

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПЕРВОМАЙСЬКА ФІЛІЯ
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

А.Ю. ЛИСИХ

"ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА"
ЧАСТИНА II "ДЕТАЛІ МАШИН"

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ТА ВИКОНАННЯ ПРАКТИЧНИХ РОБІТ

Рекомендовано Методичною Радою ПФ НУК

Первомайськ 2017

УДК 621 (075)
ББК 34.44
Л-63

Рекомендовано Методичною Радою ПФ НУК
протокол № 5/2017 від 14.12.2017 р.

Кафедра фундаментальних та загальнотехнічних наук

А.Ю. Лисих

"Технічна механіка": Частина II "Деталі машин": Методичні вказівки для підготовки та виконання практичних робіт. – Первомайськ: Видавництво НУК, 2017. – 44 с.

Методичні вказівки для практичних занять містять теоретичний матеріал, методику вибору матеріалів, визначення допустимих напружень, виконання проектувальних і перевірних розрахунків циліндричної, конічної та черв'ячної передач, різних типів пасових передач та розрахунків роз'ємних з'єднань. Розрахунки супроводжуються значною кількістю довідникової літератури та розрахунковими схемами.

Методичні вказівки призначені для студентів, які навчаються за спеціальністю 144 "Теплоенергетика" денної і заочної форм навчання.

УДК 621
ББК 34.44

Рецензент: кандидат технічних наук, доцент О.О. Лобов

© А.Ю. Лисих
© Первомайська Філія
Національного університету
кораблебудування, 2017
© Видавництво НУК, 2017

ВСТУП

Деталі машин – це наука, яка вивчає теорію розрахунку та конструювання окремих частин машин.

Вивчення матеріалу по дисципліні забезпечується знаннями, отриманими студентами при вивченні нарисної геометрії, інженерної графіки, математики, фізики, теоретичної механіки, матеріалознавства, опору матеріалів.

Знання по дисципліні є основою для вивчення конструкцій технологічного устаткування, правил їх експлуатації, при виконанні курсових проектів та робіт по спеціальним дисциплінам.

В результаті вивчення дисципліни студент повинен:

а) знати та уміти використовувати:

- методи визначення напружень у деталях машин та елементах конструкцій, розрахунків на міцність і жорсткість;
- основи конструювання та розрахунків деталей, вузлів механізмів та машин;

б) мати навички:

- читання креслень деталей машин, складальних одиниць, механізмів та машин, їх розробки;
- визначення навантаження на деталі механізмів та машин при номінальних режимах експлуатації та при максимальних навантаженнях;
- перевірки деталей механізмів та машин на міцність і жорсткість;
- розрахунку технічних та експлуатаційних параметрів технологічних машин і устаткування.

Теми практичних робіт підібрані з врахуванням напрямку підготовки спеціалістів технічних спеціальностей і охоплюють основні розділи програми з дисципліни для вузів. Зміст практичних робіт відповідає основним вимогам і стандартам проектування на сучасному етапі розвитку машинобудування.

ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРЯМОЗУБИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Мета роботи – навчитись визначати основні кінематичні, силові та геометричні параметри зубчастих прямозубих передач.

Основні теоретичні відомості

Зубчасті передачі призначені для передачі обертового руху, змінення його параметрів і перетворення обертового руху в поступальний і навпаки. Зубчаста передача складається з двох зубчастих коліс, менше з яких називають **шестернею**, а більше – колесом. Ведучою ланкою у знижувальних передачах є шестірня. Параметрам шестірні зазвичай надають індекс 1, а параметрам колеса – 2.

Під час роботи зубчастої передачі бічна поверхня зубця ведучого колеса давить на бічну поверхню зубця веденого колеса і навпаки. Тому важливим елементом зубчастого колеса є бокові робочі поверхні зубців.

Зубчасті передачі – найпоширеніші передачі в техніці. Їх використовують у:

- а) коробках передач, які вважають найбільш досконалими механізмами з точки зору конструювання і технології виготовлення зубчастих коліс;
- б) **редукторах** – закритих передачах, призначених для зниження частоти обертання і підвищення обертового моменту на вихідному валу;
- в) відкритих передачах (наприклад, лебідки);
- г) важко навантажених механізмах для піднімання та опускання шахтових вагонеток, бурильних труб тощо;
- д) годинникових механізмах та приладах, де головне – точність.

Зубчасті передачі використовують у широкому діапазоні потужностей (від 0,001 Вт до 10 МВт), колових швидкостей (до 150 м/с); розмірів (від часток міліметра до десятків метрів).

Переваги зубчастих передач:

- 1) висока навантажувальна здатність при малих габаритах;
- 2) висока надійність;
- 3) високий ККД ($\eta \approx 0,97$);
- 4) постійність передаточного числа;
- 5) малі сили, які діють на вали та підшипники;
- 6) можливість виготовлення коліс з різноманітних металевих і неметалевих матеріалів.

Недоліки зубчастих передач:

- 1) високі вимоги до точності виготовлення та монтажу;
- 2) значна жорсткість, яка не дає змоги компенсувати динамічні навантаження;
- 3) шум під час роботи з великими швидкостями;
- 4) відсутність самозахисту від перевантаження.

Приклад вирішення практичної роботи
Розрахувати закриту циліндричну прямозубу передачу.

Вихідні дані

1. Обертовий момент на валу колеса $T_2 = 190$ Нм.
2. Кутова швидкість колеса $\omega_2 = 25$ с⁻¹
3. Передаточне число $u = 4$.
4. Матеріал зубчастих коліс: сталь 45 з термообробкою «покращення».
5. Умови роботи: ресурс передачі $L_h = 12000$ год, передача нереверсивна, навантаження близьке до сталого, розташування шестерні відносно опор симетричне.

1.1 Матеріали колеса і шестерні.

По табл.1.1 приймаємо:

для шестерні твердість 285 HB_{1cp}, $\sigma_T = 650$ МПа;

для колеса твердість 248 HB_{2cp}, $\sigma_T = 540$ МПа.

Для рівномірного зношування зубців і кращої їх припрацьовування твердість шестерні прямозубої передачі повинна бути на $25...50$ HB більша твердості колеса.

Перевірка припрацьовування зубчастих коліс:

$HB_{1cp} - HB_{2cp} = 285 - 248 = 37$ – припрацьовування зубців забезпечується.

Розміри заготовки: товщина перерізу поковки колеса $S_{cp} \leq 80$ мм, діаметр поковки шестерні $D_{cp} \leq 80$ мм.

1.2 Допустимі напруження.

а) По табл.1.2 приймаємо число циклів напружень N_{H0} , які відповідають границі витривалості матеріалу колеса і шестерні:

$$N_{H01} = 22,5 \cdot 10^6, \quad N_{H02} = 16,2 \cdot 10^6.$$

б) Число циклів навантаження зубців коліс N за весь строк служби:

$$N_2 = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h = 573 \cdot 25 \cdot 12 \cdot 10^3 = 171,9 \cdot 10^6;$$

$$N_1 = N_2 \cdot u = 171,9 \cdot 10^6 \cdot 4 = 688 \cdot 10^6.$$

в) Коефіцієнти довговічності:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0} / N} \geq 1; \quad K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0} / N} \geq 1.$$

Враховуючи рекомендовані мінімальні значення коефіцієнтів довговічності, приймаємо $K_{HL} = K_{FL} = 1$.

г) По табл.1.3 визначаємо допустимі контактні напруження $[\sigma]_{H0}$ та напруження згинання $[\sigma]_{F0}$ для зубців колеса і шестерні, які відповідають числу циклів зміни напружень N_{H0} і N_{F0} :

$$[\sigma]_{H0} = (1,8 \cdot HB_{cp} + 67); \quad [\sigma]_{F0} = 1,03 \cdot HB_{cp}.$$

$$[\sigma]_{H01} = (1,8 \cdot 285 + 67) = 580 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H02} = (1,8 \cdot 248 + 67) = 513 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F01} = 1,03 \cdot 285 = 294 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F02} = 1,03 \cdot 248 = 255 \text{ МПа}.$$

Таблиця 1.1

Механічні характеристики деяких марок сталей для виготовлення зубчастих коліс

Марка сталі	Вид заготовки	Розміри заготовки, мм		Термообробка	Твердість зубців		Механічні характеристики, МПа		
		D _{гр}	S _{гр}		серцевини	поверхні	σ_B	σ_T	σ_{-1}
40Л	Лиття	будь-які		Нормалізація	163...207 HB	163...207 HB	550	320	220
45	Поковка	125	80	Покращення	235...262 HB	235...262 HB	780	540	335
		80	50		269...302 HB	269...302 HB	890	650	380
40X	Поковка	200	125	Покращення	235...262 HB	235...262 HB	790	640	375
		125	80		269...302 HB	269...302 HB	900	750	410
		125	80	Покращення і загартування с.в.ч	269...302 HB	45...50 HRC _e	900	750	410
40XH 35XM	Поковка	315	200	Покращення	235...262 HB	235...262 HB	800	630	380
		200	125		269...302 HB	269...302 HB	920	750	420
		200	125	Покращення і загартування с.в.ч	269...302 HB	48...53 HRC _e	920	750	420
40XHMA	Поковка	125	80	Покращення і азотування	269...302 HB	50...56 HRC _e	980	780	440
20X 20XMН 18ХГТ	Поковка	200	125	Покращення, цементация і загартування	300...400 HB	56...63 HRC _e	1000	800	450

Таблиця 1.2

Значення числа циклів N_{H0}

Середня твердість поверхні зубців	HB _{ср}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC _{ср}	-	25	32	38	43	47	52	56	60
	HV _{ср}	200	260	310	370	425	490	575	650	760
N_{H0} , млн. циклів		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Таблиця 1.3

Значення допустимих контактних напружень, які відповідають числу циклів N_{H0} та N_{F0}

Термообробка	$[\sigma]_{H0}$, МПа	$[\sigma]_{F0}$, МПа
Покращення	1,8 HB _{ср} + 67	1,03 HB _{ср}
Контурне загартування с.в.ч. ($m \geq 3$ мм)	14 HRC _{ср} + 170	370
Наскрізне загартування с.в.ч. ($m < 3$ мм)	14 HRC _{ср} + 170	310
Цементация і загартування	19 HRC _{ср}	480

д) Визначаємо допустимі напруження $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ з врахуванням ресурсу передачі:

$$\begin{aligned}
 [\sigma]_H &= K_{HL} [\sigma]_{H0}; & [\sigma]_F &= K_{FL} [\sigma]_{F0}. \\
 [\sigma]_{H1} &= 580 \text{ МПа}; & [\sigma]_{H2} &= 513 \text{ МПа}; \\
 [\sigma]_{F1} &= 294 \text{ МПа}; & [\sigma]_{F2} &= 255 \text{ МПа}.
 \end{aligned}$$

г) При умові $(HB_{1ср} - HB_{2ср}) < 70$ всі зубчасті передачі з прямими і непрямыми зубцями розраховують по меншому значенню $[\sigma]_H$ із отриманих для шестерні $[\sigma]_{H1}$ та колеса $[\sigma]_{H1}$.

1.3 Міжосьова відстань.

а) Приймаємо розрахункові коефіцієнти: коефіцієнт ширини вінця колеса $\psi_a = 0,4$ (табл.1.4); коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубця для коліс, що припрацьовуються $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$ (табл.1.5).

