

ЗМІСТ

Вступ.....	
Задача 1. Гладкі циліндричні з'єднання.....	
Задача 2. Розрахунок і вибір посадок з натягом.....	
Задача 3. Вибір посадок підшипників кочення на вал і в корпус.....	
Задача 4. Визначення параметрів метричної різьби.....	
Задача 5. Визначення допусків розмірів шпонкових з'єднань.....	
Задача 6. Визначення допусків розмірів шліцьових з'єднань.....	
Додатки.....	
Література.....	

ВСТУП

Проектування та виробництво нових машин ґрунтується на функціональній взаємозаміні, для забезпечення якої необхідно враховувати умови роботи складальної одиниці та механізму в цілому, правильно підібрати деталі їх обробку, розрахувати їх розміри, а також правильно вибрати допуски і посадки. Граничні відхилення і допуски, “що розраховані для функціональної взаємозаміни” будуть мати реальні значення лише при наявності достатньо точних і надійних методів вимірювання та вимірювальних засобів. Особлива роль в здійсненні взаємозамінювального виробництва деталей і вузлів належить стандартизації, як дійовому засобу підвищення якості продукції, її надійності та довговічності.

Основною метою вивчення курсу ВСТВ є: навчитись користуватись стандартами, правильно визначати допуски та посадки на деталі та з'єднання, вірно підбирати технічні засоби вимірювання для контролю деталей.

Метою ж даних практичних робіт є: закріплення знань отриманих при вивченні відповідних розділів курсу ВСТВ, набуття навичок самостійної інженерної діяльності.

При виконанні практичних робіт використовуються відомості, знання та прийоми отримані при вивченні таких дисциплін: математика, нарисна геометрія і креслення, матеріалознавство, опір матеріалів, а також спеціальна технічна література: довідники і стандарти.

Завданням даної контрольної роботи є: розрахунок гладких циліндричних з'єднань, розрахунок посадки з натягом, підшипникового вузла та різевих, шпонкових і шліцевих з'єднань.

При цьому студенти набувають навички та знання, без яких неможливе подальше вивчення спеціальних технічних дисциплін, а також курсове та дипломне проектування.

Усі критичні зауваження до даної роботи будуть сприйняті авторами із вдячністю.

ЗАДАЧА 1 ГЛАДКІ ЦИЛІНДРИЧНІ З'ЄДНАННЯ

1. Згідно з ДСТУ ISO 286-2: 2002, для кожного з'єднання з таблиці 1 виписати числові значення граничних відхилень отвору і валу.
2. Визначити значення граничних розмірів зазорів, натягів і допусків.
3. Визначити характер з'єднання і до якої системи воно відноситься.
4. Розрахувати допуск посадки для кожного з'єднання.
5. Для перехідної посадки визначити ймовірність отримання зазорів і натягів. Побудувати криву нормального розподілу в довільному масштабі.
6. Зобразити графічно (у довільному масштабі) схему розташування полів допусків на вали і отвори для кожної посадки і показати на ній граничні розміри, відхилення, зазори, натяги і допуски.

Приклад розв'язку

Дано: $\varnothing 26 \frac{H10}{h10}$; $\frac{H7}{n6}$; $\frac{R7}{h6}$

Розв'язання

1. Із ДСТУ ISO 286-2: 2002 для кожного з'єднання виписуємо числові значення відхилень отвору і валу.

1.1. $\varnothing 26 \frac{H10}{h10}$ ES=+84мкм; EI=0 мкм;
es=0 мкм; ei=-84 мкм.

1.2 $\varnothing 26 \frac{H7}{n6}$ ES=+21 мкм; EI=0 мкм;
es= +28 мкм; ei= +15 мкм.

1.3. $26 \varnothing 26 \frac{R7}{h6}$ ES=-20мкм; EI= - 41 мкм;
es=0 мкм; ei=-13 мкм.

2. Визначаємо, до якої системи відноситься з'єднання і його характер.

2.1. $\varnothing 26 \frac{H10}{h10}$ - відноситься як до системи отвору, так і до системи валу, оскільки перевагу має система отвору, то вважаємо, що посадка відноситься до системи отвору, посадка з зазором.

2.2. $\varnothing 26 \frac{H7}{n6}$ система отвору, посадка перехідна.

2.3. $\varnothing 26 \frac{R7}{h6}$ система валу, посадка з натягом.

Таблиця 1

Варіанти (остан- ня)	Завдання(передостання)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Номинальний розмір з'єднання і посадки									
0	∅ 50 H9/e9 H7/h6 T7/h6	∅ 1 H7/g7 H8/n7 S7/h6	∅ 2 F9/h9 H7/js6 H8/s7	∅ 3 H8/h8 M7/h6 H7/h6	∅ 4 H6/d6 H7/n6 S7/h6	∅ 5 F8/h6 H7/k6 R7/h6	∅ 6 H7/e8 K7/h6 P7/h6	∅ 7.5 H8/h8 H7/m6 R7/h6	∅ 8 E9/h8 N8/h7 H7/s6	∅ 9 H7/d8 J8/h6 H8/u8
1	∅ 10 H7/d8 J8/h6 H7/s6	∅ 11 F8/h6 H8/k7 H7/h6	∅ 12 H8/h9 N7/h6 H7/h6	∅ 13 H7/d8 K8/h7 H8/s7	∅ 14 H7/g6 K8/h7 H7/h6	∅ 15 F9/h9 H8/n7 H7/u7	∅ 16 H9/d9 H7/n6 R7/h6	∅ 17 H8/f8 H7/js6 R7/h6	∅ 18 H9/f8 K8/h7 H8/s7	∅ 19 C7/h6 M7/h6 H8/s7
2	∅ 20 F8/h6 H7/n6 H8/s7	∅ 21 H8/h7 K6/h6 P7/h6	∅ 22 H8/h8 N7/h6 H7/p6	∅ 32 H9/e9 H7/m6 R7/h7	∅ 24 B9/h8 H7/n6 H8/u7	∅ 25 H9/f8 M8/h7 U7/h7	∅ 26 H8/h7 N6/h6 P7/h6	∅ 71 H9/e8 H8/n7 S7/h6	∅ 28 H7/c9 M8/h7 U8/h7	∅ 20 H7/f6 H8/k7 S7/h6
3	∅ 32 H9/f8 H7/m6 R7/h6	∅ 12 E8/h7 N7/h6 H7/s7	∅ 34 H9/d9 H7/js6 S7/h6	∅ 15 H8/f8 K7/h6 U7/h7	∅ 36 H7/g6 M7/h6 T7/h6	∅ 54 H9/d9 N8/h7 H7/p6	∅ 35 E7/h8 J8/h6 H8/s7	∅ 20 D8/h7 H7/n6 S6/h6	∅ 40 H9/h9 T7/h6 H8/u8	∅ 19 H7/h6 K7/h6 P7/h6
4	∅ 40 D8/h6 H8/m7 H7/u6	∅ 14 H8/a8 N7/h6 H7/s7	∅ 42 H9/h9 H8/js7 T8/s7	∅ 34 H8/c9 H7/k6 P7/h6	∅ 24 E8/h6 H7/n6 R7/h6	∅ 45 H11/d9 K8/h8 H8/t7	∅ 63 H9/h9 N8/h7 H8/p7	∅ 42 G8/h6 H7/k6 S7/h6	∅ 48 F9/h8 H8/js7 U7/h6	∅ 19 H8/h7 H7/m6 R7/h6
5	∅ 55 H9/d9 J8/h7 P7/h6	∅ 20 H7/f7 K7/h6 R7/h6	∅ 30 E9/h8 H7/k6 H8/s7	∅ 50 H8/f9 H7/n6 T7/h6	∅ 48 H7/g6 N7/h6 H8/u8	∅ 45 H7/e7 K7/h6 H8/s7	∅ 56 H10/f9 M7/h6 H7/h6	∅ 70 H9/d9 K8/h7 H7/u7	∅ 80 H9/e9 M8/h7 U8/h7	∅ 10 0 H6/d6 N8/h7 H8/s7
6	∅ 60 H12/b1 1 N8/h7 U7/h6	∅ 18 A8/h6 H7/m6 R7/h6	∅ 24 H7/h7 H8/n7 P7/h6	∅ 62 H9/d9 H7/n6 S8/h7	∅ 10 H7/h7 H7/k6 U7/h6	∅ 55 H9/d10 H8/js7 H7/h6	∅ 34 H8/h8 N7/h6 H7/p6	∅ 76 H7/h6 J8/h6 H7/k6	∅ 83 H7/g6 H7/k6 S7/h7	∅ 60 E9/h8 M8/h7 T7/h6
7	∅ 75 H8/f7 H7/k6 R7/h6	∅ 72 E8/h6 H8/m7 H7/p6	∅ 85 H7/d7 H8/js7 H7/p6	∅ 6 F8/h6 H7/k6 H8/s7	∅ 14 H7/d6 H8/n7 S7/h7	∅ 75 D9/h9 J8/h6 U8/h7	∅ 76 H9/h8 K7/h6 U8/h7	∅ 40 H8/h8 H7/n7 S7/h6	∅ 82 H7/g6 K8/h7 H8/u8	∅ 62 E7/h8 M8/h7 T7/h6
8	∅ 80 H9/d9 J8/h6 H7/p6	∅ 18 H8/h8 N7/h6 T7/h6	∅ 39 H9/f9 M8/h7 H7/h6	∅ 48 H9/d9 K7/h6 H7/h6	∅ 85 F8/d8 H8/n7 H7/u7	∅ 28 H7/d8 J8/h7 H7/p6	∅ 6 H8/f9 H7/k6 S7/h6	∅ 4 H9/e9 H7/js6 U8/h7	∅ 3 H8/d9 N7/h6 H7/h6	∅ 8 H9/d9 K8/h7 H7/h6
9	∅ 90 D9/h9 H7/n6 H8/s7	∅ 95 H7/e8 H8/n7 U8/h7	∅ 100 H8/h7 H7/k6 H7/h6	∅ 105 H8/f9 K7/h6 H7/u7	∅ 110 H8/h9 M7/h6 H8/u8	∅ 120 H7/e8 H8/k7 T7/h6	∅ 125 H7/h6 K7/h6 H8/s7	∅ 130 H7/f6 M7/h6 H7/p6	∅ 140 H7/e8 N7/h6 H7/p6	∅ 15 0 F8/h6 H8/n7 H7/h6

