет 20°C .

Поправка N_ω на центробежные силы учитывает угловую скорость ω вращения соединения:

$$N_\omega = \frac{\omega^2}{4} \left(d_1^3 \frac{q_1}{E_1} - d_2^3 \frac{q_2}{E_2} \right);$$

где q_1, q_2 – плотность материалов вала и втулки.

Для стальных деталей диаметром до 500 мм, вращающихся с линейной скоростью до 30 м/с, $N_\omega = 1 \dots 2$ мкм, и, как правило, этой поправкой можно пренебречь.

1.3.5. По рассчитанному по формуле (1.3) значению натяга $N_{n \min}$ выбирают (в первую очередь из числа предпочтительных и рекомендуемых посадок по табл. 1.4) посадку с таким значением $N_{T \min}$, чтобы выполнялось условие прочности соединения (1.4). Для выбранной посадки значение натяга $N_{T \max}$ и значение натяга $N_{n \max}$, рассчитанное по формуле (1.3), должны удовлетворять требованию (1.5), обеспечивающему прочность материалов соединяемых деталей;

$$N_{\text{п min}} \leq N_{\text{T min}} (N_{\text{b min}}) \quad (1.4)$$

$$N_{\text{п max}} \geq N_{\text{T max}} (N_{\text{b max}}), \quad (1.5)$$

где $N_{T \min}, N_{b \min}, N_{T \max}, N_{b \max}$ – соответственно минимальные и максимальные табличный и вероятностный натяги, которые рассчитываются с использованием зависимостей, приведенных ниже.

$$N_{\text{T max}} = es - EI$$

$$N_{\text{T min}} = ei - ES$$

Вероятностные натяги, дающие больший диапазон для выбора подходящей посадки, используют, когда экономически выгоднее пренебречь браком с заданной вероятностью. Так, при условии, что действительные значения диаметров отверстий D и валов d подчиняются нормальному закону распределения (закону Гаусса), центр группирования

размеров совпадает с серединой поля допуска, а поле рассеяния - со значением допуска, то формула для расчета вероятных натягов имеет вид:

$$N_{b_{\text{м}}} = N_m \mp C \sqrt{(T_D^2 + T_d^2)},$$

где T_D, T_d – допуски на размер отверстия, вала по ГОСТ 25346-82 (табл. 4.4);

N_m - средний табличный натяг

$$Nm = \frac{es + ei}{2} - \frac{ES + EI}{2};$$

ES, EI и es, ei - предельные отклонения отверстия и вала, (основные отклонения представлены в табл. 4.5);

C – коэффициент, зависящий от принятой вероятности P обеспечения того, что фактическое значение натяга располагается в пределах $N_{b_{\text{min}}} \dots N_{b_{\text{max}}}$.

P	0,999	0,99	0,98	0,97	0,95	0,9
C	0,5	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

чаще всего принимают $C = 0,5$.

2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДКИ С ЗАЗОРОМ ДЛЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Для обеспечения наибольшей долговечности подшипника скольжения необходимо, чтобы в установившемся режиме подшипник работал в условиях жидкостной смазки, когда поверхности вала и втулки подшипника полностью разделены слоем смазочного материала. Наибольшее распространение получили гидродинамические подшипники, в которых смазочный материал увлекается вращающимся валом в постепенно сужающийся (клиновой) зазор между валом и втулкой подшипника. В результате возникает гидродинамическое давление, превышающее нагрузку на опору и стремящееся расклинить поверхности вала и втулки. При этом вал отделяется от поверхности втулки и смещается по направлению вращения.

Валы в подшипниках скольжения чаще всего устанавливают по посадкам: $H7/f7, H7/e7, H7/e8, H7/d8$ или $H7/c8$. При использовании расчетного метода выбора посадки для подшипника скольжения необходимо определить относительный зазор ψ , обеспечивающий наиболее надежную работу подшипника:

$$\psi = \frac{S}{d}.$$

2.1. Содержание работы

По данным таблицы 2.1 приложения необходимо:

- подобрать стандартную посадку с зазором в системе отверстия для гидродинамических подшипников скольжения при постоянной скорости вращения и нагрузке;
- определить предельные размеры сопрягаемых деталей, предельные зазоры и допуск посадки;
- построить схему расположения полей допусков.

2.2. Общая характеристика сопряжения деталей

Опорами вала в заданном механизме являются гидродинамические подшипники скольжения, расположенные в корпусе 1 и выполненные в виде втулок 5 и 6.

Номинальный диаметр соединения d определяется по номеру варианта в табл. 1.1, а длина подшипника l и величина радиальной нагрузки R - в табл. 2.1 приложения.

Подшипник неразъемный, выполнен в виде бронзовой втулки с шероховатостью рабочей поверхности $R_{z2} = 3,2$ мкм. Шероховатость поверхности вала $R_{z1} = 1,6$ мкм.

Для смазки используется индустриальное масло И-20. Динамическая вязкость масла η при температуре 50°C составляет $0,017$ Па·с.

2.3. Порядок расчета посадки с зазором подшипника скольжения

2.3.1. Минимальный относительный зазор ψ_{\min} (в диапазоне $l/d = 0,5 \dots 1,5$)

$$\psi_{\min} = 3,5 \sqrt{\lambda} \sqrt{\frac{l}{d}} \quad (2.1)$$

имеет место при относительной толщине масляного слоя $\xi = 0,3$,

$$\xi = \frac{2h_{\min}}{S}, \text{ где } h_{\min} - \text{минимальная толщина масляного слоя;}$$

а максимальный относительный зазор ψ_{\max} имеет место при $\xi = 0,1$

$$\Psi_{\max} = 7 \sqrt{\lambda} \sqrt[3]{\frac{l}{d}}, \quad (2.2)$$

где d, l – диаметр и длина подшипника, м;

λ - характеристика режима работы

$$\lambda = \eta \frac{n_c}{k};$$

k - среднее давление в подшипнике

$$k = \frac{R}{dl};$$

η - динамическая вязкость масла, Па·с;

n_c - частота вращения вала, с⁻¹;

$$n_c = \frac{n}{60}.$$

В условиях жидкостной смазки параметр λ определяет положение центра вала в подшипнике. С увеличением λ центр вала перемещается к центру подшипника.

2.3.2. По расчетным зазорам

$$S_{p\min} = \Psi_{\min} d \quad (2.3)$$

и

$$S_{p\max} = \Psi_{\max} d \quad (2.4)$$

подбирают посадку по таблицам стандарта из числа рекомендуемых и предпочтительных (табл. 2.2) с параметрами $S_{m\min}$ и $S_{m\max}$. Выбранная посадка должна удовлетворять следующим требованиям:

$$S_{p\min} \leq S_{m\min}; \quad (2.5)$$

$$S_{p\max} \geq S_{m\max}. \quad (2.6)$$

2.3.3. Из таблиц предельных отклонений (ГОСТ 25347-82) выписывают отклонения отверстия ES, EI и вала es, ei .