Таблиця 1.4 Значення коефіцієнта ширини вінця колеса ψ_a

Розташування шестерні відносно опор	ψ_a
Симетричне	0,4...0,5
Несиметричне	0,25...0,4
Консольне	0,2...0,25

Таблиця 1.5 Значення коефіцієнтів динамічного навантаження $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ та коефіцієнтів розподілення навантаження по ширині вінця $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ для циліндричних та конічних передач

Тип передачі	Циліндрична					
Вид зубців	прямі		косі			
Колова швидкість	$V \leq 5$ м/с		$V \leq 10$ м/с		$V > 10$ м/с	
Твердість зубців	$H \leq 350$	$H > 350$	$H \leq 350$	$H > 350$	$H \leq 350$	$H > 350$
$K_{H\alpha}$	1,2	1,1	1,05	1,05	1,1	1,05
$K_{F\alpha}$	1,4	1,2	1,2	1,1	-	-
$K_{H\beta} = K_{F\beta}^*$	1					
Тип передачі	Конічна					
Вид зубців	прямі		кругові			
Колова швидкість	$V \leq 5$ м/с		$V \leq 10$ м/с		$V > 10$ м/с	
Твердість зубців	$H \leq 350$	$H > 350$	$H \leq 350$	$H > 350$	$H \leq 350$	$H > 350$
$K_{H\alpha}$	1,15	1,1	1,05	1,05	1,2	1,1
$K_{F\alpha}$	1,4	1,2	1,2	1,1	-	-
$K_{H\beta} = K_{F\beta}^*$	1		1,1			

*Коефіцієнти $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ дійсні тільки для коліс, що припрацьовуються.

б) Визначаємо міжосьову відстань передачі:

$$a_{\omega(p)} \geq 49,5 \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}} \cdot K_{H\beta}, \text{ мм}$$

$$a_{\omega(p)} = 49,5 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{190 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 4^2 \cdot 513^2}} \cdot 1 = 119,59 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $a_{\omega} = 120$ мм (табл. 1.6).

Таблиця 1.6 Ряд стандартних значень міжосьової відстані a_{ω} та модуля зубців m (ГОСТ 9563-60)

a_{ω} , мм	26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.
m , мм	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.

1.4 Попередні основні розміри колеса.

а) Ділильний діаметр:

$$d_2 = \frac{2a_{\omega} \cdot u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 120 \cdot 4}{4 + 1} = 192 \text{ мм.}$$

б) Ширина вінця:

$$b_2 = \psi_a \cdot a_{\omega} = 0,4 \cdot 120 = 48 \text{ мм.}$$

1.5 Модуль зубців передачі.

Приймаємо для прямозубої передачі допоміжний коефіцієнт $K_m = 6,8$.

$$m \geq \frac{2K_m \cdot T_2}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 190 \cdot 10^3}{192 \cdot 48 \cdot 255} = 1,1 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $m = 1,25 \text{ мм}$ (табл. 1.6).

1.6 Число зубців шестерні і колеса.

а) Сумарне число зубців:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega}}{m} = \frac{2 \cdot 120}{1,25} = 192.$$

б) Число зубців шестерні:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1} = \frac{192}{4 + 1} = 38.$$

в) Число зубців колеса: $z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 192 - 38 = 154$.

1.7 Фактичне передаточне число:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{154}{38} = 4,05.$$

$$\Delta u = \frac{u - u_{\phi}}{u} \cdot 100\% = \frac{4 - 4,05}{4} \cdot 100\% = -1,25\%$$

Допускається відхилення від заданого значення $\pm 4\%$.

1.8 Фактичні основні геометричні розміри передачі.

а) Ділильні діаметри шестерні і колеса:

$$d_1 = mz_1 = 1,25 \cdot 38 = 47,5 \text{ мм,}$$

$$d_2 = mz_2 = 1,25 \cdot 154 = 192,5 \text{ мм.}$$

б) Міжосьова відстань:

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{47,5 + 192,5}{2} = 120 \text{ мм.}$$

в) Діаметри верхівок шестерні і колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = (47,5 + 2 \cdot 1,25) = 50 \text{ мм,}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = (192,5 + 2 \cdot 1,25) = 195 \text{ мм.}$$

г) Ширина зубчастого вінця колеса і шестерні:

$$b_2 = \psi_a a_{\omega} = 0,4 \cdot 120 = 48 \text{ мм,}$$

$$b_1 = b_2 + 2 = 48 + 2 = 50 \text{ мм.}$$

1.9 Позначаємо головні параметри циліндричної передачі (рис. 1.1).

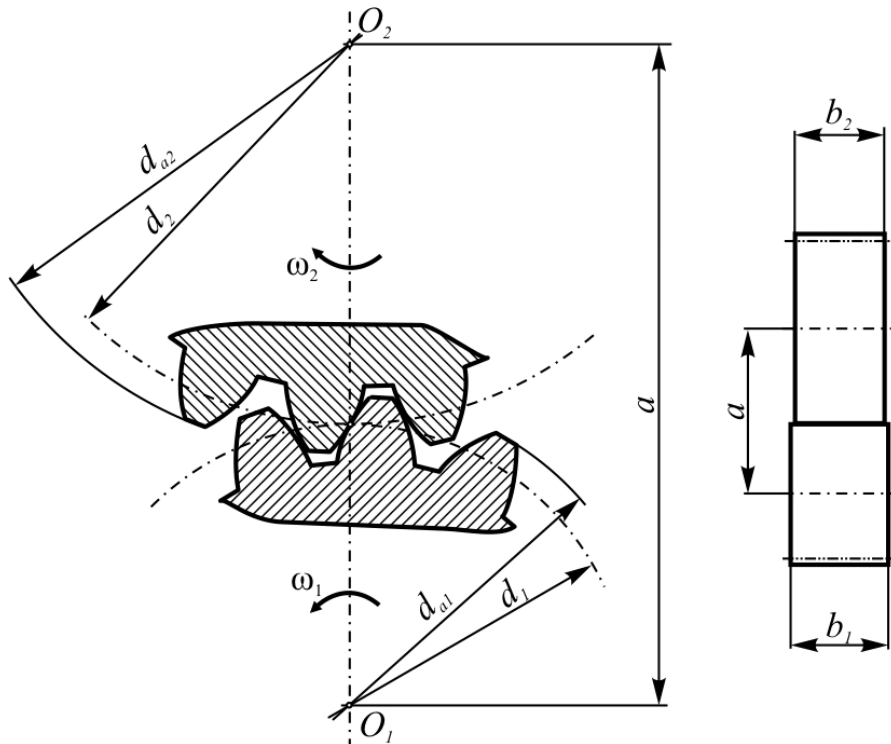


Рис. 1.1. Головні параметри циліндричної передачі.

1.10 Придатність заготовок шестерні і колеса.

а) Діаметр заготовки шестерні:

$$D_{заг} = d_{a1} + 6 = 50 + 6 = 56 \text{ мм} < D_{ep} = 80 \text{ мм.}$$

б) Приймаємо монолітне колесо (без виїмок), для якого товщина перерізу заготовки:

$$S_{заг} = b_2 + 4 = 48 + 4 = 52 \text{ мм} < S_{ep} = 80 \text{ мм.}$$

Умови придатності заготовок виконуються.

1.11 Колова швидкість зубчастих коліс.

$$V_2 = 0,5d_2 \cdot \omega_2 = 0,5 \cdot 0,1925 \cdot 25 = 2,41 \text{ м/с.}$$

По табл.1.7 приймаємо 8-у ступінь точності виготовлення коліс.

Таблиця 1.7

Ступінь точності передачі
в залежності від колової швидкості коліс

Тип передачі	Вид зубців	Ступінь точності (по нормам плавності)			
		6-а	7-а	8-а	9-а
		Гранична колова швидкість V , м/с			
Циліндрична	прямі	15	10	6	2
	косі	30	15	10	4
Конічна	прямі	12	8	4	1,5
	кругові	20	10	7	3

1.12 Сили в зачепленні.

а) Колова сила:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 190 \cdot 10^3}{192,5} = 1974 \text{ Н.}$$

б) Радіальна сила: $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_\omega = 1974 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 718 \text{ Н.}$

1.13 Перевірка зубців колеса по контактним напруженням.

Приймаємо коефіцієнти динамічного навантаження $K_{Hv} = 1,2$ та $K_{Fv} = 1,4$ (табл.1.5).

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_2 \cdot b_2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}, \text{ МПа}$$
$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{1974 \cdot (4 + 1)}{192,5 \cdot 48}} \cdot 1 \cdot 1,2 = 496 \text{ МПа} < [\sigma]_{H2} = 513 \text{ МПа}$$

Допускається недовантаження передачі не більше 10% і перенавантаження до 5%.

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{\sigma_H} \cdot 100\% = \frac{513 - 496}{513} \cdot 100\% = 3,31\%$$

Недовантаження в нашому випадку складає 3,31%, що менше 10%.

Контактна міцність зубців забезпечується.

1.14 Перевірка зубців коліс по напруженням згинання.

По табл.1.8 приймаємо коефіцієнти форми зубця некорегованого зачеплення ($x = 0$): для $z_1 = 38$, $Y_{F1} = 3,87$; для $z_2 = 154$, $Y_{F2} = 3,61$.

Розрахункові напруження згинання в основі зубця:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv}, \text{ МПа}$$
$$\sigma_{F2} = 3,62 \cdot \frac{1974}{48 \cdot 1} \cdot 1 \cdot 1,4 = 167 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 255 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 167 \cdot \frac{3,87}{3,62} = 179 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 294 \text{ МПа.}$$

Міцність зубців на згинання забезпечується.

Таблиця 1.8

Значення коефіцієнта форми зубця Y_F
для зовнішнього зачеплення

z	Коефіцієнт зміщення ріжучого інструменту x						
	- 0,4	- 0,25	- 0,16	0	+ 0,16	+ 0,25	+ 0,4
16	-	-	-	4,28	4,02	3,78	3,54
20	-	-	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50
25	-	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47
40	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48
50	3,90	3,80	3,75	3,66	3,59	3,56	3,49

продовження табл. 1.8

60	3,78	3,71	3,68	3,62	3,57	3,54	3,50
80	3,70	3,66	3,63	3,61	3,55	3,55	3,51
100	3,66	3,62	3,61	3,61	3,56	3,56	3,55
180	3,62	3,62	3,62	3,62	3,59	3,58	3,56
∞	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

Варіанти завдань для практичної роботи № 1

1. $T_2 = 129 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 25 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,7$	2. $T_2 = 133 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 26 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,8$	3. $T_2 = 136 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 27 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,9$	4. $T_2 = 141 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 28 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,0$
5. $T_2 = 143 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 29 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,2$	6. $T_2 = 143 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 30 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,3$	7. $T_2 = 150 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 31 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,4$	8. $T_2 = 156 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 32 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,7$
9. $T_2 = 164 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 25,5 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,2$	10. $T_2 = 162 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 26,5 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,3$	11. $T_2 = 165 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 27,5 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,4$	12. $T_2 = 169 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 28,5 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,5$
13. $T_2 = 174 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 29,5 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,7$	14. $T_2 = 171 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 30,5 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,8$	15. $T_2 = 175 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 31,5 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,9$	16. $T_2 = 182 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 32,5 \text{ с}^{-1}$ $u = 5$
17. $T_2 = 179 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 24 \text{ с}^{-1}$ $u = 5,1$	18. $T_2 = 183 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 23 \text{ с}^{-1}$ $u = 5,2$	19. $T_2 = 190 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 22 \text{ с}^{-1}$ $u = 5,4$	20. $T_2 = 187 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 21 \text{ с}^{-1}$ $u = 5,5$

Контрольні запитання:

1. Перелічити переваги та недоліки циліндричних прямозубих передач.
2. Вказати основні геометричні розміри циліндричних передач.
3. Перелічити розрахунки на міцність циліндричних прямозубих передач.
4. Назвати де застосовуються циліндричні прямозубі передачі.

Література:

1. Левицький В.Г., Кальчук С.В. Теорія машин і механізмів та деталі машин. Методичні вказівки до виконання розрахункових робіт. – Житомир: ЖДТУ, 2006. – С. 11-18.
2. Павлище В.Т. Деталі машин та розрахунок деталей машин. – Львів.: Афіша, 2003. – С. 289-305.

ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НЕПРЯМОЗУБИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Мета роботи – навчитись визначати основні кінематичні, силові та геометричні параметри зубчастих косозубих передач.

Основні теоретичні відомості

Залежно від розміщення зубців на циліндричному ободі (рис. 2.1) розрізняють колеса:

- 1) прямозубі, які використовують при малих колових швидкостях ($V < 3$ м/с) або у відкритих передачах;
- 2) косозубі;
- 3) шевронні (для великих навантажень при великих колових швидкостях $V > 15$ м/с).