3. Визначаємо значення допусків, граничних розмірів, граничних зазорів і натягів для валів і отворів.

$$3.1. \varnothing 26 \frac{H10}{h10} \left(\begin{array}{c} +0,084 \\ -0,084 \end{array} \right),$$

Отвір:

Номинальний розмір $D=d=26$ мм;

$EI=0$ мкм; $ES=+0,084$ мм.

$D_{\min}=D+EI=26+0=26$ мм;

$D_{\max}=D+ES=26+0,084=26,084$ мм;

$TD=D_{\max}-D_{\min}=26,084-26=0,084$ мм.

Вал:

$ei=-0,084$ мм; $es=0$;

$d_{\min}=d+ei=26-0,084=25,916$ мм;

$d_{\max}=d+es=26-0=26$ мм;

$Td=d_{\max}-d_{\min}=26-25,916=0,084$ мм.

З'єднання:

$S_{\max}=D_{\max}-d_{\min}=26,084-25,916=0,168$ мм;

$S_{\min}=D_{\min}-d_{\max}=26-26=0$ мм;

$TS=S_{\max}-S_{\min}=0,168-0=0,168$ мм;

$S_c=(S_{\max}+S_{\min})/2=(0,168+0)/2=0,084$ мм.

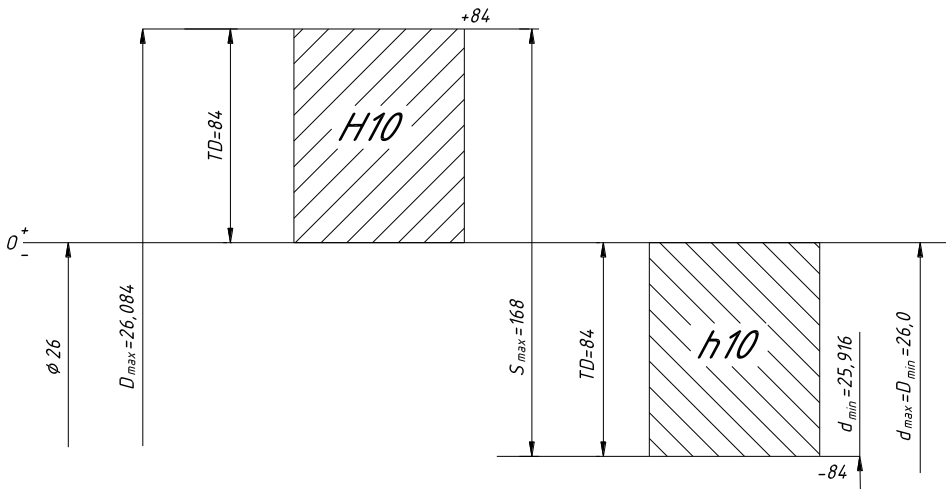


Рис. 1. Схема розташування полів допусків з'єднання $\varnothing 26 \frac{H10}{h10}$

$$3.2. 26 \text{ } \varnothing 26 \frac{H7}{n6} \left(\begin{array}{c} +0,021 \\ +0,028 \\ +0,015 \end{array} \right)$$

Отвір:

Номінальний розмір $D=d=42$ мм;

$EI=0$; $ES=+21$ мм.

$D_{\min}=D+EI=26+0=26$ мм;

$D_{\max}=D+ES=26+0,021=26,021$ мм;

$TD= D_{\max}-D_{\min}=26,021-26=0,021$ мм.

Вал:

$ei=+0,028$ мм; $es=+0,015$ мм;

$d_{\min}=d+ei=26+0,015=26,015$ мм;

$d_{\max}=d+es=26+0,028=26,028$ мм;

$Td= d_{\max}-d_{\min}=26,028-26,015=0,013$ мм.

З'єднання:

$S_{\max}=D_{\max} - d_{\min}=26,021-26,015=0,006$ мм;

$N_{\max}= d_{\max} -D_{\min}=26,028-26=0,028$ мм;

$T_{S,N}= N_{\max}+ S_{\max}=0,028+0,006=0,034$;

$N_c=(N_{\max}+N_{\min})/2=(N_{\max}+(-S_{\max}))/2=(0,028+(-0,006))/2=0,011$ мм.

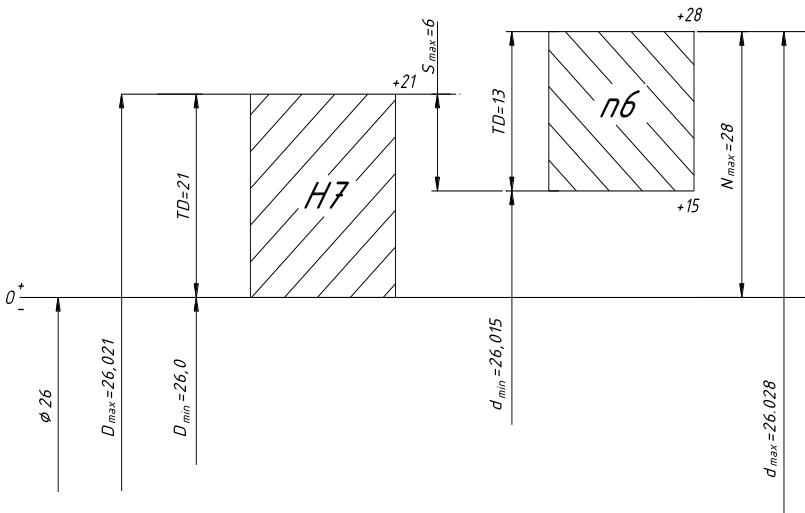


Рис.2. Схема розташування полів допусків з'єднання $\varnothing 26 \frac{H7}{n6}$

$$3.3. \varnothing 26 \frac{R7}{h6} \begin{pmatrix} -0,020 \\ -0,041 \\ -0,013 \end{pmatrix}$$

Отвір:

Номинальний розмір $D=d=26$ мм;

$ES=-0,020$ мм; $EI=-0,041$ мм;

$D_{\min}=D+EI=26 - 0,041 = 25,959$ мм;

$D_{\max}=D+ES=26 - 0,020 = 25,980$ мм;

$TD=D_{\max}-D_{\min}=25,980-25,959 = 0,021$ мм.

