

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 10 РОЗРАХУНОК З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ

1.1. Методичні вказівки до вирішення задач

Вихідні дані:

T – крутний момент на колесі, Нм;

F_a – осьова сила, Н;

d – діаметр з'єднання, мм;

d_1 – діаметр отвору пустотілого вала, мм;

d_2 – умовний зовнішній діаметр втулки (маточини колеса, зовнішній діаметр бандажа та ін.), мм;

l – довжина сполучення, мм;

матеріали деталей, що з'єднуються і шорсткість поверхонь.

При одночасному навантаженні з'єднання обертаючим моментом T і осьовою силою F_a розрахунок умовно ведуть по рівнодіючій силі F_Σ , складовими якої є обертаючий момент T і осьова сила F_a :

$$F_\Sigma = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}. \quad (3.1)$$

Осьову силу F_a , діючу в зачепленні, до уваги не беруть. Як показує аналіз, після приведення сил F_t і F_a до діаметру d з'єднання, вплив осьової сили виявляється незначним (з урахуванням сили F_a тиск збільшується для циліндричних і черв'ячних коліс в 1,005 рази, а для конічних коліс з круговим зубом в 1,02 рази).

Підбір посадок проводять за таким порядком:

1) Середній контактний тиск, МПа:

$$P = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot K \cdot F_z}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f}, \quad (3.2)$$

де K – коефіцієнт запасу зчеплення; f – коефіцієнт тертя.

При дії на з'єднання згинального моменту $M_{зг}$ необхідний тиск визначають за формулою:

$$P = \frac{K \cdot 12 \cdot M_{зг}}{\pi \cdot d \cdot l^2}. \quad (3.3)$$

Для запобігання зниженню несучої здатності внаслідок нестабільності коефіцієнта тертя і контактної корозії (зношування посадочних поверхонь внаслідок їх мікро ковзання при дії змінних напружень, пікових навантажень, особливо в період пуску і зупинки) або для зменшення її впливу в з'єднаннях з натягом слід передбачати певний запас зчеплення K , який приймають $K = 2,0 \dots 4,5$.

Для визначення числових значень коефіцієнта тертя f можна скористатися даними таблиці 3.1 в якій наведені значення коефіцієнта тертя в разі з'єднання з валом, виготовленим зі сталі.

Коефіцієнт тертя

Спосіб збирання з'єднання	Сталь	Чавун	Алюмінієві та магнієві сплави	Латунь	Пластмаси
Механічний	0,06...0,13	0,07...0,12	0,02...0,06	0,05...0,10	0,6...0,5
Тепловий	0,14...0,16	0,07...0,09	0,05...0,06	0,05...0,14	–

2) Розрахунковий теоретичний натяг, мкм:

$$\delta = 10^3 \cdot P \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.4)$$

де C_1, C_2 – коефіцієнти жорсткості:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \quad (3.5)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2; \quad (3.6)$$

E – модуль пружності:

– сталь: $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

– чавун: $E = 0,9 \cdot 10^5$ МПа;

– олов'яниста бронза: $E = 0,8 \cdot 10^5$ МПа;

– безолов'яниста бронза та латунь: $E = 10^5$ МПа;

μ – коефіцієнт Пуассона:

– сталь: $\mu = 0,3$;

– чавун: $\mu = 0,25$;

– бронза і латунь: $\mu = 0,35$.

Індекс «1» для деталі, що охоплюється (вала), індекс «2» для деталі, що охоплює (втулки).

У задачах про посадку підшипника кочення (задача 5) діаметри d_1 і d_2 необхідно визначати за такими залежностями:

– діаметр по дну жолоба (d_2)

$$d_0 = 0,5 \cdot (D + d) - d_w; \quad (3.7)$$

– діаметр борта (d_1):

$$d_2 = d_0 + 2 \cdot 0,2 \cdot d_w, \quad (3.8)$$

де відповідні розміри підшипника потрібно обрати зі стандарту (ГОСТ 8338-75).

3) Поправка на змінання мікронерівностей, мкм:

$$u = 5,5 \cdot (Ra_1 + Ra_2), \quad (3.9)$$

де Ra_1 і Ra_2 – середні арифметичні відхилення профілю поверхонь. Значення Ra , мкм приймають з кресленника деталі або по таблиці 3.2, де наведено рекомендовані значення параметра шорсткості Ra для посадочних поверхонь отворів і валів.