Максимальный табличный зазор:

$$S_{m\max} = ES - ei.$$

Минимальный табличный зазор:

$$S_{m\min} = EI - es.$$

Средний табличный зазор:

$$S_m = \frac{ES + EI}{2} - \frac{es + ei}{2}.$$

2.3.4. Если отклонения диаметров отверстий и валов подчиняются нормальному закону распределения (закону Гаусса), то вероятностные зазоры определяются по формуле:

$$S_{b\max}^{\min} = S_m \mp C \sqrt{(T_D^2 + T_d^2)}.$$

2.3.5. Минимальная толщина масляного слоя в точке наибольшего сближения вала и подшипника

$$h_{\min} = 0,05 \Psi_{\max} d.$$

2.3.6. Коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя

$$\chi = \frac{h_{\min}}{h_{кр.}} \geq [\chi] \approx 2,$$

где $h_{кр.}$ - критическая толщина масляного слоя, при которой нарушается режим жидкостного трения:

$$h_{кр.} = R_{z1} + R_{z2} ,$$

где R_{z1} , R_{z2} , - шероховатость поверхности вала и подшипника.

Коэффициент запаса надежности χ вводится для учета возможных отклонений расчетных условий от эксплуатационных (по точности изготовления, нагрузке, температурному режиму и т.д.).

3. РАСЧЕТ ВЕРОЯТНОСТИ ПОЯВЛЕНИЯ ЗАЗОРОВ И НАТЯГОВ В ПЕРЕХОДНОЙ ПОСАДКЕ

Переходные посадки используют в неподвижных разъемных соединениях для центрирования сменных деталей. Эти посадки характеризуются малыми зазорами и натягами.

3.1. Содержание работы

По данным табл. 1.1 и 2.1 приложения необходимо:

- рассчитать параметры заданной переходной посадки (предельные размеры сопрягаемых деталей, предельные натяг и зазор, допуск посадки;
- построить схему расположения полей допусков заданной посадки;
- определить вероятность получения зазоров и натягов в соединении, исходя из следующих допущений:
 - рассеяние размеров валов и размеров отверстий, образующих посадку, подчиняется нормальному закону распределения,
 - величина допуска детали соответствует зоне рассеивания закона нормального распределения, т.е. $Td = 6\sigma_g$ ($TD = 6\sigma_{отв}$);
- привести примеры использования переходных посадок в пищевом машиностроении.

3.2. Общая характеристика сопряжения деталей

Прямозубое зубчатое колесо 4 (рис. 1) для передачи крутящего момента установлено на полый вал 2 заданного механизма.

Исходные данные:

- номинальный диаметр посадки приведен в табл. 1.1 приложения;
- условное обозначение заданной посадки - табл. 2.1 (последняя графа) приложения.

3.3. Порядок расчета вероятности появления зазоров и натягов в переходной посадке

3.3.1. По стандарту определяют значения допусков (Td , TD) и основных отклонений вала и отверстия, рассчитывают недостающие предельные отклонения, используя соотношение

$$TD(Td) = ES(es) - EI(ei).$$

3.3.2. Рассчитывают предельные и средние размеры вала (отверстия);

$$Dmax (dmax) = D (d) + ES(es),$$

$$Dmin (dmin) = D (d) + EI(ei),$$

$$Dm = D + (ES + EI)/2,$$

$$dm = d + (es + ei)/2.$$

3.3.3. Строят схему расположения полей допусков заданной посадки в выбранном масштабе.

3.3.4. Рассчитывают предельные натяг $Nmax$ и зазор $Smax$, допуск посадки $T(N,S)$

$$Nmax = dmax - Dmin = es - EI,$$

$$Smax = Dmax - dmin = ES - ei,$$

$$T(N,S) = Nmax + Smax = TD + Td. \quad (3.1)$$

3.3.5. Поскольку распределение натягов и зазоров в соединениях устанавливают на основе правил суммирования независимых случайных величин, к которым относятся отклонения размеров сопрягаемых деталей, то в соответствии с принятыми выше допущениями - математическое ожидание M_x и среднее квадратическое отклонение σ закона нормального распределения натягов и зазоров переходной посадки:

$$M_x = Mx_e - Mx_{отв} = d_m - D_m = e_c - E_c = (es+ei)/2 - (ES + EI)/2 \quad (3.2)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_{отв}^2} = \frac{1}{6} \sqrt{Td^2 + TD^2} \quad (3.3)$$

3.3.6. По полученным значениям M_x и σ строят кривую нормального распределения натягов-зазоров переходной посадки (координата x оси симметрии кривой нормального распределения равна значению $Mx = a$).

3.3.7. Вероятность распределения натягов или зазоров в пределах от 0 до значения $x = a$ можно определить с помощью значений функции $\Phi(z)$ (табл. 3.1), где z - предел интегрирования

$$z = a/\sigma;$$

3.3.8. Вероятность получения наиболее вероятных натягов P_N для заданной посадки в интервале $[-3\sigma; +3\sigma]$

$$P_N = \Phi(3) \pm \Phi(z), \quad (3.4)$$

где $\Phi(3) = 0,4986$, а знак "+" или "-" в формуле (3.4) соответствует знаку M_x в формуле (3.2), т.е. $\Phi(-z) = -\Phi(z)$. Эта же формула (3.4) служит

для расчета вероятности появления наиболее вероятных зазоров P_S , но с обратным знаком M_x .

3.3.9. Поскольку интервал $[-3\sigma; +3\sigma]$ не совпадает с интервалом значений $x = [-S_{max}; +N_{max}]$, соответствующего значению допуска переходной посадки по формуле (3.1), то принимая всю площадь под кривой нормального распределения равной 1 (вероятность достоверного события), вероятность получения натягов P_N для заданной посадки будет

$$P_N = 0,5 \pm \Phi(z),$$

а зазоров P_S

$$P_S = 1 - P_N.$$

4. РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

На этапе проектирования с целью обеспечения необходимой точности взаимного расположения деталей в собранном изделии обязательно используют методы расчета размерных цепей. Сборочная размерная цепь представляет собой замкнутый контур из размеров деталей изделия, непосредственно влияющих на точность одного из размеров контура, который называется **исходным (замыкающим)**.

Принято называть образующие размерную цепь размеры, **звеньями** размерной цепи. Размерная цепь состоит из исходного (замыкающего) и **составляющих** звеньев. Исходный размер - тот, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия. В процессе сборки изделия исходное звено получается обычно последним, замыкая размерную цепь, отсюда название звена - замыкающее. Составляющие звенья - размеры, отклонения которых вызывают изменение исходного размера.

Размерная цепь обозначается заглавными буквами русского алфавита (латинского или греческого), при этом исходному звену присваивают индекс Σ (A_Σ , B_Σ ...), а составляющим - индексы - порядковые номера звеньев, которые назначают при обходе размерного контура по направлению вращения часовой стрелки (A_1, A_2 ...).

По отношению к замыкающему звену все составляющие звенья делятся на **увеличивающие** $\overline{A_i}$, при увеличении размеров которых замыкающий размер увеличивается, и **уменьшающие** $\underline{A_i}$, при увеличении размеров которых замыкающий размер уменьшается.