Вал:

$es=0$ мм; $ei=-0,013$ мм;

$d_{\min}=d+ei=26-0,013 = 25,987$ мм;

$d_{\max}=d+es=26+0=26$ мм;

$Td=d_{\max}-d_{\min}=26-25,987=0,013$ мм.

З'єднання:

$N_{\max}=d_{\max}-D_{\min}=26 - 25,959 = 0,041$ мм;

$N_{\min}=d_{\min}-D_{\max}=25,987 - 25,980 = 0,007$ мм;

$TN=N_{\max}-N_{\min}=0,041 - 0,007=0,034$ мм;

$N_c=(N_{\max}+N_{\min})/2=(0,041+0,007)/2 = 0,024$ мм.

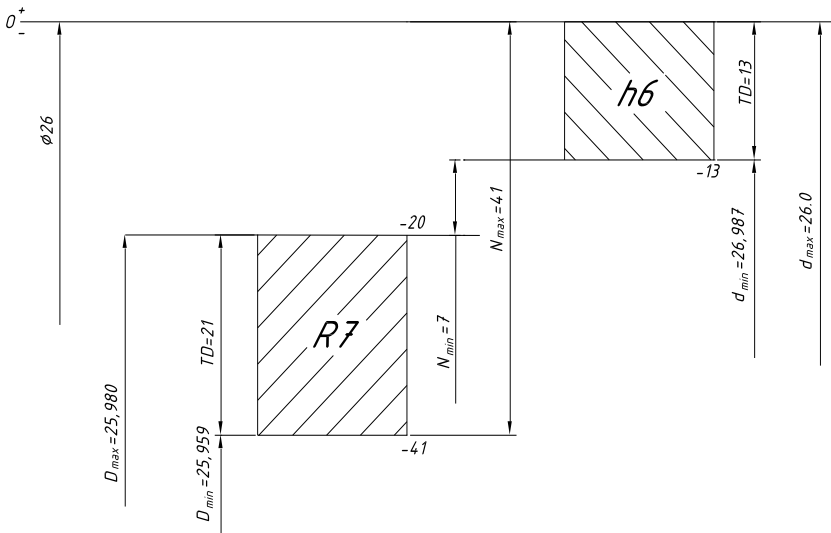


Рис.3. Схема розташування полів допусків з'єднання $\varnothing 26 \frac{R7}{h6}$

4. Для перехідної посадки визначимо ймовірність отримання зазорів і натягів для валів і отворів. Вводимо такі умови:
- розсіяння відхилень розмірів отвору і валу підлягає нормальному закону (закону Гауса);
 - границі полів розсіяння (для закону Гауса) при великій виборці деталей обмежуються з достатньою ймовірністю 6σ відхилень і співпадають з границями полів допусків $6\sigma = IT_6$.

Середнє квадратичне відхилення натягу:

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{TD^2 + Td^2} = \frac{1}{6} \sqrt{21^2 + 13^2} = 4,1 \text{ мкм};$$

$$N_{\max} = 28 \text{ мкм}; N_{\min} = (-S_{\max}) = -6 \text{ мкм}; N_c = (28 + (-6)) / 2 = 11 \text{ мкм}.$$

Визначаємо границю інтегрування: $Z = \frac{N_c}{\sigma_N} = \frac{11}{4,1} = 2,68$.

За таблицею 1 [4] за значеннями $z = 2,68$ визначаємо $\Phi(2,68) = 0,496$.

Ймовірність натягів за формулою, оскільки $z > 0$

$$P'_N = 0,5 + \Phi(Z) = 0,5 + 0,496 = 0,996.$$

Якщо $z < 0$: $P'_N = 0,5 - \Phi(Z)$

$$P'_s = 0,5 - \Phi(z) = 0,5 - 0,496 = 0,004 \text{ при } Z > 0$$

Якщо $z < 0$: $P'_s = 0,5 + \Phi(z)$.

Відповідно, при складанні приблизно 99,6% всіх з'єднань (999 із 1000) будуть з натягами і 0,4% з'єднань (4 із 1000) з зазорами.

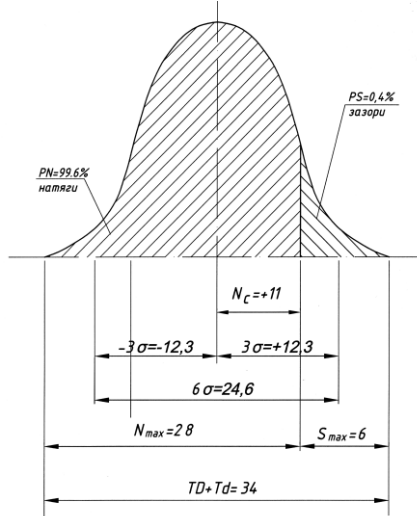
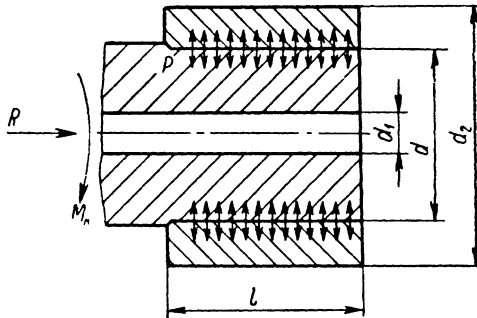


Рис.4. Ймовірність отримання зазорів і натягів у посадці $\varnothing 26 \frac{H7}{n6}$

ЗАДАЧА 2 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ПОСАДОК З НАТЯГОМ

1. Виписати з таблиці 2 вихідні дані для розрахунку
2. Розрахувати значення натягів за одним з методів.
3. Згідно з розрахунковими даними із ДСТУ ISO 286-2:2002 вибрати найбільш вигідні відхилення і порівняти їх з розрахунковими
4. Викреслити схему полів допусків валу і отвору; проставити розрахункові і дійсні граничні значення натягів.



Таблиця 2

Параметри	Варіанти (остання)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d, мм	80	220	40	50	80	40	50	80	40	50
l, мм	120	110	60	75	140	60	75	160	40	50
d ₁ , мм	-	50	20	20	-	-	-	40	20	-
d ₂ , мм	150	240	120	80	150	80	90	150	70	100
	Завдання (передостання)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Зусилля, P, кН	-	20	16	-	-	-	15	-	5	-
Момент, M _{кр} , Нм	120	-	-	350	180	200	-	300	18	250
Матеріал валу - сталь	30	30	25	45	40	40	30	40	25	40
Матеріал втулки - сталь	30	30	40	30	40	30	30-	30	40	30

Примітка: Робоча температура з'єднання 20° С.

Висота нерівностей валу R_{ад} = 1,0 мкм і отвору R_{ад} = 3,0 мкм.

Приклад розв'язку

Вихідні дані:

Матеріал деталей сталь 45 з границею текучості $\sigma_{T_1} = \sigma_{T_2} = 35 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$.

Висота нерівностей поверхонь валу $R_{ad} = 1,0 \text{ мкм}$, втулки $R_{ad} = 3 \text{ мкм}$,

$d = l = 80 \text{ мм}$;

$d_1 = 20 \text{ мм}$;

$d_2 = 110 \text{ мм}$;

$M_{kp} = 670 \text{ Нм}$.

1. Визначаємо мінімальний питомий тиск на контактних поверхнях з'єднання:

$$[p_{\min}] = \frac{2M_{kp}}{\pi d^2 l f} = \frac{2 \cdot 670}{3,14 \cdot 80^3 \cdot 10^{-9} \cdot 0,08} = 1,04 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2,$$

де коефіцієнт тертя $f = 0,08$.

2. Визначаємо за отриманим значенням p необхідну величину найменшого розрахункового натягу N_{\min} . Попередньо визначаємо коефіцієнти Ляме:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{20}{80}\right)^2}{1 - \left(\frac{20}{80}\right)^2} - 0,3 = 0,83,$$

де $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ – коефіцієнти Пуассона.

Визначаємо при $d/d_1 = 0,73$ за табл. 1.107 [2]

$c_2 = 3,22$; тоді:

$$N'_{\min} = [p_{\min}] \times d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 10^7 \times 80 \times 10^{-3} \times \frac{0,83 + 3,22}{2 \times 10^{11}} = 17 \text{ мкм};$$

$E_1 = E_2 = E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ - модулі пружності матеріалів валу і отвору.