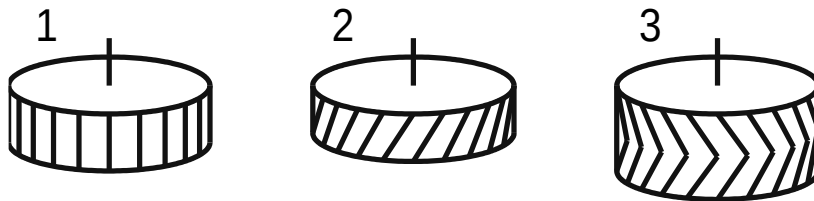


Рис. 2.1 – Циліндричні зубчасті колеса

1. – прямозубі зубчасті колеса, 2. – косозубі зубчасті колеса, 3. – шевронні.

Головні переваги косозубих коліс порівняно з прямозубими:

а) плавне зачеплення зубців коліс забезпечує менший шум під час роботи і більшу швидкохідність передачі;

б) менші габарити передачі при однаковому навантаженні.

Форма профілю зубця буває евольвентною, циклоїдною та ін.

Найбільш поширений евольвентний профіль, основними перевагами якого є:

1) малі швидкості ковзання зубців під час кочення зубця по зубцю, завдяки чому передача має високий ККД;

2) можливість використання стандартних інструментів для нарізування різного числа зубців;

3) нормальна робота передачі з будь-яким числом зубців шестерні і колеса завдяки нарізанню зубців зі зміщенням інструменту щодо заготовки;

4) правильність зачеплення не порушується в разі зміни міжосьової відстані.

Циклоїдний профіль зубців використовують у зубчастих коліс годинникових механізмів при великих передаточних числах в одному ступені.

Приклад вирішення практичної роботи
Розрахувати закриту циліндричну косозубу передачу.

Вихідні дані

1. Обертний момент на валу колеса $T_2 = 190$ Нм.
2. Кутова швидкість колеса $\omega_2 = 25$ с⁻¹.
3. Передаточне число $u = 4$.
4. Матеріал зубчастих коліс: сталь 40ХН з термообробкою покращення для обох коліс та додатково із наскрізним загартуванням поверхні зубців шестерні.
5. Умови роботи: ресурс передачі $L_h = 12000$ год, передача нереверсивна, навантаження близьке до сталого, розташування шестерні відносно опор симетричне.

2.1 Матеріали колеса і шестерні.

По табл.1.1 приймаємо:

для колеса твердість зубців $285 \text{ HB}_{2\text{cp}}$, $\sigma_T = 750$ МПа;

для шестерні твердість поверхні зубців $50,5 \text{ HRC}_{\text{elcp}}$, $\sigma_T = 750$ МПа;

Твердість матеріалу шестерні приймають якомога вищою, оскільки із підвищенням твердості підвищується й контактна міцність косозубої передачі. Для цього шестерню піддають азотуванню, цементації чи поверхневому загартуванню.

Розміри заготовки: товщина перерізу поковки колеса $S_{cp} \leq 125$ мм, діаметр поковки шестерні $D_{cp} \leq 200$ мм.

2.2 Допустимі напруження.

а) Для передач з великим ресурсом приймаємо коефіцієнти довговічності $K_{HL} = K_{FL} = 1$.

б) По табл.1.3 визначаємо допустимі контактні напруження $[\sigma]_{H0}$ та напруження згинання $[\sigma]_{F0}$, які відповідають числу циклів зміни напружень N_{H0} і N_{F0} :

для колеса:

$$[\sigma]_{H02} = (1,8 \cdot \text{HB}_{\text{cp}} + 67) = (1,8 \cdot 285 + 67) = 580 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F02} = 1,03 \cdot \text{HB}_{\text{cp}} = 1,03 \cdot 285 = 294 \text{ МПа}.$$

для шестерні:

$$[\sigma]_{H01} = (14 \cdot \text{HRC}_{\text{ср}} + 170) = (14 \cdot 50,5 + 170) = 877 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F01} = 310 \text{ МПа}.$$

в) Визначаємо допустимі напруження $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ з врахуванням ресурсу передачі:

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{H0}; \quad [\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}.$$

$$[\sigma]_{H1} = 877 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{H2} = 580 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F1} = 310 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{F2} = 294 \text{ МПа}.$$

г) Зубчасті передачі з непрямыми зубцями у випадку $(\text{HB}_{1\text{cp}} - \text{HB}_{2\text{cp}}) \geq 70$ і $\text{HB}_{2\text{cp}} < 350$ HB розраховують по середньому допустимому контактному напруженню:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (877 + 580) = 656 \text{ МПа.}$$

При цьому умова $[\sigma]_H < 1,23 \cdot [\sigma]_{H2}$ виконується.

2.3 Міжосьова відстань.

а) Приймаємо розрахункові коефіцієнти: коефіцієнт ширини вінця колеса $\psi_a = 0,4$ (табл.1.4); коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубця для коліс, що припрацьовуються $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$ (табл.1.5).

б) Визначаємо міжосьову відстань передачі:

$$a_{\omega(p)} \geq 43 \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}}, \text{ мм}$$

$$a_{\omega(p)} \geq 43 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{190 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 4^2 \cdot 656^2} \cdot 1} = 88,2 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $a_{\omega} = 90 \text{ мм}$ (табл. 1.6).

2.4. Попередні основні розміри колеса.

а) Ділильний діаметр: $d_2 = \frac{2a_{\omega} \cdot u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 90 \cdot 4}{4 + 1} = 144 \text{ мм.}$

б) Ширина вінця: $b_2 = \psi_a \cdot a_{\omega} = 0,4 \cdot 90 = 36 \text{ мм.}$

2.5 Модуль зубців передачі.

Приймаємо для косозубої передачі допоміжний коефіцієнт $K_m = 5,8$.

$$m \geq \frac{2K_m \cdot T_2}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 190 \cdot 10^3}{144 \cdot 36 \cdot 294} = 1,45 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $m = 1,5 \text{ мм}$ (табл. 1.6).

2.6 Кут нахилу і число зубців коліс.

а) Мінімальний кут нахилу зубців:

$$\sin \beta_{\min} = \frac{4m}{b_2} = \frac{4 \cdot 1,5}{36} = 0,166666; \quad \beta_{\min} = 9,59^\circ.$$

б) Сумарне число зубців: $z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega} \cdot \cos \beta_{\min}}{m} = \frac{2 \cdot 90 \cdot \cos 9,59^\circ}{1,5} = 118.$

в) Число зубців шестерні: $z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1} = \frac{118}{4 + 1} = 24.$

г) Число зубців колеса: $z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 118 - 24 = 94.$

д) Фактичний кут нахилу зубців: $\cos \beta = \frac{m \cdot z_{\Sigma}}{2a_{\omega}} = \frac{1,5 \cdot 118}{2 \cdot 90} = 0,983333; \quad \beta = 10,48^\circ.$

2.7 Фактичне передаточне число:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{94}{24} = 3,92.$$

2.8 Фактичні основні геометричні розміри передачі.

а) Ділильні діаметри шестерні і колеса:

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta} = \frac{1,5 \cdot 24}{0,983333} = 36,61 \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos\beta} = \frac{1,5 \cdot 94}{0,983333} = 143,39 \text{ мм}.$$

б) Міжосьова відстань: $a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{36,61 + 143,39}{2} = 90 \text{ мм}.$

в) Діаметри верхівок шестерні і колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = (36,61 + 2 \cdot 1,5) = 39,61 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = (143,39 + 2 \cdot 1,5) = 146,39 \text{ мм}.$$

г) Ширина зубчастого вінця колеса і шестерні:

$$b_2 = \psi_a a_\omega = 0,4 \cdot 90 = 36 \text{ мм},$$

$$b_1 = b_2 + 4 = 36 + 4 = 40 \text{ мм}.$$

2.9 Придатність заготовок шестерні і колеса.

а) Діаметр заготовки шестерні:

$$D_{заг} = d_{a1} + 6 = 39,61 + 6 \approx 46 \text{ мм} < D_{ep} = 200 \text{ мм}.$$

б) Приймаємо колесо з виїмками, для якого товщина перерізу заготовки:

$$S_{заг} = 0,5 \cdot b_2 = 0,5 \cdot 36 = 18 \text{ мм} < S_{ep} = 125 \text{ мм}.$$

Умови придатності заготовок виконуються.

2.10 Колова швидкість зубчастих коліс.

$$V_2 = 0,5 \cdot d_2 \cdot \omega_2 = 0,5 \cdot 0,14339 \cdot 25 = 1,79 \text{ м/с}.$$

По табл.1.7 приймаємо 8-у ступінь точності виготовлення коліс.

2.11 Сили в зачепленні.

а) Колова сила: $F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 190 \cdot 10^3}{143,39} = 2650 \text{ Н}.$

б) Радіальна сила: $F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_\omega}{\cos\beta} = \frac{2650 \cdot \operatorname{tg}20^\circ}{0,983333} = 982 \text{ Н}.$

в) Осьова сила: $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta = 2650 \cdot \operatorname{tg}10,48^\circ = 490 \text{ Н}.$

2.12 Перевірка зубців колеса по контактним напруженням.

а) Приймаємо розрахункові коефіцієнти: коефіцієнти динамічного навантаження $K_{Hv} = 1,06$ та $K_{Fv} = 1,2$ (табл.1.5); коефіцієнти розподілення навантаження між зубцями $K_{H\alpha} = 1,09$ та $K_{F\alpha} = 0,91$.

б) Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_2 b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{2650 \cdot (3,92 + 1)}{143,39 \cdot 36}} \cdot 1,09 \cdot 1 \cdot 1,06 = 642 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 656 \text{ МПа}$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{\sigma_H} \cdot 100\% = \frac{656 - 642}{656} \cdot 100\% = 2,31\%$$

Недовантаження складає 2,31%, що менше 10%.

Контактна міцність зубців забезпечується.

2.13 Перевірка зубців коліс по напруженням згинання.

а) Еквівалентні числа зубців шестерні і колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{0,983333^3} \approx 25;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{94}{0,983333^3} \approx 99.$$

б) По табл.1.8 приймаємо коефіцієнти форми зубця некорегованого зачеплення ($x = 0$): для $z_1 = 24$, $Y_{F1} = 3,9$; для $z_2 = 94$, $Y_{F2} = 3,61$.

в) Коефіцієнт нахилу зубця:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^0} = 1 - \frac{10,48^0}{140^0} = 0,93.$$

г) Розрахункові напруження згинання в основі зубця:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

$$\sigma_{F2} = 3,61 \cdot 0,93 \cdot \frac{2650}{36 \cdot 1,5} \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot 1,2 = 180 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 294 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 180 \cdot \frac{3,9}{3,61} = 194 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 310 \text{ МПа}.$$

Міцність зубців на згинання забезпечується.

Варіанти завдань для практичної роботи № 2

1. $T_2 = 129 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,7$	2. $T_2 = 133 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 52 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,8$	3. $T_2 = 136 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 54 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,9$	4. $T_2 = 141 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 56 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,0$
5. $T_2 = 143 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 58 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,2$	6. $T_2 = 143 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 60 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,3$	7. $T_2 = 150 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 62 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,4$	8. $T_2 = 156 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 64 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,7$
9. $T_2 = 162 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 66 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,2$	10. $T_2 = 164 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 68 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,3$	11. $T_2 = 165 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 70 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,4$	12. $T_2 = 169 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 72 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,5$

13. $T_2 = 174 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 74 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,7$	14. $T_2 = 171 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 76 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,8$	15. $T_2 = 175 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 78 \text{ с}^{-1}$ $u = 4,9$	16. $T_2 = 182 \text{ Нм}$ $\omega_2 = \text{с}^{-1}$ $u = 5$
17. $T_2 = 179 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 82 \text{ с}^{-1}$ $u = 5,1$	18. $T_2 = 183 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 84 \text{ с}^{-1}$ $u = 5,2$	19. $T_2 = 190 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 86 \text{ с}^{-1}$ $u = 5,4$	20. $T_2 = 187 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 88 \text{ с}^{-1}$ $u = 5,5$

Контрольні запитання:

1. Перелічити переваги та недоліки циліндричних косозубих передач.
2. Вказати основні геометричні розміри циліндричних косозубих передач.
3. Перелічити розрахунки на міцність циліндричних косозубих передач.
4. Назвати де застосовуються циліндричні косозубі передачі.