Графическое изображение размерной цепи - это схема, состоящая из элементов, обозначающих звенья, в виде размерных линий со стрелками на концах (как и на чертежах). При этом увеличивающие звенья образуют отдельный ряд элементов, а под ним ряд элементов из уменьшающих звеньев совместно с замыкающим.

Достижение конечной точности исходного звена может быть обеспечено либо по **методу компенсации** (с использованием регулирования величины замыкающего звена с помощью детали-компенсатора или пригонки - снятия слоя материала), когда ожидаемая суммарная ошибка намного превышает допуск исходного размера, либо по **методу взаимозаменяемости** (полная, неполная и групповая взаимозаменяемость), когда указанные значения близки. Как правило, метод взаимозаменяемости используют при достаточно большом допуске исходного звена и небольшом числе составляющих звеньев (меньше 8), если же допуск исходного звена мал и число составляющих звеньев велико, то используют метод компенсации.

Метод взаимозаменяемости обеспечивается в свою очередь двумя расчетными методами размерных цепей:

- расчет по методу **максимума-минимума**, учитывающий только предельные отклонения составляющих звеньев;
- **вероятностный метод**, учитывающий законы распределения размеров звеньев внутри полей допусков и вероятность различных сочетаний составляющих звеньев.

Решение прямой задачи теории размерных цепей заключается в определении величин номинальных размеров, допусков и предельных отклонений всех составляющих звеньев, исходя из установленных требований к величине исходного звена. (Обратная задача: определение номинального размера, допуска и предельных отклонений замыкающего звена, исходя из установленных величин составляющих звеньев).

4.1. Основные уравнения теории размерных цепей

В плоской (линейной) размерной цепи номинальные размеры звеньев связаны соотношением: номинальный размер замыкающего звена определяется как разность между суммами номинальных размеров увеличивающих и уменьшающих звеньев.

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m A_i^{\rightarrow} - \sum_{i=m+1}^{n-1} A_i^{\leftarrow}, \quad (4.1)$$

где A_{Σ} - номинальный размер замыкающего звена,

A_i - номинальный размер i -го составляющего звена,

n - общее число звеньев, включая замыкающее звено,

m - число увеличивающих звеньев,

$i = 1, 2, \dots, (n-1)$ - порядковый номер звена.

Допуск замыкающего звена TA_{Σ} равен сумме допусков всех составляющих звеньев размерной цепи:

$$TA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i. \quad (4.2)$$

Координата середины поля допуска замыкающего звена $E_c A_{\Sigma}$ определяется как разность между суммами координат середин полей допусков увеличивающих и уменьшающих звеньев:

$$E_c A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m E_c A_i^{\rightarrow} - \sum_{i=m+1}^{n-1} E_c A_i^{\leftarrow}. \quad (4.3)$$

В качестве проверки можно использовать соотношения между предельными отклонениями составляющих звеньев:

$$ES_{A_{\Sigma}} = \sum_{i=1}^m ES_{A_i}^{\rightarrow} - \sum_{i=m+1}^{n-1} EI_{A_i}^{\leftarrow}, \quad (4.4)$$

$$EI_{A_{\Sigma}} = \sum_{i=1}^m EI_{A_i}^{\rightarrow} - \sum_{i=m+1}^{n-1} ES_{A_i}^{\leftarrow}. \quad (4.5)$$

4.2. Расчет размерных цепей по методу максимума-минимума

Данный метод применяется в том случае, когда должна быть обеспечена полная взаимозаменяемость, т.е. требуемая точность замыкающего звена достигается при замене любого звена звеном такого же типа и размера без подбора и без изменения его величины путем дополнительной обработки.

При использовании метода расчета "максимум-минимум" предполагают наихудшие возможные варианты поступления действительных размеров деталей на сборку, т.е. исходя из предположения, что все составляющие звенья данной размерной цепи имеют только предельные размеры (увеличивающие размеры имеют наибольшие предельные размеры, а уменьшающие - наименьшие предельные размеры). Назначение величин допусков и предельных отклонений для составляющих звеньев производят различными способами.

4.2.1. Способ равных допусков

Используя уравнение (4.2) рассчитывают средний допуск T_m :

$$T_m = \frac{T_{\Sigma}}{(n-1)}, \quad (4.6)$$

если же в размерную цепь входят звенья с заранее известными и неизменными значениями допусков, например, допуск подшипника качения - покупного изделия, тогда

$$T_m = \frac{T_\Sigma - \sum_{j=1}^k T_j}{(n-1) - k}, \quad (4.7)$$

где T_j - заданная величина допуска j -го звена, k - общее число звеньев с заранее известными значениями допусков.

Полученный средний допуск корректируют для всех или некоторых составляющих звеньев в зависимости от технологических особенностей изготовления, конструктивных факторов и т.д., проверяя при этом выполнение неравенства

$$T_\Sigma \geq \sum_{i=1}^{n-1} T_i. \quad (4.8)$$

Способ равных допусков прост, но недостаточно точен, его можно рекомендовать только для предварительного назначения допусков составляющих звеньев.

4.2.2. Способ равноточных допусков

При таком способе предполагают, что все составляющие цепь размеры могут быть выполнены по какому-то одному качеству, а допуски составляющих звеньев зависят от их номинальных размеров. Исходя из известного соотношения системы допусков и посадок

$$T_{A_j} = a_j i \quad (4.9)$$

где a_j - число единиц допуска, содержащееся в допуске данного j -го размера, i - единица допуска, которая, в свою очередь, для размеров от 1 до 500 мм определяется по формуле:

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D, \quad (4.10)$$

где D - средний геометрический размер для интервала размеров, к которому относится данный линейный размер, можем записать для каждого j -го звена:

$$T_{A_j} = a_j \cdot (0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D). \quad (4.11)$$

Подставляя полученное выражение в формулу (4.2) и учитывая, что допуски предполагается назначать по одному качеству, следовательно, $a_1 = a_2 = \dots = a_j = a_m$, получим

$$T_{A_\Sigma} = a_m \cdot \sum_{j=1}^{n-1} (0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D), \quad (4.12)$$

откуда

$$a_m = \frac{T_\Sigma}{\sum_{j=1}^{n-1} (0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D)} = \frac{T_\Sigma}{\sum_{j=1}^{n-1} i_j}, \quad (4.13)$$

Полученное значение a_m позволяет определить номер качества, а затем по нему в зависимости от значения номинального размера для каждого звена найти допуск по стандарту. Эти значения допусков также

можно корректировать с учетом экономической целесообразности изготовления, но результат должен удовлетворять условию (4.8). В случае, если размерная цепь содержит звенья с уже заданными допусками (например, покупные изделия), то формула (4.13) приобретает вид по аналогии с формулой (4.7)

$$a_m = \frac{T_\Sigma - \sum_{j=1}^k T_j}{\sum_{j=1}^{(n-1)-k} i_j}, \quad (4.14)$$

где T_j - заданная величина допуска j -го звена, k - общее число звеньев с заранее известными значениями допусков.

4.3. Содержание работы

По данным табл. 4.1 приложения необходимо назначить допуски, координаты середин полей допусков и предельные отклонения на составляющие звенья размерной цепи A редуктора по методу полной взаимозаменяемости ("максимум-минимум") способом равноточных допусков, исходя из условия обеспечения требуемой величины зазора.