3. Визначаємо з урахуванням поправок мінімальний допустимий натяг за формулою:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + \gamma_{ш} + \gamma_t + \gamma_u + \gamma_n$$

Попередньо визначаємо поправки:

Коефіцієнт, що враховує зім'яття нерівностей поверхонь деталей, при утворенні з'єднання

$$\gamma_{ш} = 5(R_{ad} + R_{ad}) = 5 \cdot (3 + 1,0) = 20 \text{ мкм}.$$

Коефіцієнт, що враховує послаблення натягу при робочій температурі: $\gamma_t = 0$, оскільки $t_D = t_d$; (температура збирання).

Коефіцієнт, що враховує послаблення натягу при дії центробіжних сил $\gamma_{ц} = 0$ (деталі не обертаються).

Приймаємо коефіцієнт зміни при повторних запресуваннях, з урахуванням можливих розбирань $\gamma_n = 10$ мкм (визначається дослідницьким шляхом).

Тоді:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + \gamma_{ш} + \gamma_n = 17 + 20 + 10 = 47 \text{ мкм.}$$

3. На основі дотичних напружень визначається максимально допустимий питомий тиск, при якому відсутня пластична деформація на контактних поверхнях деталей, для чого розраховується значення:

$$p_1 = 0,58 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] \sigma_T = 0,58 \cdot \left[1 - \left(\frac{20}{80} \right)^2 \right] \cdot 35 \cdot 10^7 \approx 19 \cdot 10^7 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

$$p_2 = 0,58 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \sigma_T = 0,58 \cdot \left[1 - (0,73)^2 \right] \cdot 35 \cdot 10^7 \approx 9,5 \cdot 10^7 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

Ми вибираємо менше з двох величин значення:

$$[p_{\max}] = 9,5 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2.$$

5. Визначаємо величину найбільшого розрахункового натягу :

$$N'_{\max} = [p_{\max}] \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 9,5 \cdot 10^7 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{4,05}{2 \cdot 10^{11}} = 152 \text{ (мкм)}.$$

6. Визначаємо максимальний допустимий натяг з урахуванням поправок до N'_{\max} :

$$[N_{\max}] = N'_{\max} \cdot \gamma_{nut} + \gamma_{ш}$$

γ_{nut} – коефіцієнт збільшення питомого тиску торців втулки поверхні визначаємо за графіком рис.13

$$\gamma_{nut} = 0,96$$

$$[N_{\max}] = 152 \cdot 0,96 + 20 = 166 \text{ (мкм)}.$$

7. Вибираємо посадку із ДСТУ ISO 286-2: 2002

Умови вибору такі :

- 1) max натяг в підібраній посадці:

$$[N_{\max}] \leq [N_{\max}]$$

- 2) min натяг у підібраній посадці:

$$[N_{\min}] \geq [N_{\min}].$$

Вибрана посадка $80 \frac{H8}{h8} \begin{matrix} +0,046 \\ - \\ +0,148 \\ +0,102 \end{matrix}$ для цієї посадки:

$$N_{\max} = 148 < [N_{\max}];$$

$$N_{\min} = 56 > [N_{\min}].$$

$$N_{\min}^{\dot{u}M} = N_c - 0,5\sqrt{TD^2 + Td^2},$$

$$N_{\max}^{\dot{u}M} = N_c + 0,5\sqrt{TD^2 + Td^2},$$

$$N_c = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{148 + 56}{2} = \frac{204}{2} = 102 \text{ мкМ};$$

$$TD = ES - EI = 0,046 - 0 = 46 \text{ мкМ},$$

$$Td = es - ei = 0,148 - 0,102 = 0,046 = 46 \text{ мкМ},$$

$$N_{\min}^{\dot{u}M} = 102 - 0,5 \cdot 65 = 69,5 \text{ мкМ},$$

$$N_{\max}^{\dot{u}M} = 102 + 0,5 \cdot 65 = 171,5 \text{ мкМ}.$$

8. Визначаємо зусилля запресування:

$$R_n = f_n \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot d \cdot l,$$

де f_n – коефіцієнт тертя запресування

$$f_n = 1,2, f = 1,2 \cdot 0,08 = 0,096$$

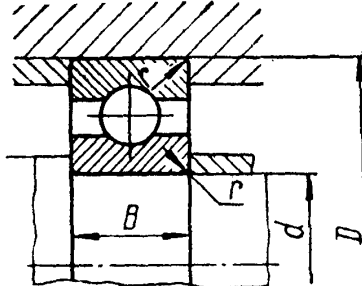
Питомий тиск при максимальному натязі в посадці:

$$p_{\max} = \frac{N_{\max} - \gamma_u}{d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)} = \frac{(148 - 20) \cdot 10^{-6}}{80 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{4,05}{2 \cdot 10^{11}}} = 7,9 \cdot 10^7 \frac{H}{M^2}.$$

$$\text{Тоді: } R_n = 0,096 \cdot 7,9 \cdot 10^7 \cdot 3,14 \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 1,9 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

ЗАДАЧА 3 ВИБІР ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ НА ВАЛИ І В КОРПУСИ

1. Виписати з таблиці 3 вихідні дані .
2. За номером підшипника визначити його параметри (ГОСТ 3.473-89).
3. Визначити інтенсивність радіального навантаження, вибрати посадки.
4. За видом навантаження і інтенсивністю навантаження вибирати посадки кілець підшипника на вал і в корпусі.
5. За ГОСТ 520-2002 визначити граничні відхилення кілець підшипника, а за ДСТУ ISO 286-2:2002 граничні відхилення валу і отвору в корпусі.
6. Виконати схему розташування полів допусків кілець підшипника, валу і отвору в корпусі.



Таблиця 3

	Варіанти (остання)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Умове позначення	204	305	210	312	310	315	405	408	412	215
Клас точності	6	5	6	5	4	5	6	5	4	5
Завдання (передостання)	Навантаження радіальне постійне за направленням.								Обертається	
	Значення, кН		Характер							
0	6		Помірне, перевантаження до 50%						Корпус	
1	15		Помірне, з малою вібрацією							
2	6									
3	14									
4	8		Поштовхи і вібрація перевантаження до 300%						Вал	
5	7									
6	10									
7	9									
8	8		Помірне, перевантаження до 150%						Корпус	
9	7									

Приклад розвязку

Дано: клас точності і позначення підшипника 5-215
 навантаження радіальне $R = 16\text{кН}$;
 характер навантаження – поштовхи і вібрація;
 перевантаження до 300%;
 обертається вал.

Розв'язання

1. Основні параметри підшипника:

$$d = 75\text{мм}, D = 130\text{мм}, B = 25\text{мм}, r = 2,5\text{мм}.$$

Характер навантаження кільця підшипника:

внутрішнє кільце навантажене циркуляційно;

зовнішнє сприймає місцеве навантаження.

2. Інтенсивність радіального навантаження:

$$P_R = \frac{R \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3}{b} = \frac{16}{0,02} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 1440 \text{кН/м},$$

де $b = B - 2r = 20\text{мм} = 0,02\text{м}$. – робоча ширина посадочного місця;

K_1 – динамічний коефіцієнт посадки, залежить від характеру навантаження, $K_1 = 1,8$;

K_2 – враховує ступінь послаблення посадочного натягу при пустотілому валі або тонкостінному корпусі, $K_2 = 1$;

K_3 – коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження $K_3 = 1$.

3. Для внутрішнього циркуляційно навантаженого кільця вибираємо поле допуску $m5$, для зовнішнього місцево навантаженого кільця поле допуску $H6$.

4. Визначаємо відхилення розмірів спряжених поверхонь:

1) Вал $\varnothing 75m5 \begin{pmatrix} +0,024 \\ +0,011 \end{pmatrix}$.