Література:

1. Левицький В.Г., Кальчук С.В. Теорія машин і механізмів та деталі машин. Методичні вказівки до виконання розрахункових робіт. – Житомир: ЖДТУ, 2006. – С. 19-22.
2. Павлице В.Т. Деталі машин та розрахунок деталей машин. – Львів.: Афіша, 2003. – С. 295-305.

Практичне заняття № 3

ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНІЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Мета роботи – навчитись визначати основні кінематичні, силові та геометричні параметри зубчастих конічних передач.

Основні теоретичні відомості

Конічна передача призначена для передачі руху під кутом. Кут між осями може бути довільним. Якщо кут між осями дорівнює 90° , то передача називається **ортогональною**. Початковими поверхнями є бічні поверхні кругових конусів з верхівками в точці О. Початкові конуси перекочуються один по другому без ковзання. Профілі зубців окреслюються евольвентою. Порівняно з циліндричними передачами, конічні передачі складніші у виготовленні і монтажі. Для виготовлення необхідно спеціальне обладнання та інструмент. Крім допусків на лінійні розміри потрібно забезпечити допуски на кути δ_1, δ_2 , а також забезпечити збіг верхівок при монтажі.

У більшості випадків одне колесо розміщується консольно на валу, звідки виникає нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців. В результаті несуча здатність конічної передачі складає 85% від несучої здатності циліндричної. К.К.Д. конічної передачі 0,95...0,96, що нижче, ніж К.К.Д. циліндричної.

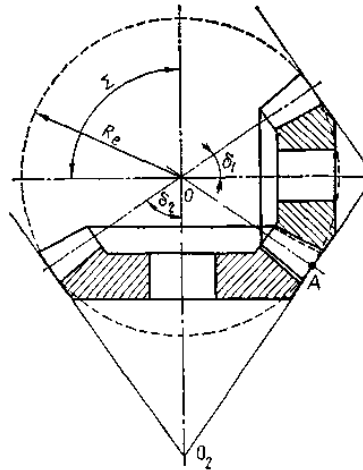


Рис. 3.1 Зубчаста конічна передача

Приклад вирішення практичної роботи

Розрахувати закриту конічну передачу з круговими зубцями.

Вихідні дані

1. Обертний момент на валу колеса $T_2 = 240$ Нм.
2. Кутова швидкість колеса $\omega_2 = 54$ с⁻¹.
3. Передаточне число $u = 2,8$.
4. Матеріал зубчастих коліс: сталь 40ХН з термообробкою покращення та наступним контурним загартуванням поверхні зубців обох коліс.
5. Умови роботи: ресурс передачі $L_h = 20000$ год, передача нереверсивна, навантаження близьке до сталого, розташування шестерні відносно опор консольне (опори - роликотпідшипники).

3.1 Матеріали колеса і шестерні.

По табл.3.1 приймаємо для колеса і шестерні твердість поверхні зубців $50,5 \text{ HRC}_{\text{ср}} \approx 505 \text{ HB}_{\text{ср}}$.

Розміри заготовки: товщина перерізу поковки колеса $S_{zp} \leq 125$ мм, діаметр поковки шестерні $D_{zp} \leq 200$ мм.

3.2 Допустимі напруження.

а) Для передач з великим ресурсом приймаємо коефіцієнти довговічності $K_{HL} = K_{FL} = 1$.

б) По табл.3.3 визначаємо допустимі контактні напруження $[\sigma]_{H0}$ та напруження згинання $[\sigma]_{F0}$, які відповідають числу циклів зміни напружень N_{H0} і N_{F0} :

$$[\sigma]_{H0} = (14 \cdot \text{HRC}_{\text{ср}} + 170) = (14 \cdot 50,5 + 170) = 877 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F0} = 370 \text{ МПа}.$$

в) Визначаємо допустимі напруження $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ з врахуванням ресурсу передачі:

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{H0}; \quad [\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}.$$

$$[\sigma]_H = 877 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_F = 370 \text{ МПа}.$$

Таблиця 3.1 Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$ для коліс, що не припрацьовуються

Положення шестерні відносно опор	Твердість поверхні зубців колеса HB_2	$\psi_d = b_2/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, опори – шарикопідшипники	≤ 350	1,08	1,17	1,28	–	–	–
	> 350	1,22	1,44	–	–	–	–
Консольне, опори – роликотпідшипники	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,27	–	–
	> 350	1,11	1,25	1,45	–	–	–
Симетричне	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	> 350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несиметричне	≤ 350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	> 350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	–

Таблиця 3.2 Значення коефіцієнта $K_{F\beta}$ для коліс, що припрацьовуються

Положення шестерні відносно опор	Твердість поверхні зубців колеса HB_2	$\psi_d = b_2/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, опори – шарикотпідшипники	≤ 350	1,16	1,37	1,64	–	–	–
	> 350	1,33	1,70	–	–	–	–
Консольне, опори – роликотпідшипники	≤ 350	1,10	1,22	1,38	1,57	–	–
	> 350	1,20	1,44	1,71	–	–	–
Симетричне	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	–
Несиметричне	≤ 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61
	> 350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	–

Таблиця 3.3 Значення коефіцієнтів виду конічних коліс θ_H та θ_F

Вид зубців	прямі	кругові		
Твердість шестерні	будь-яка	$H \leq 350$	$H \geq 450$	$H \geq 450$
Твердість колеса	будь-яка	$H \leq 350$	$H \leq 350$	$H \geq 450$
θ_H	0,85	1,85	1,5	1,3
θ_F	0,85	1		

3.3 Зовнішній ділильний діаметр колеса.

а) Передача не є такою, що припрацьовується, оскільки зубці шестерні і колеса мають твердість $H > 350$ HB.

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця:

$$\psi_d = 0,166 \cdot \sqrt{u^2 + 1} = 0,166 \cdot \sqrt{2,8^2 + 1} = 0,49.$$

Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубця $K_{H\beta} = 1,35$ (табл.3.1) $K_{F\beta} = 1,56$ (табл.3.2).

Коефіцієнти вигляду конічних коліс $\theta_H = 1,3$ та $\theta_F = 1$ (табл.3.3).

б) Визначаємо зовнішній ділительний діаметр колеса:

$$d_{e2(p)} \geq 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot u}{\theta_H \cdot [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{240 \cdot 10^3 \cdot 2,8}{1,3 \cdot 877^2} \cdot 1,35} = 159,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення $d_{e2} = 160$ мм (табл.3.4).

Приймаємо кут нахилу кругового зубця в середині зубчастого вінця $\beta = 35^\circ$ ($\cos\beta = 0,82$).

Таблиця 3.4

Ряд стандартних значень
ділительного діаметра d_{e2} (ГОСТ 12289-76)

$d_{e2}, \text{ мм}$	26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 250, 280, 315.
----------------------	---

3.4 Ширина зубчастого вінця шестерні і колеса:

$$b = \frac{0,857 \cdot \psi_d \cdot d_{e2}}{u} = \frac{0,857 \cdot 0,495 \cdot 160}{2,8} = 24 \text{ мм.}$$

3.5 Зовнішній круговий модуль:

$$m_{te} \geq \frac{14 \cdot T_2}{\theta_F \cdot d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma]_F} \cdot K_{F\beta} = \frac{14 \cdot 240 \cdot 10^3}{1 \cdot 160 \cdot 24 \cdot 370} \cdot 1,56 = 3,689 \text{ мм.}$$

3.6 Число зубців колеса і шестерні:

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_{te}} = \frac{160}{3,689} = 43, \quad z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{43}{2,8} = 15.$$

3.7 Фактичне передаточне число:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{43}{15} = 2,867.$$

3.8 Кути ділительних конусів шестерні і колеса:

$$\text{tg}\delta_1 = \frac{1}{u_\phi} = \frac{1}{2,867} = 0,349;$$

$$\delta_1 = 19,2^\circ; \quad \delta_2 = 90^\circ - 19,2^\circ = 70,8^\circ.$$

$$\cos\delta_1 = \cos 19,2^\circ = 0,94; \quad \cos\delta_2 = \cos 70,8^\circ = 0,34;$$

$$\sin\delta_1 = \sin 19,2^\circ = 0,34; \quad \sin\delta_2 = \sin 70,8^\circ = 0,94.$$

По табл.3.5 коефіцієнти зміщення ріжучого інструменту: для шестерні $x_{n1} = + 0,32$, для колеса $x_{n2} = - 0,32$.

Таблиця 3.5

Коефіцієнти зміщення x_{el} та x_{n1}
для шестерні конічних передач*

z_1	x_{el} при передаточному числі u						x_{n1} при передаточному числі u					
	1	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	1	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15
12	—	—	—	—	0,50	0,53	—	—	—	0,32	0,37	0,39
14	—	—	0,34	0,42	0,47	0,50	—	—	0,23	0,29	0,33	0,35
16	—	0,17	0,30	0,38	0,43	0,46	—	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32
18	0	0,15	0,28	0,36	0,40	0,43	0	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30
20	0	0,14	0,26	0,34	0,37	0,40	0	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28
25	0	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24
30	0	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21

*Для передач, у яких z_1 і u відрізняються від вказаних в таблиці, коефіцієнти зміщення x_{el} та x_{n1} приймають із заокругленням в більшу сторону

3.9 Геометричні розміри передач:

а) Зовнішній ділительний діаметр шестерні і колеса:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 3,689 \cdot 15 = 55,34 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 3,689 \cdot 43 = 158,63 \text{ мм}.$$

б) Середній ділительний діаметр колеса:

$$d_2 = 0,857 \cdot d_{e2} = 0,857 \cdot 158,63 = 135,95 \text{ мм}.$$

в) Зовнішній діаметр верхівок зубців шестерні і колеса:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64 \cdot (1 + x_{n1}) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1, \text{ мм}$$

$$d_{ae1} = [55,34 + 1,64 \cdot (1 + 0,32) \cdot 3,689 \cdot 0,94] = 63,33 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64 \cdot (1 - x_{n1}) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2, \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = [158,63 + 1,64 \cdot (1 - 0,32) \cdot 3,689 \cdot 0,34] = 159,01 \text{ мм}.$$

г) Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,689 \cdot \sqrt{15^2 + 43^2} = 84 \text{ мм}.$$

д) Придатність розміру ширини зубчастого вінця b за умовою:

$$b = 24 \text{ мм} \leq 0,285 \cdot R_e = 0,285 \cdot 84 = 24 \text{ мм}.$$

Умова виконується.

3.10 Позначаємо головні параметри конічної передачі (рис.3.2).

3.11 Придатність заготовок шестерні і колеса:

а) Діаметр заготовки шестерні:

$$D_{заг} = d_{ae1} + 6 = 63,33 + 6 \approx 69 \text{ мм} < D_{zp} = 200 \text{ мм},$$

б) Товщина розрізу заготовки колеса:

$$S_{заг} = 8 m_{te} = 8 \cdot 3,689 \approx 30 \text{ мм} < S_{zp} = 125 \text{ мм}.$$

Умови придатності заготовок виконуються.