4.4. Общая характеристика сопряжения деталей

Сборочный чертеж редуктора представлен на рис. 1, где A_1, \dots, A_5 - составляющие звенья размерной цепи A , A_Σ - замыкающее звено (зазор), их номинальные размеры и требуемые параметры зазора указаны в табл. 4.1.

4.5. Порядок расчета размерной цепи

4.5.1. Строится схема размерной цепи A с указанием увеличивающих, уменьшающих и замыкающего звена.

4.5.2. Номинальный размер замыкающего звена находится по формуле (4.1).

4.5.3. Величина поля допуска на зазор TA_Σ (замыкающее звено) определяется, если заданы предельные отклонения

$$TA_\Sigma = ES A_\Sigma - EI A_\Sigma.$$

4.5.4. Для каждого размера определяется из табл. 4.2 значение единицы допуска i_j . Результаты заносятся в табл. 1.

4.5.5. Количество единиц допуска a_m находится по формуле (4.13), если же размерная цепь содержит звенья с уже заданными допусками (например, покупные изделия), то по формуле (4.14).

4.5.6. Полученное значение a_m сравнивается со значениями a_j в табл. 4.3 и по ближайшему значению выбирается номер качества (IT)

4.5.7. По табл. 4.4. назначаются допуски в соответствии с выбранным качеством. Результаты заносятся в табл. 1.

4.5.8. Корректируются назначенные допуски (если необходимо), чтобы выполнялось условие:

$$T_{\Sigma} \geq \sum_{i=1}^{n-1} T_i \quad (4.15)$$

4.5.9. Координата середины поля допуска $E_c A_{\Sigma}$ исходного (замыкающего) звена рассчитывается

$$E_c A_{\Sigma} = (ES A_{\Sigma} + EI A_{\Sigma}) / 2$$

4.5.10. Координаты середин полей допусков для всех составляющих звеньев, кроме одного (самого точного), назначаются каким-либо способом, например, для охватываемых размеров (валов) равными, как у основного вала $E_c A_i = -T a_j / 2$, а для охватывающих звеньев (отверстия) как у основного отверстия $E_c A_i = +T a_j / 2$.

4.5.11. Рассчитывается координата середины поля допуска выбранного звена по формуле (4.3). Результаты заносятся в табл. 1.

4.5.12. Верхние и нижние предельные отклонения составляющих звеньев

$$ES A_j = E_c A_j + T A_j / 2,$$

$$EI A_j = E_c A_j - T A_j / 2.$$

Таблица 1

№ звена	A_j , мм	i_j	$T A_j$, мкм (IT....)	$T A_j$, мкм (скорректированные)	$E_c A_j$, мм	A_{iEI}^{ES} мм
1	2	3	4	5	6	7
1						
2						
3						
4						
5						
6						
ИТОГО				K =		

4.5.13. Проверка осуществляется по формулам (4.4) и (4.5). Равенство левых и правых частей этих уравнений доказывает, что допуски и предельные отклонения составляющих звеньев назначены правильно в том случае, если итоговый результат графы 5 табл. 1 равен допуску на замыкающее звено. Если в соответствии с условием (4.15) итоговый результат графы 5 табл. 1 меньше допуска на замыкающее звено на какую-то величину K , то правые части формул (4.4) и (4.5) будут отличаться от левых на половину величины K .

Пример решения прямой задачи теории размерных цепей

Назначить допуски и предельные отклонения на составляющие звенья размерной цепи редуктора (рис. 1) по методу полной взаимозаменяемости исходя из условия обеспечения требуемой величины зазора (от 0,05 до 0,3 мм) между торцами зубчатого колеса 3 и подшипника скольжения 5. Номинальные размеры звеньев: $A_1 = 60$ мм, $A_2 = 35$ мм, $A_3 = A_6 = 5$ мм, $A_4 = 30$ мм, $A_5 = 50$ мм.

□ Строим схему размерной цепи (рис. 2), где

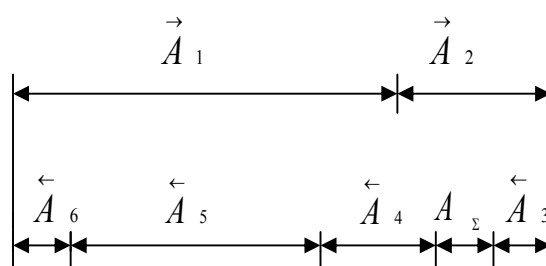


Рис. 2.

исходное звено A_{Σ} - величина зазора между торцом подшипника скольжения 5 и торцом зубчатого колеса 3;

уменьшающие составляющие звенья:

- $\overset{\leftarrow}{A}_3$ - толщина упорного буртика подшипника скольжения 5,
- $\overset{\leftarrow}{A}_4$ - толщина зубчатого колеса 3,
- $\overset{\leftarrow}{A}_5$ - толщина зубчатого колеса 4,
- $\overset{\leftarrow}{A}_6$ - толщина упорного буртика подшипника скольжения 6;

увеличивающие составляющие звенья:

- \vec{A}_1 - расстояние между торцом расточки в корпусе редуктора 8 и его опорной плоскостью,

- \vec{A}_2 - расстояние между торцом расточки в крышке редуктора 1 и ее опорной плоскостью.
- Проверяем выполнение первого условия (4.1) теории размерных цепей, подставляя значения номинальных размеров звеньев в левую и правую части уравнения:

$$(A_{\Sigma} = 0) \neq (60 + 35 - 5 - 30 - 50 - 5 = 5) \text{ мм},$$

чтобы условие выполнялось, корректируем номинальный размер какого-то составляющего звена, например, примем $A_2 = 30$ мм. Тогда

$$(A_{\Sigma} = 0) = (60 + 30 - 5 - 30 - 50 - 5 = 0) \text{ мм}.$$

Для проверки второго условия теории размерных цепей (4.2) предварительно определяем величину поля допуска на замыкающее звено TA_{Σ} исходя из заданных предельных значений зазора, которые следует считать предельными отклонениями, поскольку было принято $A_{\Sigma} = 0$:

$$TA_{\Sigma} = ES A_{\Sigma} - EI A_{\Sigma} = 0,3 - 0,05 = 0,25 \text{ мм}.$$

- Для назначения допусков по способу равноточных допусков находим из табл. П.1.1 для каждого размера значение единицы допуска i_j .

Результаты удобнее занести в таблицу 1.1.

- Определяем количество единиц допуска a_m по формуле (4.13)

$$a_m = 250 / 7,5 = 33,33$$

Полученное значение сравниваем со значениями a_j в табл. П.1.2. Ближайшие значения: $a_1 = 25$ и $a_2 = 40$. Выбираем $a_2 = 40$, которое соответствует точности по 9 качеству (IT9).

- Заносим в табл. 1.1. значения допусков IT9, полученных по табл. П.1.3.
- Сумма допусков, назначенных по IT9, больше допуска замыкающего звена на 50 мкм (300 - 250), следовательно, необходимо произвести корректировку значений допусков в сторону уменьшения. Заменяем величины допусков звеньев 4 и 5. Допуск звена 5 назначаем по **IT8** (0,039 мм), т.е. уменьшаем допуск на 23 мкм (62 - 39). Для следующей

корректировки остается величина 27 мкм (50 - 23). Допуск звена 4 уменьшаем на 27 мкм и получаем значение допуска 25 мкм (52 - 27).