Підшипник за внутрішнім кільцем $\varnothing 75 \begin{pmatrix} \\ -0,009 \end{pmatrix}$

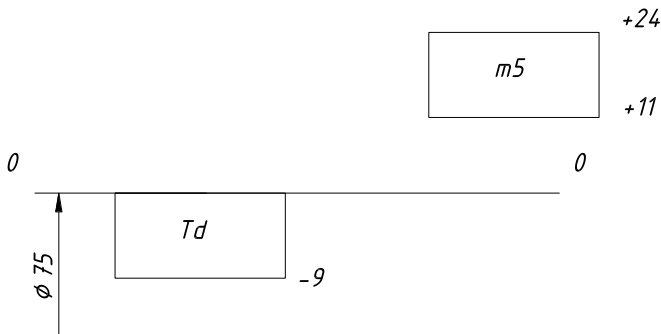


Рис.8. Схема розташування полів допусків валу і внутрішнього кільця підшипника

2) Корпус $\varnothing 130H6 \left(\begin{smallmatrix} +0,025 \\ \end{smallmatrix} \right)$.

Підшипник за зовнішнім кільцем $\varnothing 130 \left(\begin{smallmatrix} \\ -0,011 \end{smallmatrix} \right)$

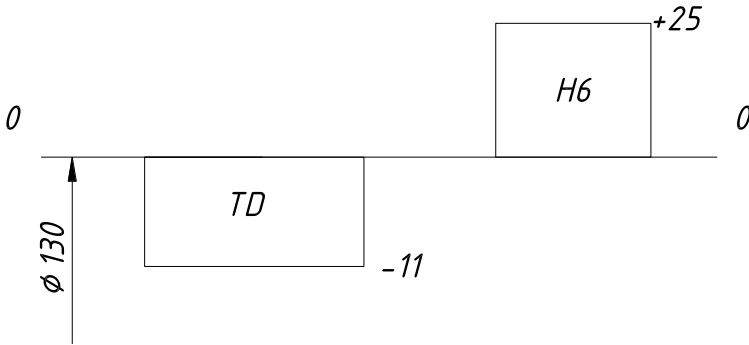


Рис.9. Схема розташування полів допусків корпусу і зовнішнього кільця підшипника

5. Визначаємо зусилля запресування підшипника на вал:

$$R_n = f_n P_{\max} \pi d l = 0,1 \cdot 9,59 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 75 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 4516,9 H.$$

f_n – де коефіцієнт тертя при запресуванні

$$f_n = (1,15 \div 1,2) \cdot 0,09 = 0,1 \div 0,108$$

приймаємо $f_1 = 0,1$.

$$l = b = 20 \text{ мм} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$d = 75 \text{ мм} = 75 \cdot 10^{-3}$$

Питомий тиск при максимальному натязі визначається за формулою:

$$P_{\max} = \frac{N_{\max} - \gamma_{ш}}{d \left(\frac{c_1 + c_2}{E} \right)} = \frac{(33 - 9,4) \cdot 10^{-6}}{75 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{6,56}{2 \cdot 10^{11}}} = 9,59 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$$

$N_{\max} = es - EI = 33 \text{ мкм}$ – максимальний натяг.

$$\gamma_{ш} = 5(R_{ad} + R_{aD}) = 5(0,63 + 1,25) = 9,4 \text{ мкм.}$$

$E = 2 \cdot 10^{11}$ – модуль пружності для сталевих валу і внутрішнього кільця підшипника.

$c_1 = 4,26$ – коефіцієнт Ляме для вала.

$c_2 = 2,3$ – коефіцієнт Ляме для внутрішнього кільця підшипника.

ЗАДАЧА 4

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МЕТРИЧНОЇ РІЗЬБИ

1. Виписати з таблиці 4 вихідні дані.
2. Згідно з ГОСТ 24.705-81 визначити номінальні розміри зовнішнього, середнього і внутрішнього діаметрів різі болта і гайки.
3. За ГОСТ 16.093-81 визначити граничні відхилення діаметрів різі болта і гайки.
4. Накреслити схему розташування полів допусків для кожного із діаметрів різі, обмежених допусками, вказати граничні відхилення і граничні розміри.
5. Накреслити схему розташування полів допусків за профілем різі болта і гайки, вказати номінальні розміри всіх діаметрів їх граничних відхилень і допусків.

Таблиця 4

Завдання(передостання)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Позначення різі	M8	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	M56
Варіант(остання)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
З'єднання	$\frac{6H}{6g}$	$\frac{6G}{6d}$	$\frac{6H}{6f}$	$\frac{6H}{6h}$	$\frac{7H}{8g}$	$\frac{6H}{6e}$	$\frac{7H}{6e}$	$\frac{7H}{7g}$	$\frac{6H}{7g}$	$\frac{6G}{6e}$

Приклад розв'язку

Дано: $M12 \times \frac{6G}{6e}$ – різьбове з'єднання.

Вибираємо стандартний крок різьби за ГОСТ 8724–84: $P = 1,75 \text{ мм}$.

Обчислюємо середній і внутрішній діаметри різьби:

$$d(D) = 12 \text{ мм},$$

$$d_2(D_2) = 12 - 2 + 0,863 = 10,863 \text{ мм},$$

$$d_1(D_1) = 12 - 2 + 0,106 = 10,106 \text{ мм}.$$

Визначаємо граничні відхилення і граничні розміри зовнішньої і внутрішньої різьби.

Таблиця 5

Назва різьби	Параметри різьби	Розміри, мм					Допуск, мм
		номінальні	$ei(EI)$, мкм	min	$es(ES)$, мкм	max	
Зовнішня	d	12	-336	11,664	-71	11,929	0,265
	d ₂	10,863	-221	10,642	-71	10,792	0,15
	d ₁	10,106	—	—	-71	10,035	—
Внутрішня	D	12	+34	12,034	—	—	—
	D ₂	10,863	+34	10,897	+234	11,097	0,2
	D ₁	10,106	+34	10,14	+369	10,475	0,335

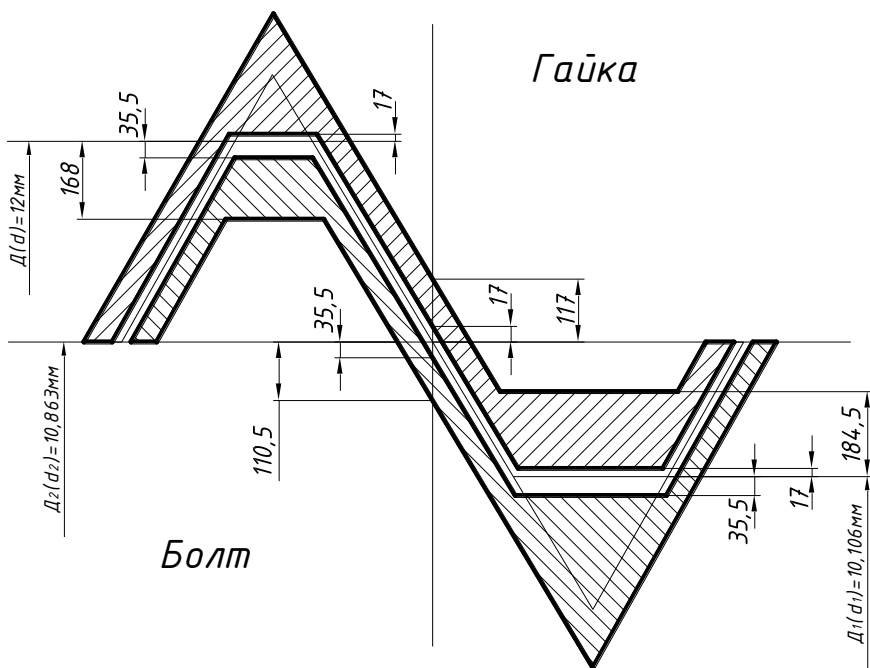


Рис. 10. Схема розташування полів допусків по профілю різьби

ЗАДАЧА 5

ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ І ДОПУСКІВ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

1. Виписати вихідні дані з таблиці 6.
2. Для заданого в таблиці 6 шпонкового з'єднання (шпонка призматична), користуючись ГОСТ 23360-78, визначити граничні відхилення непосадо-чних розмірів висоти шпонки, глибини. Пазу валу втулки.
3. Визначити граничні відхилення, допуски і граничні розміри всіх елементів з'єднання.
4. Викреслити схему розташування полів допусків по ширині шпонки, ви-значити параметри посадки шпонки в паз валу і в паз втулки.