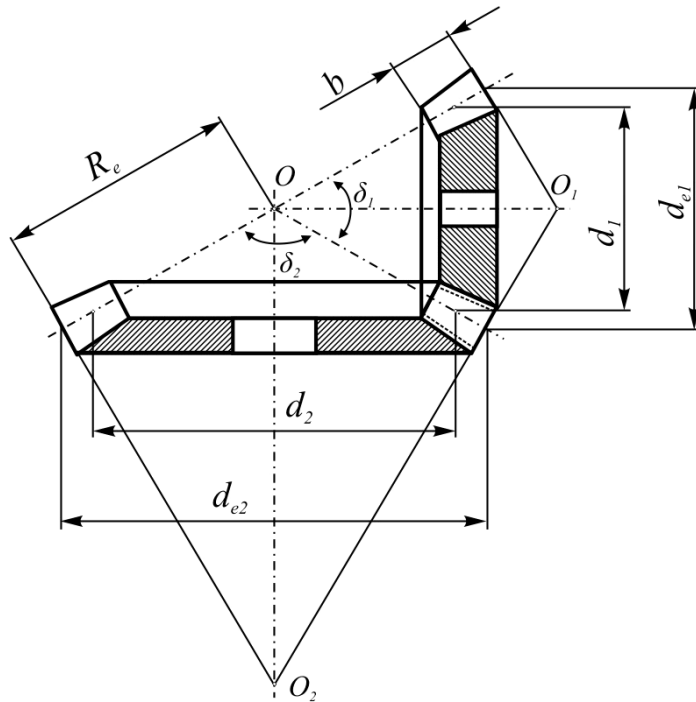


Рис. 3.2 Головні параметри конічної передачі.

3.12 Середня колова швидкість коліс:

$$V = 0,5\omega_2 \cdot d_2 = 0,5 \cdot 54 \cdot 0,13595 = 3,67 \text{ м/с.}$$

По табл.1.7 приймаємо 8-у ступінь точності передачі.

3.13 Сили в зачепленні (рис. 3.3).

а) Кругова сила на колесі і шестерні:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 240 \cdot 10^3}{135,95} = 3531 \text{ Н.}$$

б) Радіальна сила на шестерні і осьова на колесі:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1), \text{ Н}$$

$$F_{r1} = 3531 \cdot (0,44 \cdot 0,94 - 0,7 \cdot 0,34) = 620 \text{ Н.}$$

в) Осьова сила на шестерні і радіальна на колесі:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1), \text{ Н}$$

$$F_{a1} = 3531 \cdot (0,44 \cdot 0,34 + 0,7 \cdot 0,94) = 2852 \text{ Н.}$$

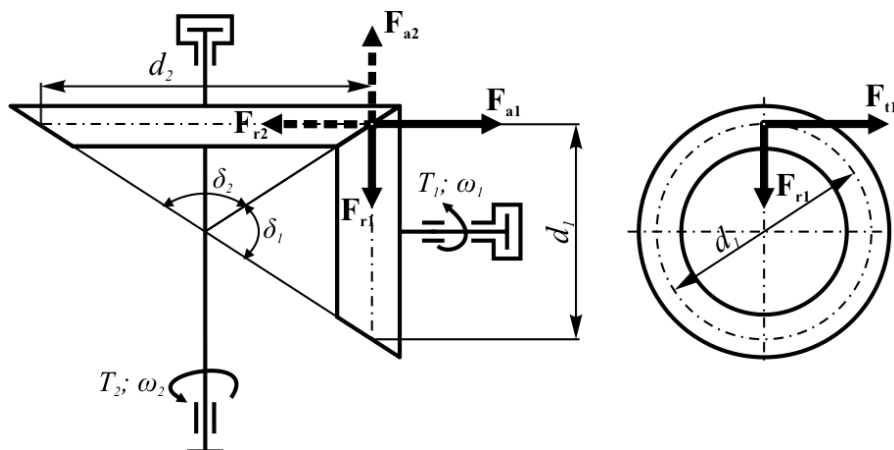


Рис. 3.3 Сили в зачепленні.

3.14 Перевірка зубців по контактним напруженням.

а) Приймаємо розрахункові коефіцієнти: коефіцієнти динамічного навантаження $K_{H\alpha} = 1,05$ та $K_{F\alpha} = 1,1$ (табл.1.5).

б) Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{\theta_H \cdot d_{e2} \cdot b}} K_{H\beta} K_{H\alpha}, \text{ МПа}$$
$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{3530 \cdot \sqrt{2,867^2 + 1}}{1,3 \cdot 158,63 \cdot 24}} \cdot 1,35 \cdot 1,05 = 824 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 877 \text{ МПа}$$
$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{\sigma_H} \cdot 100\% = \frac{877 - 824}{877} \cdot 100\% = 5,7\%$$

Недовантаження складає 5,7%, що менше 10%.

Контактна міцність зубців забезпечується.

3.15 Перевірка зубців по напруженням згинання.

а) Еквівалентні числа зубців шестерні і колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1 \cdot \cos^3\beta} = \frac{15}{0,94 \cdot 0,82^3} \approx 29;$$
$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2 \cdot \cos^3\beta} = \frac{43}{0,34 \cdot 0,82^3} \approx 229.$$

б) По табл. 1.5 приймаємо коефіцієнти форми зубця: для шестерні $Y_{F1} = 3,53$ при $x_{n1} = +0,32$ і $z_{v1} = 29$; для шестерні $Y_{F2} = 3,62$ при $x_{n2} = -0,32$ і $z_{v2} = 229$.

в) Розрахункові напруження згинання в основі зубців:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot \frac{F_t}{\theta_F b m_{te}} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 3,62 \cdot \frac{3531}{1 \cdot 24 \cdot 3,689} \cdot 1,56 \cdot 1,1 = 248 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 370 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 248 \cdot \frac{3,53}{3,62} = 242 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 370 \text{ МПа}.$$

Міцність зубців на згинання забезпечується.

Варіанти завдань для практичної роботи № 3

1. $T_2 = 170 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ $u = 4$	2. $T_2 = 168 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 52 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,9$	3. $T_2 = 166 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 54 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,8$	3. $T_2 = 164 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 56 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,7$
5. $T_2 = 162 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 58 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,6$	6. $T_2 = 160 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 60 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,5$	7. $T_2 = 158 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 62 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,4$	8. $T_2 = 156 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 64 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,3$
9. $T_2 = 154 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 66 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,2$	10. $T_2 = 152 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 68 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,1$	11. $T_2 = 150 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 70 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,0$	12. $T_2 = 148 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 72 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,9$

13. $T_2 = 144 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 74 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,8$	14. $T_2 = 142 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 76 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,7$	15. $T_2 = 140 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 78 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,6$	16. $T_2 = 138 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 80 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,5$
17. $T_2 = 136 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 82 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,4$	18. $T_2 = 134 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 84 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,3$	19. $T_2 = 132 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 86 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,2$	20. $T_2 = 130 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 88 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,1$

Контрольні запитання:

1. Перелічити переваги та недоліки конічних передач
2. Вказати основні геометричні розміри конічних передач.
3. Перелічити розрахунки на міцність конічних передач.
4. Назвати де застосовуються конічні передачі.

Література:

1. Левицький В.Г., Кальчук С.В. Теорія машин і механізмів та деталі машин. Методичні вказівки до виконання розрахункових робіт. – Житомир: ЖДТУ, 2006. – С. 23-29
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – С. 163-167.
3. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Б.С. Козинцев и др. – 5-е изд., переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – С. 150-157.

Практичне заняття № 4

РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Мета роботи – навчитись визначати основні кінематичні, силові та геометричні параметри черв'ячного зачеплення.

Основні теоретичні відомості

Черв'ячні редуктори служать для передачі обертального руху між двигуном і робочим органом машини між валами, осі яких є такими, що схрещуються у просторі, зі зниженням частоти обертання вихідного вала і відповідного підвищення обертального моменту (рис. 4.1). Ведучим у передачі є черв'як – гвинт з трапецеїдальною різьбою з малим числом заходів ($z_1=1\dots4$). Зубці черв'ячного колеса для збільшення довжини контактних ліній з черв'яком в осьовому перерізі мають форму дуги.

Черв'ячна передача – це зубчасто-гвинтова передача, рух у якій перетворюється за принципом гвинтової пари з притаманним їй підвищенням ковзанням.

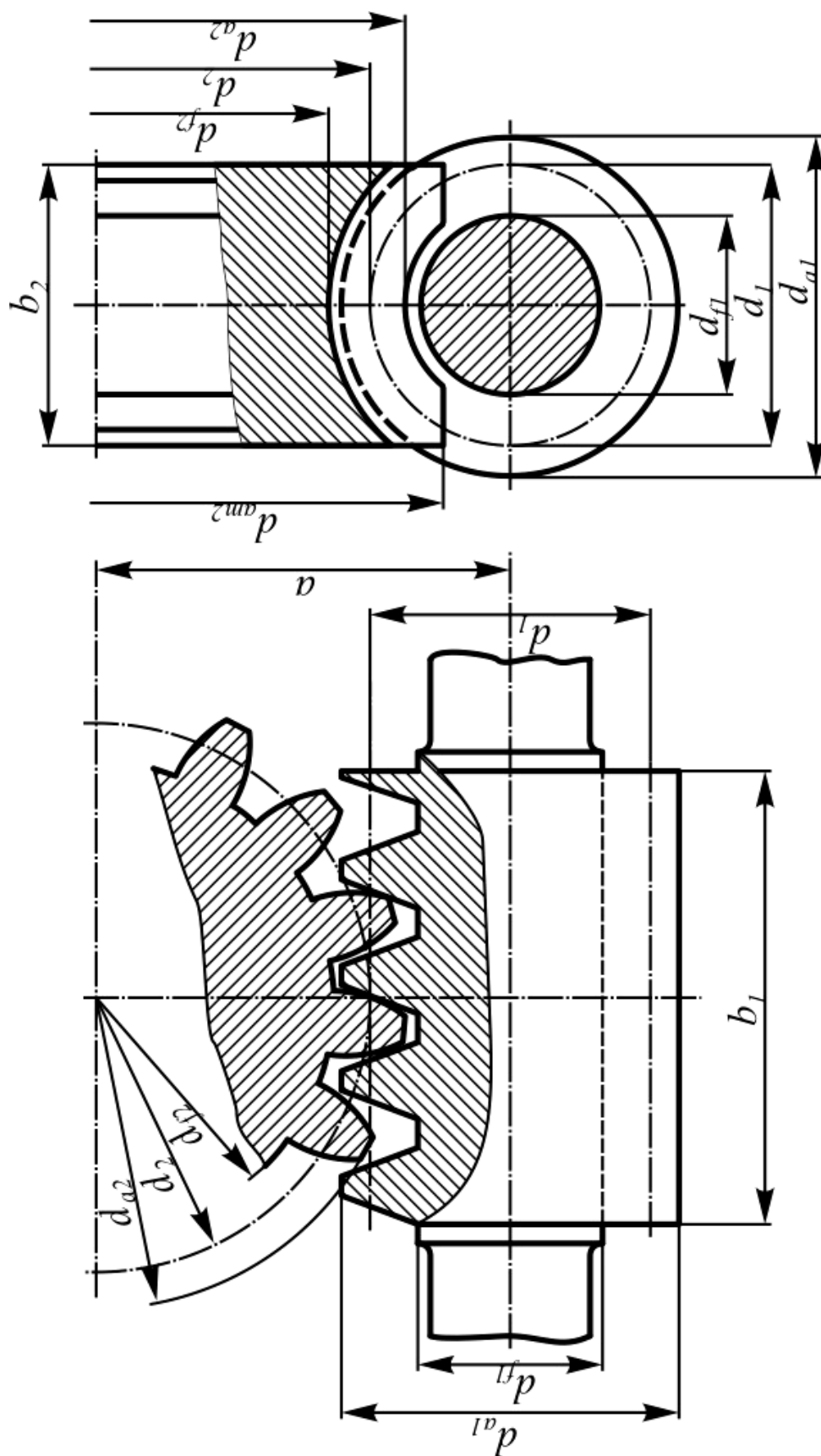


Рис. 4.1 Основні геометричні параметри черв'ячної передачі.

Приклад вирішення практичної роботи

Розрахувати черв'ячну передачу редуктора з нижнім розташуванням черв'яка та перевірити її на міцність. Виконати тепловий розрахунок черв'ячної передачі (рис. 4.1).