Значення параметра шорсткості Ra

Інтервали розмірів, мм	Отвір			Вал		
	Квалітет					
	6,7	8	9	6,7	8	9
	Ra , мкм					
Більше 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8	0,8	1,6
Більше 50 до 120	1,6		3,2	0,8	1,6	
Більше 120 до 500	1,6	3,2		1,6	3,2	

4) Поправка на температурну деформацію, мкм.

При підборі посадки зубчастих вінців черв'ячних коліс, які нагріваються під час роботи передачі до відносно високих температур, враховують температурні деформації центру і вінця колеса, що ослаблюють натяг:

$$\delta_t = 10^3 \cdot d \cdot [(t_2 - 20^\circ) \cdot \alpha_2 - (t_1 - 20^\circ) \cdot \alpha_1], \quad (3.10)$$

де t_1 і t_2 – середня об'ємна температура відповідно обода центру і вінця колеса. Значення коефіцієнтів α , $1/^\circ\text{C}$: для сталі – $12 \cdot 10^{-6}$; чавуну – $10 \cdot 10^{-6}$; бронзи, латуні – $19 \cdot 10^{-6}$.

5) Мінімальний натяг (мкм), необхідний для передачі крутного моменту:

$$[N]_{\min} \geq \delta + u + \delta_t \quad (3.11)$$

6) Максимальний натяг (мкм), що допускається міцністю деталі, що охоплює: (маточини, вінця тощо):

$$[N]_{\max} \leq [\delta]_{\max} + u \quad (3.12)$$

7) Максимальна деформація (мкм), що допускається міцністю деталі, що охоплює:

$$[\delta]_{\max} = \frac{\delta \cdot [P]_{\max}}{p} \quad (3.13)$$

де $[P]_{\max}$ – максимальний тиск, що допускається міцністю деталі, що охоплює (σ_{T2} – межа текучості матеріалу деталі, що охоплює, МПа):

$$[P]_{\max} = 0,5 \cdot \sigma_{T2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \quad (3.14)$$

8) Вибір посадки. За значеннями $[N]_{\min}$ і $[N]_{\max}$ вибирають по таблиці одну з посадок, які відповідають умовам **пунктів 5 і 6**.

Наведені в таблиці значення мінімального $[N]_{\min}$ і максимального $[N]_{\max}$ імовірнісних натягів підраховані за формулами, що враховують розсіювання розмірів вала і отвору і, як наслідок, розсіювання величини натягу.

9) Для обраної посадки визначають силу запресовування або температуру нагрівання деталі.

Сила запресовування, Н

$$F_{\Pi} = \pi \cdot d \cdot l \cdot P_{\max} \cdot f_n \quad (3.15)$$

де P_{\max} – тиск від натягу N_{\max} обраної посадки, МПа:

$$P_{max} = N_{max} - \frac{u \cdot P}{\delta} \quad (3.16)$$

f_n – коефіцієнт зчеплення (тертя) при пресуванні (таблиця 3.3).

Таблиця 3.3

Значення коефіцієнту зчеплення (тертя) при пресуванні

Матеріал деталей, що з'єднуються	Сталь – сталь	Сталь – чавун	Сталь – бронза, латунь	Чавун – бронза, латунь
f_n	0,20	0,14	0,10	0,08

10) Температура нагріву деталі, що охоплює, °С для забезпечення зазору при складанні:

$$t = 20^\circ + \frac{N_{max} + Z_{ск}}{10^3 \cdot d \cdot \alpha_2} \quad (3.17)$$

де $Z_{ск}$ – зазор для зручності складання (мкм), цей зазор приймають в залежності від діаметра вала d по таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Значення зазору $Z_{ск}$

d , мм	Більше 30 до 80	Більше 80 до 180	Більше 180 до 400
$Z_{ск}$, мкм	10	15	20

Температура нагріву повинна бути такою, щоб не відбувалося структурних змін в матеріалі. Для сталі $[t] = 230 \dots 240^\circ\text{C}$, для бронзи $[t] = 150 \dots 200^\circ\text{C}$.