□ Определяем координату середины поля допуска исходного (замыкающего) звена

$$E_c A_\Sigma = (E S A_\Sigma + E I A_\Sigma) / 2 = (0,3 + 0,05) / 2 = + 0,175 \text{ мм.}$$

□ Определяем координату середины поля допуска звена 1 по формуле (3), принимая координаты середин полей допусков охватываемых размеров (звенья 3, 4, 5, 6) равными $-T_{Aj}/2$, а звена 2 = $+T_{Aj}/2$.

$$+0,175 = E_c A_1 + 0,026 - (-0,015 - 0,0125 - 0,0195 - 0,015)$$

$$E_c A_1 = 0,175 - 0,026 + 0,015 + 0,0125 + 0,0195 + 0,015 = + 0,087 \text{ мм.}$$

□ Определяем верхние и нижние предельные отклонения составляющих звеньев, зная что $E S A_j = E_c A_j + T_{Aj} / 2$, а $E I A_j = E_c A_j - T_{Aj} / 2$.

Результаты заносим в табл. 1.1.

□ Таблица 1.1.

j	A _j , мм	i _j	T _{Aj} , мкм (IT9)	T_{Aj}, мкм	E _c A _j , мм	A _j , мм
1	60	1,86	74	74	+ 0,087	60 ^{+0,124} _{+0,05}
2	30	1,31	52	52	+ 0,026	30 ^{+0,052}
3	5	0,73	30	30	- 0,015	5 _{-0,03}
4	30	1,31	52	25	- 0,0125	30 _{-0,025}
5	50	1,56	62	39	- 0,1195	50 _{-0,039}
6	5	0,73	30	30	- 0,015	5 _{-0,03}
ИТОГО		7,50	300 > T_{AΣ}	250 = T_{AΣ}		

□ Осуществляем проверку по формулам (4) и (5)

$$+ 0,3 = (+ 0,124 + 0,052) - (- 0,03 - 0,039 - 0,025 - 0,03) = 0,176 + 0,124 = +0,3$$

$$+ 0,05 = (+ 0,05 + 0) - (0 + 0 + 0 + 0) = + 0,05$$

Равенство левых и правых частей уравнений показывает, что допуски и предельные отклонения назначены правильно.

Библиографический список

1. Допуски и посадки: Справочник в 2-х частях/В.Д. Мягков и др.-6-е издание перераб. И доп. -Л.:Машиностроение, 1982. -ч.1.-543с.
2. Допуски и посадки: Справочник в 2-х частях/В.Д. Мягков и др.-6-е издание перераб. И доп. -Л.:Машиностроение, 1983. -ч.2.-448с.
3. Дальская Т.А. Анализ технических требований к детали: Методические указания к практическим, курсовым и дипломным работам для студентов всех технических специальностей.- М.: МГАПБ, 1995.-34 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДКИ С НАТЯГОМ.....	3
1.1. Содержание работы.....	4
1.2. Общая характеристика сопряжения деталей.....	4
1.3. Порядок расчета посадки с натягом.....	4
2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДКИ С ЗАЗОРОМ ДЛЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ.....	7
2.1. Содержание работы.....	7
2.2. Общая характеристика сопряжения деталей.....	8
2.3. Порядок расчета посадки с зазором подшипника скольжения.....	9
3. РАСЧЕТ ВЕРОЯТНОСТИ ПОЯВЛЕНИЯ ЗАЗОРОВ И НАТЯГОВ В ПЕРЕХОДНОЙ ПОСАДКЕ.....	10
3.1. Содержание работы.....	10
3.2. Общая характеристика сопряжения деталей.....	10
3.4. Порядок расчета вероятности появления зазоров и натягов в переходной посадке.....	10
4. РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ.....	12
4.1. Основные уравнения теории размерных цепей.....	13
4.2. Расчет размерных цепей по методу максимума-минимума.....	14
4.2.1. Способ равных допусков.....	14
4.2.2. Способ равноточных допусков.....	15
4.3. Содержание работы.....	16
4.4. Общая характеристика сопряжения деталей.....	16
4.5. Порядок расчета размерной цепи.....	16
Библиографический список	18
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	19

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1.1

Номер варианта	Диаметр соединения d, мм	Диаметр отверстия вала d ₁ , мм	Крутящий момент T, Н·м	Способ сборки соединения
1	80	20	1000	Нагр. охв. дет.
2	71	20	500	Нагр. охв. дет.
3	63	20	120	Нагр. охв. дет.
4	90	32	190	Нагр. охв. дет.
5	100	32	200	Охлажд. вала
6	125	32	3500	Охлажд. вала
7	45	10	180	Охлажд. вала
8	40	10	225	Мех. запр.
9	50	10	150	Мех. запр.
10	56	10	550	Мех. запр.
11	90	34	2100	Охлажд. вала
12	100	34	3000	Охлажд. вала
13	125	34	5800	Охлажд. вала
14	140	34	8200	Охлажд. вала
15	63	20	500	Мех. запр.
16	56	20	250	Мех. запр.
17	40	20	125	Мех. запр.
18	71	25	700	Мех. запр.
19	90	25	1450	Нагр. охв. дет.
20	50	22	450	Нагр. охв. дет.
21	40	22	170	Нагр. охв. дет.
22	45	22	250	Нагр. охв. дет.
23	50	22	320	Охлажд. вала
24	56	22	460	Охлажд. вала
25	63	22	630	Охлажд. вала
26	71	28	950	Охлажд. вала
27	80	28	1400	Мех. запр.
28	90	28	2000	Мех. запр.
29	100	34	1800	Мех. запр.
30	125	34	3000	Мех. запр.
31	63	34	800	Нагр. охв. дет.
32	80	34	1025	Нагр. охв. дет.
33	71	34	600	Нагр. охв. дет.
34	90	30	1050	Мех. запр.
35	50	30	250	Мех. запр.
36	56	30	350	Мех. запр.
37	67	24	130	Нагр. охв. дет.
38	75	24	300	Нагр. охв. дет.
39	105	24	500	Нагр. охв. дет.
40	48	20	300	Нагр. охв. дет.
41	42	20	100	Охлажд. вала
42	85	20	600	Охлажд. вала
43	95	26	350	Охлажд. вала
44	120	26	600	Охлажд. вала
45	130	26	3000	Мех. запр.
46	53	32	200	Мех. запр.
47	60	32	300	Мех. запр.
48	105	32	800	Охлажд. вала
49	140	36	4000	Охлажд. вала
50	110	36	400	Охлажд. вала