Вихідні дані

1. Обертний момент на валу колеса $T_2 = 730$ Нм.
2. Кутова швидкість колеса $\omega_2 = 4,7$ с⁻¹.
3. Передаточне число $u = 21,4$.
4. Умови роботи: ресурс передачі $L_h = 15000$ год, передача реверсивна, навантаження близьке до сталого.

4.1 Матеріали вінця черв'ячного колеса і черв'яка.

Визначаємо швидкість ковзання в зачепленні:

$$V'_s = \frac{4,3 \cdot \omega_2 \cdot u}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2} = \frac{4,3 \cdot 4,7 \cdot 21,4}{10^3} \cdot \sqrt[3]{730} = 3,9 \text{ м/с.}$$

По табл.4.1 приймаємо для вінця черв'ячного колеса бронзу БрА9ЖЗЛ (відливка в кокіль) з $\sigma_m = 195$ МПа, $\sigma_s = 490$ МПа.

По табл.4.1 для черв'яка приймаємо сталь 40Х з термообробкою: покращення заготовки до твердості 269...302 НВ і загартування с.в.ч. до твердості поверхні витків 45...50 HRC_e. Витки шліфують і полірують, так як вибрана бронза має понижені протизадирні властивості.

Таблиця 4.1 Механічні характеристики матеріалів вінців черв'ячних коліс

Марка бронзи, чавуну	Спосіб відливки	Механічні характеристики, МПа			Допустиме контактне напруження, МПа	Швидкість ковзання V_s , м/с
		σ_T	σ_B	σ_{B3}		
БрО10Н1Ф1	ц	165	285	—	195C _V	> 5
БрО10Ф1	к	195	245	—		
	п	132	215	—		
БрА9ЖЗЛ	ц	200	500	—	300 – 25V _s	4...5
	к	195	490	—		3...4
	п	195	392	—		2...3
СЧ12	—	—	—	280	175 – 35V _s	< 2
СЧ15	—	—	—	315		

*Спосіб відливки: ц – центробіжний, к – в кокіль, п – в пісок.

σ_T , σ_B , σ_{B3} – межа текучості і межа міцності при розтяганні та згинанні, МПа.

4.2 Допустимі напруження для матеріалу вінця колеса.

а) Допустиме контактне напруження (табл.4.1):

$$[\sigma]_H = (300 - 25 \cdot V'_s) = (300 - 25 \cdot 3,9) = 202,5 \text{ МПа.}$$

б) Число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса:

$$N = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h = 573 \cdot 4,7 \cdot 15 \cdot 10^3 = 40,4 \cdot 10^6.$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{40,4 \cdot 10^6}} = 0,87.$$

Допустиме напруження згинання (табл.4.3):

$$[\sigma]_F = 0,16\sigma_s \cdot K_{FL} = 0,16 \cdot 490 \cdot 0,87 = 68,3 \text{ МПа}.$$

Таблиця 4.2 Значення коефіцієнта інтенсивності зношування зубців черв'ячного колеса C_V

$V_s, \text{ м/с}$	5...6	6...7	7...8	> 8
C_v	0,95	0,88	0,83	0,80

Таблиця 4.3 Допустимі напруження згинання $[\sigma]_F$ для матеріалів черв'ячних коліс

Матеріал вінця колеса	Нереверсивна передача (робота зубців одною стороною)	Ревверсивна передача (робота зубців двома сторонами)
Бронза, латунь	$[\sigma]_F = (0,08\sigma_s + 0,25\sigma_m)K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,16\sigma_s K_{FL}$
Чавун	$[\sigma]_F = 0,12\sigma_{сз} K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,075\sigma_{сз} K_{FL}$

4.3 Міжосьова відстань передачі.

$$a_\omega \geq 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma]_H^2}} = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{730 \cdot 10^3}{202,5^2}} = 158,7 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартне значення $a_\omega = 160 \text{ мм}$ (табл. 1.6).

4.4 Число витків черв'яка z_1 і число зубців колеса z_2 .

Число витків черв'яка z_1 залежить від передаточного числа u (табл. 4.4).

При $u = 21,4$ приймаємо $z_1 = 2$.

Тоді $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 21,4 = 42,8$. Приймаємо $z_2 = 43 > z_{2min} = 28$.

Таблиця 4.4 Залежність числа витків черв'яка z_1 від передаточного числа u

u	8...14	15...30	> 30
z_1	4	2	1

4.5 Модуль зачеплення.

$$m = \frac{(1,5...1,7) \cdot a_\omega}{z_2} = \frac{(1,5...1,7) \cdot 160}{43} = 5,58...6,33 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартне значення $m = 6,3 \text{ мм}$ (табл. 4.5).

Таблиця 4.5

Ряд стандартних значень модуля m та
коефіцієнта діаметра черв'яка q (ГОСТ 2144-76)

m , мм	2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20
q	7,1; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25

4.6 Коефіцієнт діаметра черв'яка q .

$$q \geq 0,212 \cdot z_2 = 0,212 \cdot 43 = 9,1.$$

Приймаємо стандартне значення $q = 10$ (табл. 4.5).**4.7 Коефіцієнт зміщення інструменту.**

$$x = (a_w / m) - 0,5(q + z_2) = (160 / 6,3) - 0,5 \cdot (10 + 43) = -1,1,$$

що перевищує граничне значення $x = \pm 1$. Щоб одержати $-1 \leq x \leq 1$, зменшуємо число зубців колеса до значення $z_2 = 42$, тоді одержимо $x = -0,4$.**4.8 Фактичне передаточне число.**

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{42}{2} = 21.$$

$$\Delta u = \frac{u - u_\phi}{u} \cdot 100\% = \frac{21,4 - 21}{21,4} \cdot 100\% = 1,8\%$$

Відхилення u_ϕ від заданого значення становить $1,8\% < 4\%$, що допустимо.

Остаточно маємо наступні параметри передачі:

$$a_w = 160 \text{ мм}; m = 6,3 \text{ мм}; z_1 = 2; z_2 = 42; q = 10; u_\phi = 21; x = -0,4.$$

4.9 Основні геометричні розміри черв'яка і черв'ячного колеса.а) Дільний діаметр черв'яка: $d_1 = qm = 10 \cdot 6,3 = 63 \text{ мм}$.Діаметр верхівок витків: $d_{a1} = d_1 + 2m = 63 + 2 \cdot 6,3 = 75,6 \text{ мм}$.Діаметр западин витків: $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 63 - 2,4 \cdot 6,3 = 47,9 \text{ мм}$.

Довжина нарізаної частини черв'яка:

$$b_1 \geq m \cdot (11 + 0,06 \cdot z_2) = 6,3 \cdot (11 + 0,06 \cdot 42) = 85 \text{ мм}.$$

Для виходу шліфувального інструменту отриману довжину збільшуємо на $3m$ і приймаємо $b_1 = 100 \text{ мм}$.

Дільний кут підйому лінії витка:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10} = 0,2; \quad \psi = 11^\circ 18'.$$

б) Дільний діаметр колеса:

$$d_2 = mz_2 = 6,3 \cdot 42 = 264,6 \text{ мм}.$$

Діаметр верхівок зубців:

$$d_{a2} = d_2 + 2m \cdot (1 + x) = 264,6 + 2 \cdot 6,3 \cdot [1 + (-0,6)] = 269,64 \text{ мм}.$$

Найбільший діаметр колеса:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 269,64 + \frac{6 \cdot 6,3}{2 + 2} = 279 \text{ мм}.$$

Ширина зубчастого вінця:

$$b_2 = 0,355a_w = 0,355 \cdot 160 = 57 \text{ мм}.$$

4.10 Позначаємо головні параметри черв'ячної передачі (рис. 4.1).

4.11 Фактична швидкість ковзання.

$$V_s = \frac{u_\phi \cdot \omega_2 \cdot d_1}{2 \cos \psi} = \frac{21 \cdot 4,7 \cdot 0,063}{2 \cos 11^\circ 18'} = 3,2 \text{ м/с.}$$

4.12 К.К.Д. передачі.

По табл.4.6 при $V_s = 3,2$ м/с приймаємо $\varphi' = 1^\circ 56'$.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg}(11^\circ 18')}{\operatorname{tg}(11^\circ 18' + 1^\circ 56')} = 0,85.$$

Таблиця 4.6 Залежність кута тертя φ' від швидкості ковзання V_s

Матеріал вінця колеса	Кут тертя φ' при швидкості ковзання V_s , м/с							
	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	7	10
Олов'яні бронзи	2°30'	2°20'	2°	1°40'	1°30'	1°20'	1°	0°55'
Безолов'яні бронзи, латунь, чавун	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°	1°40'	1°30'	1°20'

4.13 Сили в черв'ячному зачепленні (рис.4.2).

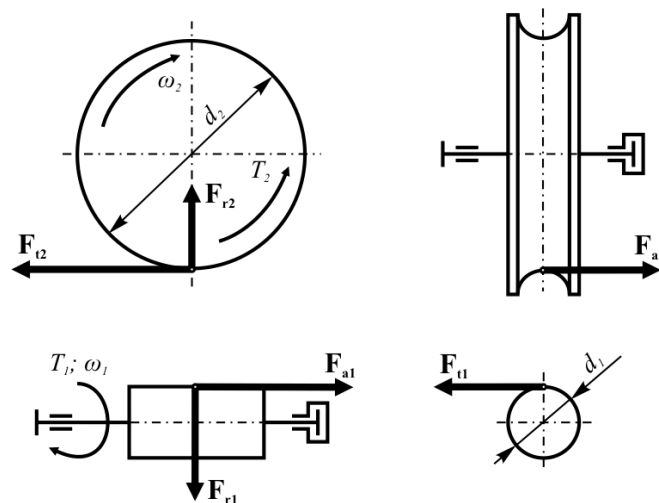


Рис. 4.2 Сили в черв'ячному зачепленні.

а) Колова сила на колесі та осьова на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 730 \cdot 10^3}{264,6} = 5520 \text{ Н.}$$

б) Колова сила на черв'яку та осьова на колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{F_{t2} \cdot z_1}{q \cdot \eta} = \frac{5520 \cdot 2}{10 \cdot 0,85} = 1300 \text{ Н.}$$

в) Радіальна сила на черв'яку та колесі (при куті профілю витка в осьовому перерізі $\alpha = 20^\circ$):

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 5520 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2010 \text{ Н.}$$

4.14 Колова швидкість колеса:

$$V_2 = 0,5\omega_2 \cdot d_2 = 0,5 \cdot 4,7 \cdot 0,2646 = 0,62 \text{ м/с.}$$

4.15 Перевірка зубців колеса по контактним напруженням.

а) Приймаємо коефіцієнт навантаження $K = K_\beta K_v = 1$, так як $V_2 < 3 \text{ м/с}$.

б) Розрахункова швидкість ковзання $V_s = 3,2 \text{ м/с}$ відрізняється від попередньо прийнятої V'_s , тому уточнюємо $[\sigma]_H$:

$$[\sigma]_H = (300 - 25 \cdot V_s) = (300 - 25 \cdot 3,2) = 220 \text{ МПа.}$$

в) Розрахункове контактне напруження в зачепленні:

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K = 340 \cdot \sqrt{\frac{5520}{63 \cdot 264,6}} \cdot 1 = 196 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 220 \text{ МПа.}$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{\sigma_H} \cdot 100\% = \frac{220 - 196}{220} \cdot 100\% = 10,9\%$$

Недовантаження складає $10,9\% < 15\%$, що допустимо.

Контактна міцність зубців забезпечується.

4.16 Перевірка зубців колеса по напруженнях згинання.

а) Еквівалентне число зубців колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \psi} = \frac{42}{\cos^3 11^\circ 18'} = 45.$$

б) Приймаємо коефіцієнт форми зубця $Y_{F2} = 1,48$ (табл. 4.7).

Таблиця 4.7 Значення коефіцієнта форми зубця колеса Y_{F2}

z_{v2}	26	28	30	32	35	37	40
Y_{F2}	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55
z_{v2}	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

в) Розрахункове напруження згинання в основі зубця:

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2} \cdot K}{b_2 \cdot m} = 0,7 \cdot 1,48 \cdot \frac{5520 \cdot 1}{57 \cdot 6,3} = 16 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 69,6 \text{ МПа.}$$

Міцність зубців на згинання забезпечується.