1.2. Приклад розв'язування задач

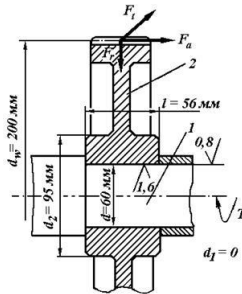


Рисунок 3.1. З'єднання натягом

Козозубе циліндричне колесо передає на вал номінальний крутний момент $T = 400$ Нм. На зуби колеса діють сили: окружна $F_t = 4000$ Н; радіальна $F_r = 1500$ Н і осьова $F_a = 1000$ Н; точка докладання цих сил знаходиться в середині зубчастого вінця колеса на діаметрі d_w . Розміри деталей з'єднання вказано на рис. 3.1. Матеріал колеса і вала: сталь 40Х, термообробка – поліпшення, твердість поверхні 240...260 НВ, межі текучості $\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 650$ МПа. Складання здійснюється

запресовуванням. Потрібно підібрати стандартну посадку для передачі заданого навантаження.

Розв'язок:

1. Коефіцієнт запасу зчеплення приймаємо $K = 3$, так як на з'єднання діють циклічні напруження згину. Напруження змінюються тому, що сили F_t , F_r і F_a нерухомі у просторі, а з'єднання вал-колесо обертається.

2. Коефіцієнт тертя $f = 0,08$ (див. табл. 3.1), так як деталі з'єднання сталеві без покриттів і складання здійснюється запресовуванням.

3. Діючий на з'єднання момент згину від осьової сили F_a на колесі дорівнює:

$$M_{зг} = \frac{F_a \cdot d_w}{2} = \frac{1000 \cdot 200}{2} = 100 \text{ Нм} = 100000 \text{ Нмм}$$

4. Необхідний тиск для передачі крутного моменту T і осьової сили F_a визначаємо за формулами (3.1) і (3.2):

$$P = \frac{K \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\pi \cdot f \cdot d \cdot l} = \frac{3 \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 100}{0,06}\right)^2 + 1000^2}}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 60 \cdot 56} = 47,5 \text{ МПа}$$

5. Необхідний тиск для сприйняття моменту згину $M_{зг}$ з умови нерозкриття стику знаходимо за формулою (3.3):

$$P_2 \geq \frac{K \cdot 12 \cdot M_{зг}}{\pi \cdot d \cdot l^2} = \frac{3 \cdot 12 \cdot 100000}{3,14 \cdot 60 \cdot 56^2} = 6,09 \text{ МПа}$$

Для подальшого розрахунку в якості потрібного тиску P вибираємо більше значення, тобто $P = P_1 = 47,5 \text{ МПа}$.

6. Розрахунковий теоретичний натяг визначаємо за формулою Ляме (3.4):

$$\delta = 10^3 \cdot P \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)$$

Посадковий діаметр з'єднання $d = 60 \text{ мм}$ (див. рис. 3.1), вал суцільний сталевий з параметрами: $d = 60 \text{ мм}$; $d_1 = 0$; $\mu_1 = 0,3$; $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; маточина (зубчасте колесо) сталева з параметрами: $d_2 = 95 \text{ мм}$; $d = 60 \text{ мм}$; $\mu_2 = 0,3$; $E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, тут умовно приймають зовнішній діаметр d_2 деталі, що охоплює рівним діаметру маточини зубчастого колеса.

Тоді за формулами (3.5), (3.6) коефіцієнти:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{0}{60}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{60}\right)^2} - 0,3 = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{60}{95}\right)^2}{1 - \left(\frac{60}{95}\right)^2} + 0,3 = 2,33 + 0,3 = 2,36$$

При цих параметрах необхідний розрахунковий теоретичний натяг дорівнює (3.4):

$$\delta = 10^3 \cdot 47,5 \cdot 60 \cdot \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,36}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 45,2 \text{ мкм}$$

6. Поправка на змінання мікронерівностей (3.9) становить

$$u = 5,5 \cdot (Ra_1 + Ra_2) = 5,5 \cdot (0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ мкм},$$

де $Ra_1 = 0,8$, $Ra_2 = 1,6$ згідно рис.3.1.

7. Температурну поправку δ_t приймаємо рівною нулю. Мінімальний натяг, необхідний для передачі заданого навантаження, дорівнює (3.11):

$$N_{min} = \delta + u + \delta_t = 45,2 + 13,2 + 0 = 58,4 \text{ мкм}$$

8. Тиск на поверхні контакту, при якому еквівалентні напруги в маточині колеса досягають значення межі текучості матеріалу маточини $\sigma_{T2} = 650 \text{ МПа}$, знаходимо за формулою (3.14):

$$[P]_{max} = 0,5 \cdot \sigma_{T2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 650 \cdot \left[1 - \left(\frac{60}{95} \right)^2 \right] = 195,4 \text{ МПа}$$