Таблица 1.2

Метод запрессовки	Материал деталей		Смазка	Коэффициент трения		
	охватываемой	охватывающей		осевом	круговом	
Механическая запрессовка	Сталь 30-50	Сталь 30-50	Машинное масло	0,2	0,08	
		Чугун СЧ 28-48	-	0,17	0,09	
		Магниево-алюминиевые сплавы	Всухую	0,09	0,03	
		Латунь	" -"	0,1	0,04	
		Бронза	" -"	0,07	-	
Нагрев или охлаждение	Сталь 30-50	Нагрев	" -"	0,40	0,35	
			охлаждение	" -"	0,40	0,16
		Чугун СЧ 28-48	" -"	0,18	0,13	
		Магниево-алюминиевые сплавы	" -"	0,15	0,1	
		Латунь	" -"	0,25	0,17	
		Бр.ОЦС6-6-3	Чугун СЧ 15-32	" -"	0,07-0,06	-
		Бр.АЖ-9-4 Бр.АЖН-11-6-6	Сталь 45	" -"	0,07	-

Таблица 1.3

Метод запрессовки	Материалы сопрягаемых деталей		
	Сталь и сталь	Сталь и чугун	Бронза и сталь
Механическая без смазки	0,5	0,15	0,7
Механическая со смазкой	0,25	0,15	0,7
Нагрев детали с отверстием	0,4	0,35	0,85
Охлаждение вала	0,6	0,35	0,85

Таблица 2.1

Номер варианта	Длина подшипника l, мм	Частота вращения вала n, об/мин	Радиальная нагрузка на подшипник R, кН	Переходная посадка
1	0,5d	1500	9	H7/js6
2	0,5d	2000	13	H7/js6
3	0,5d	1000	6	H7/js6
4	0,5d	1500	20	H7/js6
5	0,8d	600	18	H7/js6
6	0,8d	500	34	N7/h8
7	0,8d	750	2,9	N7/h8
8	0,8d	600	4	N7/h8
9	1,2d	500	7,5	N7/h8
10	1,2d	750	8	N7/h8
11	1,2d	1200	58	H7/k6
12	1,2d	900	75	H7/k6
13	1,2d	600	120	H7/k6
14	0,7d	1000	90	H7/k6
15	0,7d	1500	8,5	H7/k6

Продолжение табл. 2.1

Номер варианта	Длина подшипника l, мм	Частота вращения вала n, об/мин	Радиальная нагрузка на подшипник R, кН	Обозначение посадки
16	0,7d	750	8	Js7/h6
17	0,9d	500	2	Js7/h6
18	0,9d	500	40	Js7/h6
19	0,9d	950	50	Js7/h6
20	0,9d	1450	7	Js7/h6
21	1,1d	1200	32,4	H7/n6
22	1,1d	560	43,2	H7/n6
23	1,1d	600	70	H7/n6
24	1,1d	750	78	H7/n6
25	1,1d	800	132	H7/n6
26	1,4d	500	135	K7/h6
27	1,4d	600	212	K7/h6
28	1,4d	750	370	K7/h6
29	1,4d	500	374	K7/h6
30	0,8d	750	265	K7/h6
31	0,8d	900	21	H7/m6
32	0,8d	520	19	H7/m6
33	0,8d	1500	28,5	H7/m6
34	1,3d	2000	158	H7/m6
35	1,3d	750	17,5	H7/m6
36	1,3d	600	14	Js8/h7
37	0,7d	500	8	Js8/h7
38	0,7d	800	17,8	Js8/h7
39	0,7d	2000	66	Js8/h7
40	0,7d	2500	11,4	Js8/h7
41	1,0d	3000	10	H8/k7
42	1,0d	2000	36	H8/k7
43	1,0d	1000	28,4	H8/k7
44	0,6d	2500	53,2	H8/k7
45	0,6d	3000	130	H8/k7
46	0,6d	2000	4	M7/h6
47	1,3d	1300	15,7	M7/h6
48	1,3d	1500	87	M7/h6
49	1,3d	600	216,5	M7/h6
50	1,3d	700	124,8	M7/h6

Значения интеграла

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-z^2/2} dz$$

Таблица 3.1.

Z	Φ(z)	Z	Φ(z)	Z	Φ(z)	Z	Φ(z)
0,00	0,0000	0,35	0,1386	0,70	0,2580	1,05	0,3531
0,01	0,0040	0,36	0,1406	0,71	0,2611	1,10	0,3643
0,02	0,0080	0,37	0,1413	0,72	0,2642	1,15	0,3749
0,03	0,0120	0,38	0,1480	0,73	0,2673	1,20	0,3849
0,04	0,0160	0,39	0,1517	0,74	0,2703	1,25	0,3944
0,05	0,0199	0,40	0,1554	0,75	0,2734	1,30	0,4082
0,06	0,0239	0,41	0,1591	0,76	0,2764	1,35	0,4115
0,07	0,0279	0,42	0,1628	0,77	0,2794	1,40	0,4192
0,08	0,0319	0,43	0,1664	0,78	0,2823	1,45	0,4265
0,09	0,0339	0,44	0,1700	0,79	0,2852	1,50	0,4332
0,10	0,0398	0,45	0,1736	0,80	0,2881	1,55	0,4394
0,11	0,0438	0,46	0,1772	0,81	0,2910	1,60	0,4452
0,12	0,0478	0,47	0,1808	0,82	0,2939	1,65	0,4505
0,13	0,0517	0,48	0,1844	0,83	0,2967	1,70	0,4554
0,14	0,0537	0,49	0,1879	0,84	0,2995	1,75	0,4599
0,15	0,0596	0,50	0,1915	0,85	0,3023	1,80	0,4641
0,16	0,0636	0,51	0,1930	0,86	0,3051	1,85	0,4678
0,17	0,0575	0,52	0,1985	0,87	0,3078	1,90	0,4713
0,18	0,0711	0,53	0,2019	0,88	0,3106	1,95	0,4744
0,19	0,0753	0,54	0,2045	0,89	0,3133	2,0	0,4772
0,20	0,0793	0,55	0,2088	0,90	0,3159	2,05	0,4798
0,21	0,0832	0,56	0,2123	0,91	0,3186	2,10	0,4821
0,22	0,0871	0,57	0,2157	0,92	0,3212	2,15	0,4842
0,23	0,0910	0,58	0,2190	0,93	0,3238	2,20	0,4861
0,24	0,0948	0,59	0,2224	0,94	0,3264	2,25	0,4878
0,25	0,0987	0,60	0,2257	0,95	0,3289	2,30	0,4893
0,26	0,1026	0,61	0,2291	0,96	0,3315	2,35	0,4806
0,27	0,1064	0,62	0,2324	0,97	0,3340	2,40	0,4918
0,28	0,1103	0,63	0,2357	0,98	0,3365	2,45	0,4929
0,29	0,1141	0,64	0,2389	0,99	0,3389	2,50	0,4938
0,30	0,1179	0,65	0,2422	1,00	0,3413	2,60	0,4953
0,31	0,1217	0,66	0,2454	1,01	0,3438	2,70	0,4965
0,32	0,1255	0,67	0,2486	1,02	0,3461	2,80	0,4974
0,33	0,1293	0,68	0,2517	1,03	0,3485	2,90	0,4981
0,34	0,1331	0,69	0,2549	1,04	0,3508	3,0	0,4986

Таблица 4.1.