4.17 Орієнтовна площа поверхні корпусу:

$$A \approx 20 \cdot a_\omega^2 = 20 \cdot 0,160^2 = 0,512 \text{ м}^2.$$

4.18 Потужність на черв'яку:

$$P_1 = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{\eta} = \frac{730 \cdot 4,7}{0,85} = 4 \text{ кВт.}$$

4.19 Температура масла в корпусі черв'ячного редуктора:

$$t_m = t_\epsilon + \frac{(1 - \eta) \cdot P_1}{K_m \cdot A} = 20 + \frac{(1 - 0,85) \cdot 4 \cdot 10^3}{17 \cdot 0,512} = 89^\circ \text{C} < [t]_m = 95^\circ \text{C.}$$

Робота черв'ячного редуктора без перегріву забезпечується.

Варіанти завдань для практичної роботи № 4

1. $T_2 = 785 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,15 \text{ с}^{-1}$ $u = 10$	2. $T_2 = 780 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,2 \text{ с}^{-1}$ $u = 11$	3. $T_2 = 775 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,25 \text{ с}^{-1}$ $u = 12$	4. $T_2 = 770 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,3 \text{ с}^{-1}$ $u = 13$
5. $T_2 = 765 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,35 \text{ с}^{-1}$ $u = 14$	6. $T_2 = 760 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,4 \text{ с}^{-1}$ $u = 15$	7. $T_2 = 755 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,45 \text{ с}^{-1}$ $u = 16$	8. $T_2 = 750 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,5 \text{ с}^{-1}$ $u = 17$
9. $T_2 = 745 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,55 \text{ с}^{-1}$ $u = 18$	10. $T_2 = 740 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,6 \text{ с}^{-1}$ $u = 19$	11. $T_2 = 735 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,65 \text{ с}^{-1}$ $u = 20$	12. $T_2 = 730 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,7 \text{ с}^{-1}$ $u = 21$
13. $T_2 = 725 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,75 \text{ с}^{-1}$ $u = 22$	14. $T_2 = 720 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,8 \text{ м/с}$ $u = 23$	15. $T_2 = 715 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,85 \text{ с}^{-1}$ $u = 24$	16. $T_2 = 710 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,9 \text{ с}^{-1}$ $u = 25$
17. $T_2 = 750 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 4,95 \text{ с}^{-1}$ $u = 26$	18. $T_2 = 700 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 5,0 \text{ с}^{-1}$ $u = 27$	19. $T_2 = 695 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 5,05 \text{ с}^{-1}$ $u = 28$	20. $T_2 = 690 \text{ Нм}$ $\omega_2 = 5,1 \text{ с}^{-1}$ $u = 29$

Контрольні запитання:

1. Перелічити переваги та недоліки черв'ячних передач
2. Вказати основні геометричні розміри черв'ячних передач.
3. Перелічити розрахунки на міцність черв'ячних передач.
4. Назвати де застосовуються черв'ячні передачі.

Література:

1. Левицький В.Г., Кальчук С.В. Теорія машин і механізмів та деталі машин. Методичні вказівки до виконання розрахункових робіт. – Житомир: ЖДТУ, 2004. – С. 30-36.
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – С. 206-217.
3. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Б.С. Козинцев и др. – 5-е изд., переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – С. 251-265.
4. Павлице В.Т. Деталі машин та розрахунок деталей машин. – Львів.: Афіша, 2003. – С. 348-371.

РОЗРАХУНОК ПЛОСКОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.

Мета роботи – навчитись визначати основні кінематичні, силові та геометричні параметри плоскостасової передачі.

Основні теоретичні відомості

В пасових передачах передача енергії відбувається за рахунок сил тертя між пасом і шківками. Пас попередньо натягується. Попереднє натягіння відбувається за рахунок пружного розтягу паса під час одягання на шківки, або за допомогою застосування спеціальних натяжних пристроїв.

Приклад вирішення практичної роботи

Розрахувати плоскостасову передачу.

Вихідні дані

1. Потужність електродвигуна $P_1 = 5,2$ кВт.
2. Кутова швидкість валу малого шківка $\omega_1 = 300$ с⁻¹.
3. Передаточне число $u = 3$.
4. Умови роботи: робота двохзмінна, навантаження близьке до сталого, кут нахилу лінії центрів шківків до горизонту $\theta = 70^\circ$, коефіцієнт ковзання $\varepsilon = 0,015$, коефіцієнт нерівномірності навантаження $C_F = 0,85$.

5.1 Визначаємо мінімально допустимий діаметр ведучого шківка із умови довговічності:

$$d_1 \geq 70 \cdot \delta = 70 \cdot 2,8 = 196 \text{ мм.}$$

де δ – товщина паса, мм. Величину δ обирають за табл.5.1

Таблиця 5.1 Розрахункові параметри кордшнурового прогумованого паса

δ , мм	d_1 , мм	σ_0 , МПа	$[k_0]$, МПа
2,8	100	2	0,9
2,8	180	2	1,6
2,8	220	2	2,32

Приймаємо $d_1 = 200$ мм (табл. 5.2).

Таблиця 5.2

Ряд стандартних значень діаметра шківів та довжини ремня

Діаметр шківів d , мм:
63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.
Довжина ремня l , мм
500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000 мм.
Ширина ремня b , мм
30, 40, 50, 60

5.2 Визначаємо діаметр веденого шківів:

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon),$$

де u – передаточне число відкритої передачі ($u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$); $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коефіцієнт проковзування. Обчислене значення заокруглити до стандартного.

$$d_2 = 200 \cdot 3 \cdot (1 - 0,015) = 592 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_2 = 630$ мм (табл. 5.2).

5.3 Визначаємо фактичне передаточне число та перевіряємо його відхилення від заданого:

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)},$$

$$u = \frac{630}{200 \cdot (1 - 0,015)} = 3,19.$$

$$\Delta u = \frac{|u - u_\phi|}{u} \cdot 100\% \leq 3\%$$

$$\Delta u = \frac{|3,19 - 3|}{3} \cdot 100\% = 6,5\% > 3\%$$

Якщо Δu не відповідає умові, обираємо ведучий шків більше $d_{1\min}$ за стандартним рядом.

Обираємо $d_1 = 224$ мм.

5.4 Визначаємо попереднє значення міжосьової відстані:

$$a_p \geq 1,5 \cdot (d_2 + d_1), \text{ мм}$$

$$a_p = 1,5 \cdot (630 + 224) = 1281 \text{ мм.}$$

5.5 Визначаємо розрахункову довжину паса:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}, \text{ мм}$$
$$l = 2 \cdot 1281 + \frac{\pi}{2}(630 + 224) + \frac{(630 - 224)^2}{4 \cdot 1281} = 3935 \text{ мм}$$

Приймаємо $l = 4000$ мм (табл. 5.2).

5.6 Уточнюємо величину міжосьової відстані за стандартною довжиною паса:

$$a = \frac{1}{8}(2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}), \text{ мм}$$
$$a = \frac{2 \cdot 4000 - \pi(630 + 224) + \sqrt{[2 \cdot 4000 - \pi(630 + 224)]^2 - 8(630 - 224)^2}}{8} = 1314 \text{ мм}$$

5.7 Визначаємо величину кута обхвату ведучого шківу пасом:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}.$$
$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - \frac{57^\circ(630 - 224)}{1314} = 162,39^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ.$$

Кут обхвату повинен відповідати умові $\alpha_1 \geq 150^\circ$.

5.8 Визначаємо швидкість паса:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_{\text{ном}}}{60 \cdot 10^3} \leq [V], \quad \text{або} \quad V = 0,5\omega_1 \cdot d_1 \leq [V]$$
$$V = 0,5 \cdot 300 \cdot 0,2 = 30 \text{ м/с} < [V] = 35 \text{ м/с}.$$

де $n_{\text{ном}} = \frac{P_{\text{ном}}}{\omega_1}$ – частота обертання ведучого шківa, хв^{-1} , $[V] = 35 \text{ м/с}$ – допустима швидкість.

5.9 Визначаємо частоту пробігів паса:

$$U = \frac{V}{l} \leq [U],$$
$$U = \frac{30}{4} = 7,5 \text{ с}^{-1} < [U] = 15 \text{ с}^{-1}.$$

де $[U] = 15 \text{ с}^{-1}$ – допустима частота пробігів.

5.10 Позначаємо головні параметри пасової передачі (рис. 5.1):

5.11 Визначаємо колову силу, яку передає пас:

$$F_t = \frac{P_{\text{ном}} \cdot 10^3}{V}, \text{ Н}$$
$$F_t = \frac{5,2 \cdot 10^3}{30} = 170 \text{ Н}.$$

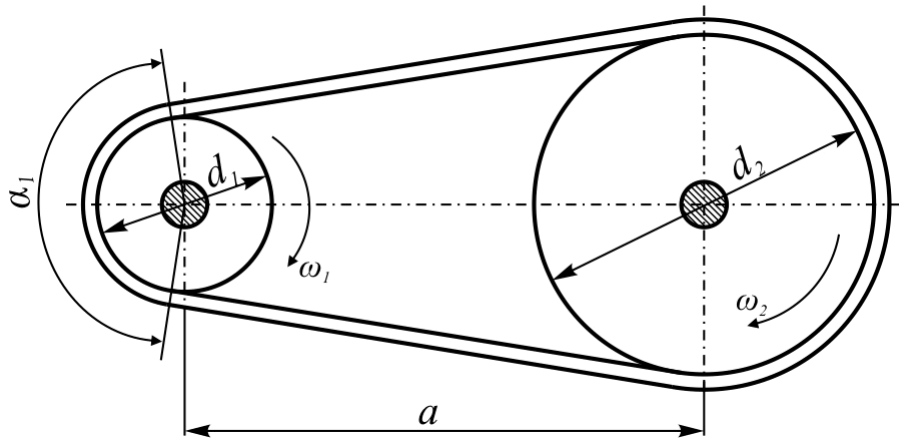


Рис.5.1 Головні параметри пасової передачі.

5.12 Визначаємо допустиму питому колову силу $[k_n]$, МПа:

$$[k_n] = [k_0] \cdot C_\theta \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_d \cdot C_F,$$

де $[k_0]$ – допустима приведена питома колова сила, МПа; C_θ – коефіцієнт кута нахилу лінії центрів шківів до горизонту; C_α – коефіцієнт кута обхвату α на меншому шкві; C_v – коефіцієнт впливу натягу від центробіжної сили; C_p – коефіцієнт динамічності навантаження і тривалості роботи; C_d – коефіцієнт впливу діаметра меншого шківа; $C_F = 0,85$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між кордшнурами і уточними нитками плоского паса;

Приймаємо допустиму приведену питому колову силу в ремені $[k_0] = 1,96$ МПа (табл. 5.3).

Приймаємо поправочні коефіцієнти (табл. 5.3):

$C_\theta = 0,9$ – коефіцієнт кута нахилу лінії центрів шківів до горизонту;

$C_\alpha = 0,94$ – коефіцієнт кута обхвату α_1 на меншому шкві;

$C_v = 0,92$ – коефіцієнт впливу натягу від центробіжної сили;

$C_p = 0,9$ – коефіцієнт динамічності навантаження та тривалості роботи;

$C_d = 1,2$ – коефіцієнт впливу діаметра меншого шківа d_1 .

$$[k_n] = 1,96 \cdot 0,9 \cdot 0,92 \cdot 1,2 \cdot 0,85 \cdot 0,94 \cdot 0,9 = 1,4 \text{ МПа.}$$

5.13 Визначаємо ширину паса:

$$b = \frac{F_t}{\delta \cdot [k_n]} = \frac{170}{2,8 \cdot 1,4} = 44 \text{ мм.}$$

Ширину паса заокруглити до стандартного значення

b , мм	32	40	50	63	71	80	90	100
B , мм	40	50	63	71	80	90	100	112

де B – стандартне значення ширини шківа.