9. Розрахунковий натяг, що відповідає тиску $[P]_{max}$, тобто натяг, при якому еквівалентні напруження у внутрішній поверхні маточини досягнуть межі текучості матеріалу, становить (3.13):

$$[\delta]_{max} = \frac{\delta \cdot [P]_{max}}{P} = \frac{45,2 \cdot 195,4}{47,5} = 185,9 \text{ мкм}$$

10. Максимально допустимий натяг (3.12) за умовою відсутності зон пластичних деформацій у деталі, що охоплює (маточині зубчастого колеса) дорівнює:

$$[N]_{max} = [\delta]_{max} + u = 185,9 + 13,2 = 199,1 \text{ мкм}$$

11. Для утворення посадок приймаємо систему отвору. Припускаємо ймовірність появи (ризик появи) більших і менших натягів 0,14 %, тобто приймаємо надійність $P(t) = 0,9986$. Умови придатності посадки:

$$N_{min} \geq N_{Pmin}; N_{Pmax} \leq N_{max}$$

12. З числа рекомендованих стандартних [1, табл. 1.49] посадок придатна посадка $\text{Ø}60_{H7}^{u7}$, для якої імовірнісний мінімальний натяг $N_{Pmin} =$

66 мкм більше мінімального натягу, необхідного для передачі заданого навантаження, $N_{min} = 58,4 \text{ мкм}$, а максимальний імовірнісний натяг $N_{Pmax} = 108 \text{ мкм}$ менше максимального натягу за умовою відсутності пластичних деформацій у маточини колеса $N_{max} = 199,1 \text{ мкм}$.

Міцність деталей з'єднання, зокрема маточини зубчастого колеса, перевіряти непотрібно, так як у вибраній посадці максимальний імовірнісний натяг $N_{Pmax} = 108 \text{ мкм}$. При такому натязі еквівалентні напруження в маточині будуть меншими межі текучості, оскільки еквівалентні напруження в маточині досягають межі текучості при натязі 199,1 мкм.

1.3. Завдання для самостійної роботи

Задача № 1

Розрахувати циліндричне пресове з'єднання, що складається з вала, виконаного зі сталі 45, і шестерні, виготовленої з Сталі 40ХН (рис. 3.2). Діаметр вала під шестернею d , ширина шестерні b , діаметр кола западин шестерні d_f , і момент, що передається шестернею T наведені в таблиці 3.5. Інші необхідні дані прийняти самостійно.

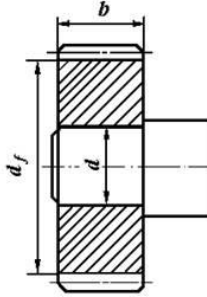


Рисунок 3.2. Циліндричне з'єднання вала і шестерні з натягом

Таблиця 3.5.

Вихідні дані для задачі № 1

	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	35	40	45	50	45	50	30	35	50	55
b , мм	30	45	40	60	50	40	30	40	50	60
d_f , мм	90	100	105	110	115	120	125	130	135	140
T , Нм	100	120	140	150	160	170	180	190	200	210

Задача № 2

Розрахувати циліндричне пресове з'єднання, що складається з зубчастого вінця 1 черв'ячного колеса, виконаного з бронзи БрА9ЖЗл і центру колеса 2, виконаного з чавуну СЧ10. Посадкова поверхня діаметром d довжиною l . Діаметр отвору для вала в центрі колеса d_1 , діаметр кола западин зубчастого вінця d_f ; момент, що передається черв'ячним колесом T (рис. 3.3, таблиця 3.6).

Таблиця 3.6.

Вихідні дані для задачі № 2

	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	150	160	180	180	190	260	200	280	220	170
d_1 , мм	55	60	65	50	75	80	70	85	90	95
l , мм	30	45	40	60	50	60	40	50	70	60
d_f , мм	190	200	225	240	255	320	265	330	285	240
T , Нм	200	250	340	280	260	320	280	300	320	310

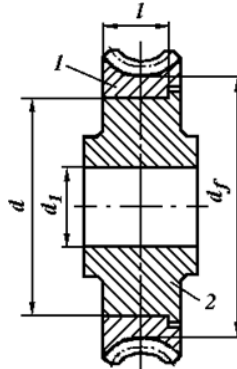


Рисунок 3.3. Циліндричне пресове з'єднання вінця черв'ячного колеса з центром

Задача № 3

Підібрати посадку, для передачі крутного моменту T , в з'єднанні (рис. 3.4). Матеріал деталей – Сталь 50, шорсткість поверхонь – Ra_1 і Ra_2 (таблиця 3.7).