Номер варианта	Номинальные размеры звеньев размерной цепи А, мм							Заданные отклонения, мм			
	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	A _Σ	ES A _Σ	EI A _Σ	ES A ₄	EI A ₄
1	60	40	10	50	30	10	0	+0,5	+0,1	0	-0,10
2	70	45	5	60	45	5	0	+0,5	0		
3	80	50	5	70	50	5	0	+0,5	+0,2	0	-0,050
4	90	55	8	75	53	8	1	-0,2	-0,5		
5	100	70	10	90	59	10	1	-0,1	-0,2		
6	110	80	10	100	79	10	1	-0,1	-0,4	0	-0,015
7	50	30	5	40	30	5	0	+0,8	+0,2		
8	50	30	5	49	20	5	1	-0,4	-0,7		
9	60	30	5	50	18	5	2	-0,1	-0,8		
10	70	50	8	60	44	8	0	+0,8	+0,4	0	-0,075
11	100	80	10	100	59	10	1	+0,5	-0,5		
12	120	80	12	100	75	12	1	+0,3	-0,5	0	-0,115
13	130	90	12	110	85	12	1	+0,5	-0,3		
14	150	100	12	130	95	12	1	+0,4	-0,1		
15	80	60	7	80	45	7	1	+0,2	-0,2		
16	70	50	5	60	50	5	0	+0,8	+0,2		
17	60	50	5	50	50	5	0	+1,2	+0,5	0	-0,095
18	60	70	7	75	50	7	1	+0,3	-0,5		
19	70	70	7	80	65	7	1	+0,1	-0,4		
20	90	70	7	60	55	7	1	+0,1	-0,5		
21	60	50	5	50	39	5	1	+0,1	-0,6	0	-0,15
22	50	50	5	60	39	5	1	+0,2	-0,4		
23	60	50	5	70	29	5	1	+0,4	-0,4		
24	70	70	7	85	40	7	1	+0,3	-0,3		
25	90	70	7	80	65	7	1	+0,4	-0,5	0	-0,15
26	60	40	10	50	30	10	0	+0,5	+0,1		
27	70	45	5	60	45	5	0	+0,5	0	0	-0,045
28	80	50	5	70	50	5	0	+0,5	+0,2		
29	90	55	8	75	53	8	1	-0,2	-0,5	0	-0,025
30	100	70	10	90	59	10	1	-0,1	-0,2	0	-0,045
31	110	80	10	100	79	10	1	-0,1	-0,4		
32	50	30	5	40	30	5	0	+0,8	+0,2	0	-0,075
33	50	30	5	49	20	5	1	-0,4	-0,7	0	-0,030
34	60	30	5	50	18	5	2	-0,1	-0,8	0	-0,12
35	70	50	8	60	44	8	0	+0,8	+0,4		
36	100	80	10	100	59	10	1	+0,5	-0,5	0	-0,250
37	120	80	12	100	75	12	1	+0,3	-0,5		
38	130	90	12	110	85	12	1	+0,5	-0,3	0	-0,015
39	150	100	12	130	95	12	1	+0,4	-0,1	0	-0,080
40	80	60	7	80	45	7	1	+0,2	-0,2	0	-0,060
41	70	50	5	60	50	5	0	+0,8	+0,2	0	-0,020
42	60	50	5	50	50	5	0	+1,2	+0,5		
43	60	70	7	75	50	7	1	+0,3	-0,5	0	-0,090
44	70	70	7	80	65	7	1	+0,1	-0,4	0	-0,030
45	90	70	7	60	55	7	1	+0,1	-0,5	0	-0,065
46	60	50	5	50	39	5	1	+0,1	-0,6		
47	50	50	5	60	39	5	1	+0,2	-0,4	0	-0,025
48	60	50	5	70	29	5	1	+0,4	-0,4	0	-0,100
49	70	70	7	85	40	7	1	+0,3	-0,3	0	-0,075
50	90	70	7	80	65	7	1	+0,4	-0,5		

Таблица 4.2

Значения единиц допуска i , мкм												
Интервалы номинальных размеров, мм	Свыше - до											
	1-3	3-6	6-10	10-18	18-30	30-50	50-80	80-120	120-180	180-250	250-315	315-400
	0,56	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,90	3,23	3,54

Таблица 4.3

Формулы допусков квалитетов от IT5 до IT17												
Номер квалитета	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Значение допуска	7i	10i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i	1600i

Рис. 1

Таблица 4.4.

Числовые значения допусков

Интервал номинальных размеров, мм		Квалитет																			
		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Свыше	До	мкм										мм									
	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,00	1,40
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,70	8,90
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,30	9,70
500	630	4,5	6	9	11	16	22	30	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00
630	800	5	7	10	13	18	25	35	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	5,00	8,00	12,50
800	1000	5,5	8	11	15	21	29	40	56	90	140	230	360	560	0,90	1,40	2,30	3,60	5,60	9,00	14,00
1000	1250	6,5	9	13	18	24	34	46	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,60	4,20	6,60	10,50	16,50
1250	1600	8	11	15	21	29	40	54	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,10	5,00	7,80	12,50	19,50
1600	2000	9	13	18	25	35	48	65	92	150	230	370	600	920	1,50	2,30	3,70	6,00	9,20	15,00	23,00
2000	2500	11	15	22	30	41	57	77	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00	17,50	28,00
2500	3150	13	18	26	36	50	69	93	135	210	330	540	860	1350	2,10	3,30	5,40	8,60	13,50	21,00	33,00

Примечание. Для размеров менее 1 мм квалитеты от 14 до 18 не применяются.

Числовые значения основных отклонений валов, мкм

Интервал размеров, мм		Основные отклонения													I		k	
		a ¹⁾	b ¹⁾	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	is ²⁾	для квалитетов				
		для всех квалитетов											5 и 6	7	8	от 4 до 7	до 3 и свыше 7	
Свыше	До	Верхнее отклонение es											нижнее отклонение ei					
-	3 ¹⁾	-270	-140	60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	* Предельные отклонения $= \pm \frac{IT_n}{2}$, где n - порядковый номер квалитета.	-2	-4	-6	0	0
3	6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0		-2	-4	-	+1	0
6	10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0		-2	-5	-	+1	0
10	14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0		-3	-6	-	+1	0
14	18													-4	-8	-	+2	0
18	24	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0		-5	-10	-	+2	0
24	30													-7	-12	-	+2	0
30	40	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0		-9	-15	-	+3	0
40	50	-320	-180	-130										-11	-18	-	+3	0
50	65	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0		-13	-21	-	+4	0
65	80	-360	-200	-150										-16	-26	-	+4	0
80	100	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0		-18	-28	-	+4	0
100	120	-410	-240	-180										-20	-32	-	+5	0
120	140	-460	-260	-200	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0		-18	-28	-	+4	0
140	160	-520	-280	-210										-20	-32	-	+5	0
160	180	-580	-310	-230	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0		-20	-32	-	+5	0
180	200	-660	-340	-240										-20	-32	-	+5	0
200	225	-740	-380	-260	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0		-20	-32	-	+5	0
225	250	-820	-420	-280										-20	-32	-	+5	0
250	280	-920	-480	-300	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0	-20	-32	-	+5	0	
280	315	-1050	-540	-330									-20	-32	-	+5	0	
315	355	-1200	-600	-360	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	+5	0	
355	400	-1350	-680	-400									-20	-32	-	+5	0	
400	450	-1500	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	+5	0	
450	500	-1650	-840	-480									-20	-32	-	+5	0	

Продолжение табл. 2

Интервал размеров, мм		Основные отклонения													
		m ³	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
		для всех квалитетов													
Свыше	До	Нижнее отклонение e _i													
-	3 ¹	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60
3	6	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80
6	10	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97
10	14	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130
14	18								+39	+45	-	+60	+77	+108	+150
18	24	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
24	30						+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
30	40	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
40	50						+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
50	65	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
65	80				+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
80	100	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
100	120				+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
120	140	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
140	160				+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
160	180				+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
180	200	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
200	225				+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
220	250				+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
250	280				+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710
280	315	+98	+170	+240				+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
315	355	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
355	400				+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
400	450	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
450	500				+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

¹ Основные отклонения a и b не предусмотрены для размеров менее 1 мм.