Таблиця 6

Цифра шифра		Остання цифра шифра									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Передостання цифра	0	20×12 Ø651	22×14 Ø852	25×14 Ø903	28×16 Ø1001	32×18 Ø1152	36×20 Ø1353	40×22 Ø1601	45×25 Ø1752	50×28 Ø2103	56×32 Ø2401
	1	63×32 Ø2752	70×36 Ø3003	80×40 Ø3451	90×45 Ø2402	100×50 Ø2403	4×4 Ø2401	5×5 Ø2402	6×6 Ø2403	8×7 Ø2401	10×8 Ø2402
	2	12×8 Ø403	14×9 Ø471	16×10 Ø642	18×11 Ø633	20×12 Ø721	22×14 Ø853	25×14 Ø951	28×16 Ø1052	32×18 Ø1253	36×20 Ø1451
	3	40×22 Ø1552	45×25 Ø1853	50×28 Ø2201	56×32 Ø2502	63×32 Ø2853	70×36 Ø3151	85×40 Ø3602	90×45 Ø4203	100×50 Ø4701	4×4 Ø122
	4	5×5 Ø173	6×5 Ø221	8×7 Ø272	10×8 Ø353	12×8 Ø421	14×9 Ø502	16×10 Ø563	18×11 Ø601	20×12 Ø753	22×14 Ø781
	5	25×14 Ø882	28×16 Ø1103	32×18 Ø1301	36×20 Ø1502	40×22 Ø1703	45×25 Ø1951	50×28 Ø2322	56×32 Ø2003	63×32 Ø2901	70×36 Ø3252
	6	80×40 Ø3753	90×45 Ø4301	100×50 Ø4902	4×4 Ø113	5×5 Ø161	6×6 Ø182	8×7 Ø233	10×8 Ø381	12×8 Ø442	14×9 Ø453
	7	16×10 Ø511	18×11 Ø652	20×12 Ø733	22×14 Ø831	25×14 Ø932	28×16 Ø973	32×18 Ø1201	38×20 Ø1402	40×22 Ø1603	45×25 Ø1731
	8	100×50 Ø5003	90×45 Ø4003	80×40 Ø3352	70×36 Ø2952	50×28 Ø2133	56×32 Ø2452	63×32 Ø2651	20×12 Ø701	25×14 Ø952	40×22 Ø1701
	9	56×32 Ø2602	8×7 Ø273	18×11 Ø622	16×10 Ø551	10×8 Ø383	12×8 Ø402	14×9 Ø501	4×4 Ø123	5×5 Ø171	6×6 Ø222
(Вид з'єднання) 1 – h9 – H9 – D10; 2 – h9 – N9 – J _s 9; 3 – h9 – P9 – P9)											

Приклад розв'язку

Дано:

Шпонкове з'єднання (шпонка призматична) $22 \times 14 \text{ } \varnothing 78 \text{ } 1(h9 - H9 - D10)$

Рішення:

За умовою задачі ширина шпонки $b=22\text{мм}$, висота шпонки $h=14\text{мм}$, номінальний діаметр з'єднання $d=78\text{мм}$, цифра 1 вказує вид з'єднання шпонки $h9 - H9 - D10$, де $h9$ – поле допуску по ширині шпонки;

$H9$ – поле допуску для ширини пазу на валу;

$D10$ – поле допуску для ширини пазу у втулці.

1. Визначаємо граничні розміри для шпонки $b=22\text{мм}$.

Поле допуску для ширини – $h9$ (по умові).

Граничні відхилення: $es=0$, $ei=-52\text{мкм}=-0,052\text{мм}$, тоді:

$$b_{\max} = b + es = 22 + 0 = 22,0\text{мм};$$

$$b_{\min} = b + ei = 22 + (-0,052) = 21,948\text{мм};$$

$$T_b = es - ei = 0 - (-0,052) = 0,052\text{мм}.$$

2. Визначаємо граничні розміри висоти шпонки $h=14\text{мм}$.

Поле допуску на висоту шпонки $h11$ ($14h11$).

Граничні відхилення: $es=0$, $ei=-110\text{мкм}=-0,11\text{мм}$, тоді:

$$h_{\max} = h + es = 14 + 0 = 14\text{мм};$$

$$h_{\min} = h + ei = 14 + (-0,11) = 13,89\text{мм};$$

$$T_h = es - ei = 0 - (-0,11) = 0,11\text{мм}.$$

3. Визначаємо граничні розміри ширини паза на вал.

Номінальна ширина пазу на валу дорівнює номінальній ширині шпонки – $b=22\text{мм}$.

Поле допуску для ширини пазу на валу $H9$ (за умовою).

Граничні відхилення: $es=+52\text{мкм}=0,052\text{мм}$, $ei=0$, тоді:

$$b_{\text{валу max}} = b + es = 22 + 0,052 = 22,052\text{мм};$$

$$b_{\text{валу min}} = b + ei = 22 + 0 = 22\text{мм};$$

$$T_{b_{\text{валу}}} = es - ei = 0,052 - 0 = 0,052\text{мм}.$$

4. Визначимо граничні розміри ширини пазу у втулці.

Номінальна ширина пазу у втулці дорівнює номінальній ширині шпонки – $b=22\text{мм}$.

Поле допуску для ширини пазу у втулці $D10$ (за умовою задачі).

Граничні відхилення: $es=+149\text{мкм}=0,149\text{мм}$, $ei=+65\text{мкм}=+0,065\text{мм}$, тоді:

$$b_{\text{втулки max}} = b + es = 22 + 0,149 = 22,149\text{мм};$$

$$b_{\text{втулки min}} = b + ei = 22 + 0,065 = 22,065\text{мм};$$

$$T_{b_{\text{втулки}}} = es - ei = 0,149 - 0,065 = 0,084\text{мм}.$$

5. Визначаємо граничні розміри глибини паза валу t_1 (t_1 має перевагу над розміром $d - t_1$).

Для січення шпонки 22×14 і діаметра валу 78 мм глибина паза валу $t_1=9,0$ мм (ГОСТ 23360 - 78).

Граничні відхилення: $es=0,2$ мм, $ei=0$, тоді:

$$t_{1\max} = 9.0 + 0.2 = 9.2 \text{ мм};$$

$$t_{1\min} = 9.0 + 0 = 9.0 \text{ мм};$$

$$T_1 = 0.2 - 0 = 0.2 \text{ мм}.$$

6. Визначаємо граничні розміри розміру, зв'язаного з глибиною паза втулки $d + t_2$.

Для січення шпонки 22×14 і діаметра валу 78 мм глибина паза у втулці $t_2 = 5,4$ мм. Тоді:

$$d + t_2 = 78 + 5.4 = 83.4 \text{ мм};$$

Граничні відхилення: $es=0.2$ мм, $ei=0$, тоді:

$$(d + t_2)_{\max} = (d + t_2) + es = 83.4 + 0.2 = 83.6 \text{ мм};$$

$$(d + t_2)_{\min} = (d + t_2) + ei = 83.4 + 0 = 83.4 \text{ мм};$$

$$T_{(d+t_2)} = es - ei = 0.2 - 0 = 0.2 \text{ мм}.$$

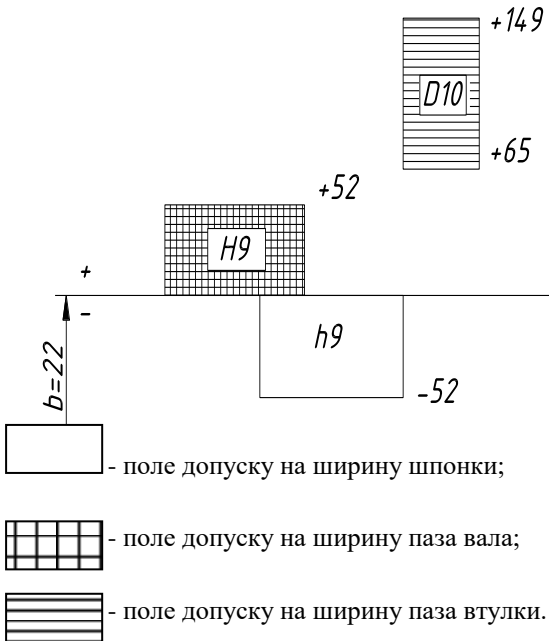


Рис.11. Схема розташування полів допусків шпонкового з'єднання

ЗАДАЧА 6 ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСКІВ РОЗМІРІВ ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ.