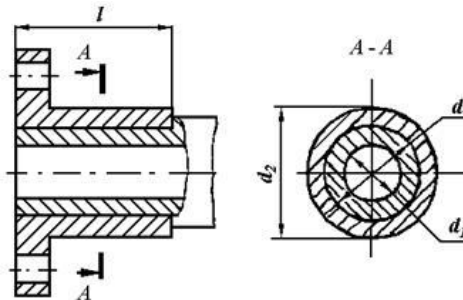


Рисунок 3.4. З'єднання з натягом

Таблиця 3.7.

Вихідні дані для задачі № 3

	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	40	60	50	80	100	70	40	30	40	50
d , мм	100	140	150	170	120	180	150	120	100	160
d_2 , м	180	220	230	240	150	220	220	180	150	135
T , Нм	400	500	450	300	600	550	600	700	900	650
l , мм	30	40	40	40	50	60	80	60	70	45
Ra_1 , мкм	0,8	1,6	3,2	3,2	1,6	1,6	3,2	1,6	3,2	1,6
Ra_2 , мкм	1,6	3,2	3,2	1,6	3,2	1,6	1,6	3,2	3,2	1,6

Задача № 4

Підібрати стандартну посадку з натягом вінця шківів 1 плоскопасової передачі з центром 2 (рис. 3.5). З'єднання навантажено обертальним моментом T . Розміри деталей з'єднання d , d_1 , d_2 , l , шорсткість поверхонь

– Ra_1 і Ra_2 вказані в таблиці 3.8. Матеріал вінця – Сталь 35Л, центру – чавун СЧ18.

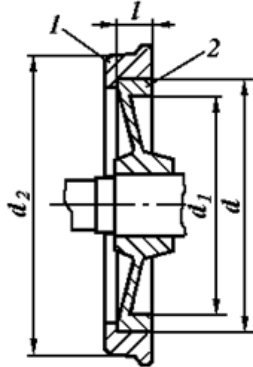


Рисунок 3.5. Посадка з натягом вінця шківів плоскостасової передачі з центром

Таблиця 3.8.

Вихідні дані для задачі № 4

	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	150	160	180	200	220	240	260	280	300	320
d_1 , мм	100	110	110	120	130	140	150	160	170	180
d , мм	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
d_2 , мм	200	220	240	260	260	260	260	290	300	310
l , мм	30	30	40	40	40	50	50	50	60	60
Ra_1 , мкм	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2
Ra_2 , мкм	2,5	2,5	2,5	3,2	2,5	3,2	6,3	6,3	6,3	6,3

Задача № 5

Визначити зусилля, необхідне для запресовування шарикопідшипника № (ГОСТ 8338-75) (рис. 3.6). Допуски посадочних поверхонь деталей з'єднання наведені в таблиці 3.9. Матеріал вала – Сталь 40Х, матеріал кільця підшипників – Сталь ШХ15 (модуль пружності $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа), шорсткість посадкової поверхні вала під внутрішнє кільце підшипника $Ra_1 = 1,25$ мкм і внутрішнього кільця підшипника $Ra_2 = 1,25$ мкм.

Таблиця 3.9.

Вихідні дані для задачі № 1

№	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
допуск валу	$k6$ (+15) (+2)	$m6$ (+21) (+8)	$m6$ (+25) (+9)	$k6$ (+18) (+2)	$k6$ (+21) (+2)	$k6$ (+15) (+2)	$m6$ (+21) (+8)	$m6$ (+25) (+9)	$m6$ (+25) (+9)	$k6$ (+21) (+2)
допуск отвору	$L0$ (0) (-10)	$L0$ (0) (-10)	$L0$ (0) (-12)	$L0$ (0) (-12)	$L0$ (0) (-15)	$L0$ (0) (-10)	$L0$ (0) (-10)	$L0$ (0) (-12)	$L0$ (0) (-12)	$L0$ (0) (-15)

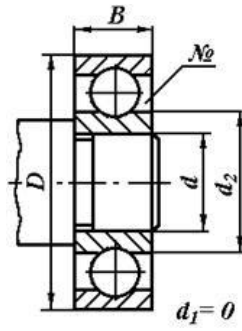


Рисунок 3.6. Запресовування шарикопідшипника