⁴ Для полей допусков от js7 до js11 нечетные числовые значения IT могут быть округлены до ближайшего меньшего четного числа, чтобы предельные отклонения $\pm \frac{IT}{2}$ были выражены целым числом микрометров.

³ Специальный случай: поле допуска m7 предусмотрено лишь для размеров свыше 3 мм.

Числовые значения основных отклонений отверстий, мкм

Интервал размеров, мм		Основные отклонения											
		A ¹	B ¹	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS ²
		для всех квалитетов											
Свыше	До	Нижнее отклонение EI											
-	3 ¹⁾⁵⁾	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	* Предельные отклонения $= \pm \frac{IT_n}{2}$, где n - порядковый номер квалитета.
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									
80	100	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0	
100	120	+410	+240	+180									
120	140	+460	+260	+200	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0	
140	160	+520	+280	+210									
160	180	+580	+310	+230	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
180	200	+640	+340	+240									
200	225	+740	+380	+260	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0	
225	250	+820	+420	+280									
250	280	+920	+480	+300	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0	
280	315	+1050	+540	+330									
315	355	+1200	+600	+360	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
355	400	+1350	+680	+400									
400	450	+1500	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
450	500	+1650	+840	+480									

Продолжение табл. 3

Интервал размеров, мм		Основные отклонения													
		J		K ³⁾		M ³⁾⁴⁾		M ³⁾⁵⁾		P до ZC ³⁾		P	R	s	T
		для квалитетов										для квалитетов свыше 7-го			
		6	7	8	до 8	св. 8	до 8	св. 8	до 8	св. 8	до 7				
Свыше	До	Верхнее отклонение ES													
-	3 ¹⁾⁵⁾	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4	Отклонения как для квалитетов свыше 7-го, увеличенные на Δ	-6	-10	-14	
3	6	+5	+6	+10	-1 + Δ	-	-4 + Δ	-4	-8 + Δ	0		-12	-15	-19	
6	10	+5	+8	+12	-1 + Δ	-	-6 + Δ	-6	-10 + Δ	0		-15	-19	-23	
10	14	+6	+10	+15	-1 + Δ	-	-7 + Δ	-7	-12 + Δ	0		-18	-23	-28	
14	18														
18	24	+8	+12	+20	-2 + Δ	-	-8 + Δ	-8	-15 + Δ	0		-22	-28	-35	
24	30														
30	40	+10	+14	+24	-2 + Δ	-	-9 + Δ	-9	-17 + Δ	0		-26	-34	-43	
40	50														
50	65	+13	+18	+28	-2 + Δ	-	-11 + Δ	-11	-20 + Δ	0		-32	-41	-53	-66
65	80														
80	100	+16	+99	+34	-3 + Δ	-	-13 + Δ	-13	-23 + Δ	0		-37	-51	-71	-91
100	120														
120	140	+18	+26	+41	-3 + Δ	-	-15 + Δ	-15	-27 + Δ	0		-43	-63	-92	-122
140	160														
160	180	+22	+30	+47	-4 + Δ	-	-17 + Δ	-17	-31 + Δ	0		-50	-77	-122	-166
180	200														
200	225	+25	+36	+55	-4 + Δ	-	-20 + Δ	-20	-34 + Δ	0		-56	-80	-130	-180
225	250														
250	280	+29	+39	+60	-4 + Δ	-	-21 + Δ	-21	-37 + Δ	0		-62	-94	-158	-218
280	315														
315	355	+33	+43	+66	-5 + Δ	-	-23 + Δ	-23	-40 + Δ	0	-68	-108	-190	-268	
355	400														
400	450	-114	-208	-294								-126	-232	-330	
450	500														
												-132	-252	-360	

Продолжение табл. 3

Интервал размеров, мм		Основные отклонения								Δ, мкм					
		U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	XC	для квалитетов					
		для квалитетов свыше 7-го								для квалитетов					
Свыше	До	Верхнее отклонение ES								3	4	5	6	7	8
-	3 ¹⁾⁵⁾	-18		-20		-26	-32	-40	-60	0	0	0	0	0	0
3	6	-23		-28		-35	-42	-50	-80	1	1,5	1	3	4	6
6	10	-28		-34		-42	-52	-67	-97	1	1,5	2	3	6	7
10	14	-33		-40		-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9
14	18		-39	-45		-60	-77	-108	-150						
18	24	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1,5	2	3	4	8	12
24	30	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218						
30	40	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1,5	3	4	5	9	14
40	50	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325						
50	65	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2	3	5	6	11	16
65	80	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480						
80	100	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2	4	5	7	13	19
100	120	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690						
120	140	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	23
140	160	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900						
160	180	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000	3	4	6	9	17	26
180	200	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150						
200	225	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250	4	4	7	9	20	29
225	250	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350						
250	280	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	-1550	4	4	7	9	20	29
280	315	-350	-425	-525	-650	-790	-1000	-1300	-1700						
315	355	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900	4	5	7	11	21	32
355	400	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	-1650	-2100						
400	450	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400	5	5	7	13	23	34
450	500	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	-2100	-2600						

¹ Основные отклонения A и B не предусмотрены для размеров менее 1 мм.

² Для полей допусков от JS7 до JS11 нечетные числовые значения IT могут быть округлены до ближайшего меньшего четного числа, чтобы предельные отклонения $\pm \frac{IT}{2}$ были выражены целым числом микрометров.

³ Для определения значений отклонений K, M и N до 8-го качества (вкл.) и отклонений от P до ZC до 7-го качества (вкл.) следует использовать величины Δ в графах справа.

⁴ Специальные случаи: для поля допуска M6 в интервале размеров от 250 до 315 мм ES = -9 мкм (вместо - 11 мкм); поле допуска M8 предусмотрено лишь для размеров свыше 3 мм.

⁵ Основное отклонение N для качеств до 8-го не предусмотрено для размеров менее 1 мм.

Учебное издание

Дальская Татьяна Алексеевна

Белоусов Юрий Вениаминович

Комарова Светлана Григорьевна

**РАСЧЕТ ТИПОВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ
ОБОРУДОВАНИЯ ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ОТРАСЛЕЙ АПК.**