1. Виписати вихідні дані з таблиці 7.
2. Визначити за вихідними даними номінальні розміри основних геометричних параметрів шліцевих деталей для прямобічного шліцевого з'єднання D, d, b).
3. За ГОСТ 1.139-80 (для прямобічних) визначити граничні відхилення в п.2 розмірів.
4. Накреслити схеми розташування полів допусків.

Таблиця 7

	Варіанти(остання)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Прямобічне шліцеве з'єднання									
	Центруючий параметр									
	D	d	b	D	b	D	d	b	D	b
z	6	6	8	10	10	6	6	8	10	10
d	26	28	36	72	112	26	28	36	72	112
D	30	32	40	78	120	30	32	40	78	120
Центруючий параметр	Завдання(передостання)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Прямобічне шліцеве з'єднання									
D	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h7}$	$\frac{H7}{j_s 6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H8}{n7}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{K7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$
d	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{j_s 5}$	$\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{j_s 6}$	$\frac{H7}{j_s 7}$	$\frac{H7}{n6}$
	$\frac{F8}{e8}$	$\frac{F8}{f8}$	$\frac{D9}{d9}$	$\frac{D9}{e8}$	$\frac{D9}{f8}$	$\frac{D9}{f9}$	$\frac{D9}{h8}$	$\frac{D9}{k7}$	$\frac{F10}{f9}$	$\frac{F10}{h8}$
b										

Примітка: Студент випише тільки посадку по центруючому параметру, а решту вибирає самостійно.

Приклад розв'язку

Дано: Вид шліцевого з'єднання – прямобічне;

Центруючий параметр – b

$$z = 8; \quad d = 36 \text{ мм}, \quad D = 40 \text{ мм}, \quad \text{посадка по } b - \frac{D9}{f9}.$$

1. Визначаємо номінальний розмір за ГОСТ 1139-80:

$$b = 7 \text{ мм}; \quad d_1 = 34,5 \text{ мм}; \quad (\text{не менше}); \quad c = 0,4^{+0,2} \text{ мм}; \quad (\text{не більше}).$$

$$r = 0,3 \text{ мм}; \quad (\text{не більше}).$$

2. Визначаємо поля допусків нецентруючих діаметрів за ГОСТ 1139-80:

d – вал не менше $d_1 = 34.5$ мм ;

D - втулка – H11.

d – вал – a11,

D - втулка – H12.

Запис умовного позначення шліцевого з'єднання:

$$b-8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 18 \frac{D9}{f9}$$

Граничні відхилення шліцевого з'єднання

Таблиця 8

Деталь	Параметри	Номінальний розмір мм	Поле допуску	Верхнє відхилення, мм	Нижнє відхилення, мм	Допуск, мм
Втулка	D	40	H12	+0,25	0	0,25
	d	36	H11	+0,16	0	0,16
	b	7	D9	+0,076	+0,04	0,036
Вал	D	40	a 11	-0,32	-0,48	0,16
	d	$d > d_1$	$d_1 = 34,5$			
	b	7	f 9	-0,013	-0,049	0,036

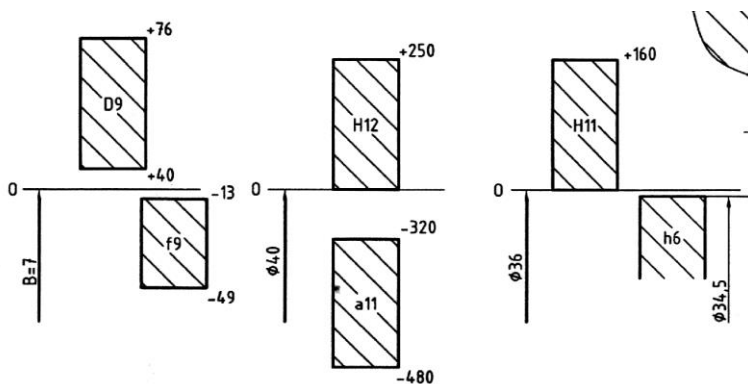


Рис. 12. Схеми розташування полів допусків параметрів шліцевого з'єднання

ДОДАТКИ

Значення функції $\Phi(z)$

Таблиця 9

z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$
0,01	0,0040	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,02	0,0080	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,03	0,0120	0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,90	0,4713
0,04	0,0160	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,1368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,10	0,4721
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,20	0,4861
0,08	0,0319	0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,30	0,4893
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,40	0,4918
0,10	0,0398	0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,50	0,4938
0,11	0,0438	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,60	0,4953
0,12	0,0478	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,70	0,4965
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,80	0,4974
0,14	0,0557	0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,90	0,4981
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1,00	0,3413	3,00	0,49865
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	3,20	0,49931
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,10	0,3643	3,40	0,49966
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	3,60	0,49984
0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,20	0,3849	3,80	0,499928
0,20	0,0793	0,50	0,1915	1,25	0,3944	4,00	0,499968
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032	4,50	0,499997
0,22	0,0871	0,54	0,2085	1,35	0,4115	5,00	0,4999997
0,23	0,0910	0,56	0,2123	1,40	0,4192		
0,24	0,0948	0,58	0,2190	1,45	0,4265		
0,25	0,0987	0,60	0,2257	1,50	0,4332		
0,26	0,1020	0,62	0,2324	1,55	0,4394		
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,60	0,4452		
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505		
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,70	0,4554		
0,30	0,1179	0,70	0,2580	1,75	0,4599		

Значення коефіцієнта тертя при встановленому процесі
розпресування або провертання

Таблиця 10

Матеріал спряжених деталей	Коефіцієнт тертя
Сталь-сталь	0.06-0.13
Сталь-чавун	0.07-0.12
Сталь-магнієво-алюмінієві сплави	0.03-0.05
Сталь-латунь	0.05-0.1
Сталь-пластмаси	0.15-0.25

Примітка. При утворенні з'єднань з використанням температурних деформацій (нагрів охоплюючої, охолодження охоплюваної деталі) значення f в 1.5-1.6 рази більше приведених. При сталених і чавунних деталях приймають $f = 0.14$

Значення величин c_1 і c_2

Таблиця 11

$\frac{d_1}{d}$ або $\frac{d}{d_1}$	$\mu_1 = \mu_2 = 0.3$		$\mu_1 = \mu_2 = 0.25$	
	c_1	c_2	c_1	c_2
0,00	0.70	$\approx 1.3^*$	0.75	$\approx 1.25^*$
0,1	0.72	1.32	0.77	≈ 1.27
0,2	0.78	1.38	0.83	1.33
0,3	0.89	1.49	0.95	1.45
0.4	1.08	1.68	1.13	1.63
0.5	1.37	1.97	1.42	1.92
0.6	1.83	2.43	1.88	2.37
0.7	2.62	3.22	2.67	3.17
0.8	4.25	4.85	4.30	4.80
0.9	9.23	9.83	9.28	9.78

*При $d_2 > d$

Вибір коефіцієнта, який враховує ступінь послаблення посадочного натягу при пустотілому валі або тонкостінному корпусі

Таблиця 12

$\frac{d_{отв.}}{d}$ або $\frac{D}{D_{кор.}}$		Значення коефіцієнта K_2			
		для вала			для корпусу
більше	до	$\frac{D}{d} \leq 1.5$	$\frac{D}{d} \in (1.5 \div 2.0)$	$\frac{D}{d} \in (2 \div 3)$	для всіх підшипників
-	0.4	1	1	1	1
0.4	0.7	1.2	1.4	1.6	1
0.7	0.8	1.5	1.7	2	1.4
0.8	-	2	2.3	3	1.8

d і D – відповідно діаметри отвору і зовнішньої поверхні підшипника;

$d_{отв.}$ - діаметр отвору пустотілого валу;

$D_{кор.}$ - діаметр зовнішньої поверхні тонкостінного корпусу.

Вибір коефіцієнта нерівномірності розподілу радіального навантаження R при наявності осьового навантаження A на опорі

Таблиця 13

$\frac{A}{R} ctg \beta$		K_3
більше	до	
-	0.2	1
0.2	0.4	1.2
0.4	0.6	1.4
0.6	1	1.6
1	-	2

Примітка. Для радіальних та радіально-упорних підшипників однорядних $K_3 = 1$

Вибір посадок для циркуляційно навантажених кілець підшипників

Таблиця 14

Вибір посадок для циркуляційно навантажених кілець підшипників					
Діаметр, мм		Допустимі значення P_R , Н/мм			
Отвір внутрішнього кільця підшипника		Посадки на вал			
більше	до	j_s	k	m	n
18	80	До 300	300-1400	1400-1600	1600-3000
80	180	До 600	600-2000	2000-2500	2500-4000
180	360	До 700	700-3000	3000-3500	3500-6000
360	630	До 900	900-3500	3500-4500	4500-8000
Зовнішньої поверхні зовнішнього кільця		Посадки в корпус			
більше	до	K	M	N	P
50	180	До 800	800-1000	1000-1300	1300-2500
180	360	До 1000	1000-1500	1500-2000	2000-3300
360	630	До 1200	1200-2000	2000-2600	2600-4000
630	1600	До 1600	1600-2500	2500-3500	3500-5500

Вибір динамічного коефіцієнта посадки

Таблиця 15

Характер навантаження	K_1
Навантаження з помірними поштовхами та вібрацією. Перевантаження до 150 %	1,0
Навантаження з сильними ударами та вібрацією. Перевантаження до 300 %	1,8

Вибір посадок для місцево навантажених кілець підшипників

Таблиця 16

Вибір посадок для місцево навантажених кілець підшипників					
Розмір посадочних діаметрів, мм		Посадки			Тип підшипників
		на вал (вісь)	в корпус сталевий чи чавунний		
			не роз'ємний	роз'ємний	
Навантаження спокійне або з помірними поштовхами та вібрацією					
- 80 260 500	80 260 500 1600	h g, f f	H G P	H	Всі типи, крім штампованих голчастих
Навантаження з ударами та вібрацією					
- 80 260 500	80 260 500 1600	h g	Js H	Js	Всі типи штампованих голчастих і роликкових конічних двохрядних
- 120	120 1600	h g	H	Js	Роликкові конічні двохрядні

Вибір посадок для кілець підшипника, коли вони сприймають коливальне навантаження

Таблиця 17			
Розміри посадочних діаметрів, мм		Посадки кілець	
більше	до	внутрішніх	зовнішніх
-	80	k	K
80	260	js	
260	-	h	Js

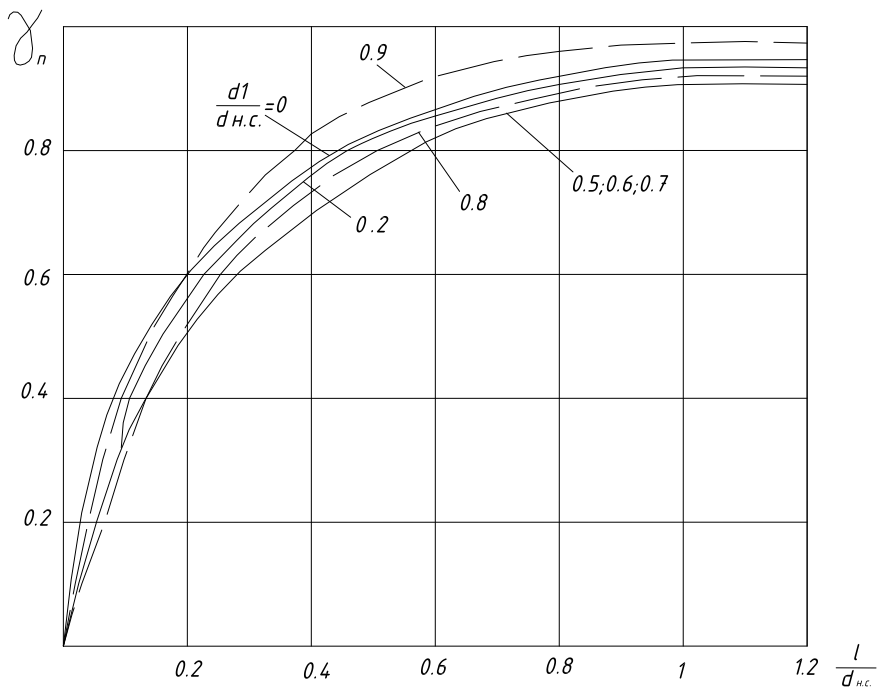
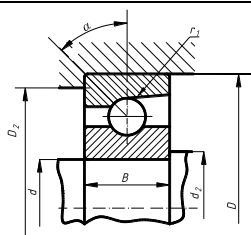
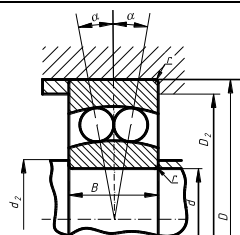


Рис.13. Визначення коефіцієнта, що враховує збільшення питомого тиску біля торця деталі

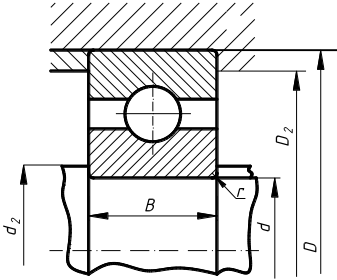


Радіально-упорні
однорядні підшипники
Тип 46000 $\alpha = 26^{\circ}$



Радіальні двохранді
сферичні підшипники
Тип 1000

Умовні позначення	d	D	B	r	r_1	Умовні позначення	d	D	B	r
Легка серія						Легка серія				
46206	30	62	16	1,5	0,5	1005	5	19	6	0,5
46212	60	120	22	2,5	1,2	1200	10	30	9	1,0
46216	90	140	26	3,0	1,5	1204	20	47	14	1,5
46220	100	180	34	3,5	2,0	1214	70	125	24	2,5
						1220	100	180	34	3,5
						1224	120	215	42	3,5
Середня серія										
46304	20	52	15	2,0	1,0	Середня серія				
46320	100	215	47	4,0	2,0	1300	10	35	11	1,0
46330	150	320	65	5,0	2,5	1305	25	62	17	2,0
						1308	40	90	23	3,5
Важка серія						1315	75	160	34	3,5
46414	70	180	42	4,0	2,0	1317	85	180	41	4,0
46418	90	225	54	5,0	2,5	1320	100	215	47	4,0



Радіально однорядні
кулькопідшипники по ГОСТ 3.473-89

Умовні позначення	d	D	B	r	Умовні позначення	d	D	B	r
Легка серія					318	90	190	43	4,0
204	20	47	14	1,5	322	110	240	50	4,0
210	50	90	20	2,0	330	150	320	65	3,0
218	90	160	30	3,0					
220	100	180	84	3,5					
224	120	215	40	3,5					
230	150	270	45	4,0					
Важка серія					405	25	80	21	2,5
215	75	130	25	2,5	408	40	110	27	3,0
					412	60	150	35	3,5
					414	70	130	42	4,0
					Середня серія				
300	10	35	11	1,0	417	85	210	52	5,0
304	20	52	15	2,0					
308	40	90	23	2,5					
310	50	110	27	3,0					
312	60	130	31	3,5					
315	75	160	37	3,5					

ЛІТЕРАТУРА

1. Грушецька М.Г. Методичні вказівки щодо виконання курсової роботи з курсу “Взаємозаміна, стандартизація і технічні вимірювання”. (ВСТВ): - Луцьк: ред. – вид. відділ Луцького НТУ. – 2014. 60 с.
2. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч./В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. – отд-ние, 1984. –ч.1.- 352 с.
3. Допуски и посадки. Справочник. 2-х ч./ В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. – отд-ние, 1983 – ч.2.- 448 с.
4. Зябрева Н. Н., Перельман С. И., Шегал М. Я. Посібник для розв’язку задач з курсу “Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання.” - М.: Вища школа, 1977. - 201с.
5. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання: навчально-методичний комплекс / Іванов Г.О., Шебанін В.С., Бабенко Д.В. та ін.; за заг. ред. Г.О. Іванова. – Миколаїв, МНАУ, 2014. – 576 с.
6. Якимчук Г.К., Адаменко Ю.І., Майданюк С.В., Плівак О.А. Допуски і посадки: Довідник. В 2-х ч. – К.: Основа, 2011. – Ч.1- 96 с., Ч.2- 98 с.