Приймаємо $b = 50$ мм (табл. 5.2).

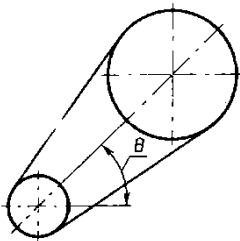
5.14 Визначаємо силу попереднього натягу паса:

Приймаємо попереднє напруження в ремені $\sigma_0 = 2$ МПа (табл. 5.4).

$$F_0 = \sigma_0 \cdot \delta \cdot b = 2 \cdot 2,8 \cdot 50 = 280 \text{ Н}$$

Таблиця 5.3

Значення поправочних коефіцієнтів C

Коефіцієнт динамічності навантаження і тривалості роботи								
Характер навантаження	спокійна	з помірними коливаннями	із значними коливаннями	ударна і різко нерівномірна				
C_p	1	0,9	0,8	0,7				
Примітка. При двозмінній роботі C_p слід понижувати на 0,1, при трьохзмінній – на 0,2.								
Коефіцієнт кута обхвату α на меншому шківі								
Кут обхвату α_1 , град.		180	170	160	150	140	130	120
C_α	для плоских пасів	1	0,97	0,94	0,91	-	-	-
	для клинових і поліклинових пасів	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коефіцієнт впливу натягу від відцентрової сили C_v								
Швидкість паса V , м/с		1	5	10	15	20	25	30
C_v	для плоских пасів	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	для клинових і поліклинових пасів	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6
Коефіцієнт кута нахилу лінії центрів шківів до горизонту C_θ								
Кут нахилу θ , град.						0... 60	60...80	80...90
C_θ						1	0,9	0,8
Коефіцієнт впливу діаметра меншого шківів C_d								
Діаметр шківів		15	20	40	60	90	120 і більше	
C_d		0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2	

Якщо умова $\sigma_{\max} \leq [\sigma]_p$ не витримується, то слід збільшити діаметр d_1 ведучого шківів.

Таблиця 5.4

Значення $[k_0]$ для різних типів ременів

Тип ременя	δ , мм	d_1 , мм	$[k_0]$, МПа	σ_o , МПа
Кордшнуровий	2,8	100	0,9	2
		180	1,6	
		220	2,32	
Синтетичний	0,5	100...200	2,0	3
	0,7	100...220	1,43	

5.15 Визначаємо сили тиску на валі

$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \cdot 280 \cdot \sin(162,39 / 2) = 553,4 \text{ Н.}$$

Варіанти завдань для практичної роботи № 5

1. $P_1 = 4,2 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 200 \text{ с}^{-1}$ $u = 4$ $\theta = 60^\circ$	2. $P_1 = 4,25 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 205 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,9$ $\theta = 65^\circ$	3. $P_1 = 4,3 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 210 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,8$ $\theta = 70^\circ$	4. $P_1 = 4,35 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 215 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,7$ $\theta = 75^\circ$
5. $P_1 = 4,4 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 220 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,6$ $\theta = 80^\circ$	6. $P_1 = 4,45 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 225 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,5$ $\theta = 85^\circ$	7. $P_1 = 4,5 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 230 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,4$ $\theta = 90^\circ$	8. $P_1 = 4,55 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 235 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,3$ $\theta = 60^\circ$
9. $P_1 = 4,6 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 240 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,2$ $\theta = 65^\circ$	10. $P_1 = 4,65 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 245 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,1$ $\theta = 70^\circ$	11. $P_1 = 4,7 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 250 \text{ с}^{-1}$ $u = 3,0$ $\theta = 75^\circ$	12. $P_1 = 4,75 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 255 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,9$ $\theta = 80^\circ$
13. $P_1 = 4,8 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 260 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,8$ $\theta = 85^\circ$	14. $P_1 = 4,85 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 265 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,7$ $\theta = 90^\circ$	15. $P_1 = 4,9 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 270 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,6$ $\theta = 60^\circ$	16. $P_1 = 4,95 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 275 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,5$ $\theta = 65^\circ$
17. $P_1 = 5,0 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 280 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,4$ $\theta = 70^\circ$	18. $P_1 = 5,05 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 285 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,3$ $\theta = 75^\circ$	19. $P_1 = 5,1 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 290 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,2$ $\theta = 80^\circ$	20. $P_1 = 5,15 \text{ кВт}$ $\omega_1 = 295 \text{ с}^{-1}$ $u = 2,1$ $\theta = 85^\circ$

Контрольні запитання:

1. Назвати переваги та недоліки пасової передачі.
2. Перелічити головні параметри пасової передачі.
3. Назвати критерії працездатності пасової передачі.
4. Вказати де застосовуються пасові передачі.

Література:

1. Левицький В.Г., Кальчук С.В. Теорія машин і механізмів та деталі машин. Методичні вказівки до виконання розрахункових робіт. – Житомир: ЖДТУ, 2004. – С. 45-52.
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – С. 251-275.
3. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Б.С. Козинцев и др. – 5-е изд., переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – С. 290-320.
4. Павлице В.Т. Деталі машин та розрахунок деталей машин. – Львів.: Афіша, 2003. – С. 222-252.

РОЗРАХУНОК РОЗ'ЄМНИХ З'ЄДНАНЬ

Мета роботи – навчитись визначати основні параметри роз'ємних з'єднань.

Основні теоретичні відомості

З'єднання є важливими елементами машинобудівних конструкцій. До **роз'ємних з'єднань**, які можуть розбиратися без руйнування деталей, що їх складають, належать: різьбові з'єднання; шпонкові з'єднання; шліцьові з'єднання; профільні з'єднання; штифтові з'єднання; клинові з'єднання.

ЗАВДАННЯ №1

Визначити діаметр болтів, які з'єднують сталіні полоси (рис.6.1).

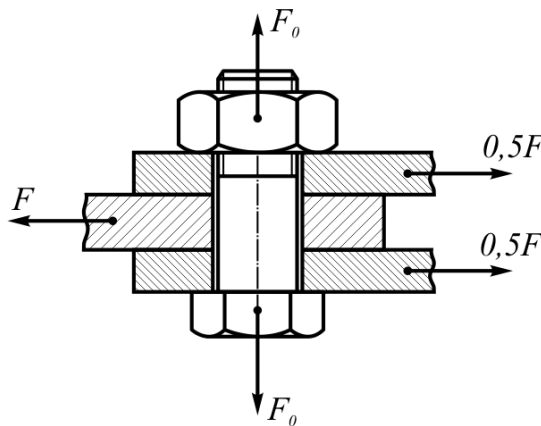


Рис. 6.1 Розрахункова схема болта

Вихідні дані

1. Поперечна сила $F = 2,8$ кН.
2. Коефіцієнт запасу міцності $[s_m] = 3,5$.
3. Клас міцності 4.6, $\sigma_m = 240$ Н/мм², число болтів $z = 2$, число стиків $i = 2$.
4. Умови роботи: навантаження постійне.

Приклад вирішення практичної роботи

6.1.1 Допустимі напруження розтягу.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_m}{[s_m]} = \frac{240}{3,5} = 68,6 \text{ Н/мм}^2$$

6.1.2 Розрахункові коефіцієнти.

Приймаємо коефіцієнт запасу по зсуву листів $K = 1,6$ і коефіцієнт тертя $f = 0,16$.

6.1.3 Необхідна сила затяжки болта.

$$F_0 = \frac{F \cdot K}{f \cdot i \cdot z} = \frac{2,8 \cdot 1,6}{0,16 \cdot 2 \cdot 2} = 7 \text{ кН.}$$

6.1.4 Розрахункова сила затяжки болта.

$$F_{(p)} = 1,3F_0 = 1,3 \cdot 7 = 9,1 \text{ кН.}$$

6.1.5 Розрахунковий діаметр різьби.

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{(p)}}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 68,6}} = 13 \text{ мм.}$$

Приймаємо різьбу М16 із зовнішнім діаметром $d = 16$ мм та кроком $p = 2$ мм (табл. 6.1).

6.1.6 Перевірка придатності болта.

$$d'_p = d - 0,94p = 16 - 0,94 \cdot 2 = 14,1 \text{ мм} > d_p = 13 \text{ мм.}$$

Болт М16 придатний.

ЗАВДАННЯ №2

Підібрати шпонкове з'єднання сталюого зубчастого колеса з валом.

Вихідні дані

1. Обертний момент $T = 190$ Н·м.
2. Діаметр вала $d = 40$ мм
3. Умови роботи: навантаження спокійне.

Приклад вирішення практичної роботи

6.2.1 Вибір з'єднання. Для з'єднання вала з колесом приймаємо призматичну шпонку із заокругленими торцями (виконання 1) (рис. 6.2).

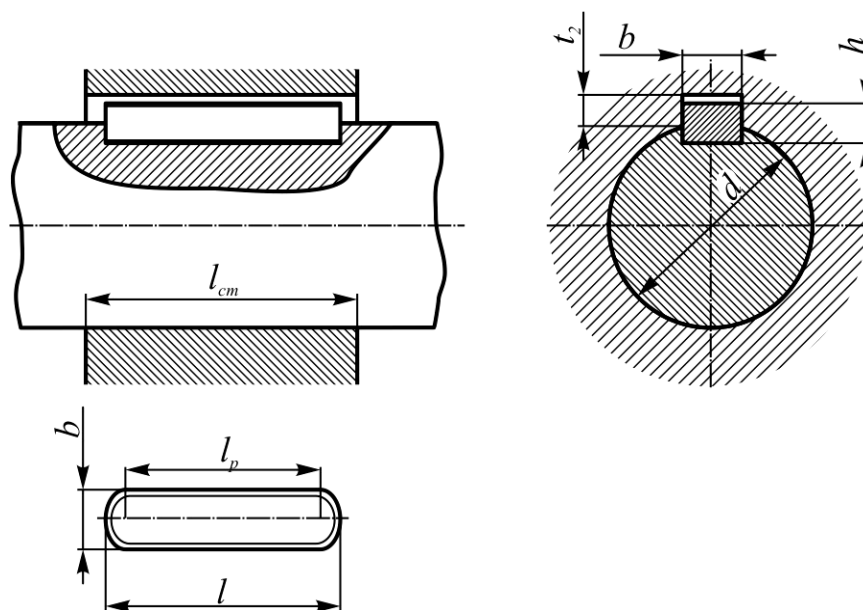


Рис. 6.2 Схема з'єднання призматичною шпонкою

6.2.2 Розміри з'єднання. Для діаметра вала $d = 40$ мм приймаємо розміри перерізу шпонки $b = 12$ мм, $h = 8$ мм, глибина паза на валу $t_1 = 5$ мм (табл. 6.2).

6.2.3 Допустимі напруження. Для сталюї ступиці при спокійному навантаженні приймаємо допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм} = 110$ Н/мм².

6.2.4 Розрахункова довжина шпонки.

$$l_p = \frac{2T}{d(0,94h - t_1)[\sigma]_{зм}} = \frac{2 \cdot 190 \cdot 10^3}{40 \cdot (0,94 \cdot 8 - 5) \cdot 110} = 34 \text{ мм.}$$

6.2.5 Довжина шпонки.

$$l = l_p + b = 34 + 12 = 46 \text{ мм.}$$

Приймаємо $l = 50$ мм (табл. 6.3).

6.2.6 Довжина ступиці колеса.

$$l_{ст} = l + 10 = 50 + 10 = 60 \text{ мм} < 1,5d = 63 \text{ мм.}$$

Умова виконується.

ЗАВДАННЯ №3

Підібрати шліцеве з'єднання сталюго зубчастого колеса з валом.

Вихідні дані

1. Обертовий момент $T = 190$ Н·м.
2. Діаметр вала $d = 40$ мм.
3. Матеріал: сталь 45 з термообробкою покращення 290 НВ.
4. Умови роботи: навантаження спокійне.

Приклад вирішення практичної роботи

6.3.1 Вибір з'єднання. Для з'єднання вала з колесом приймаємо прямобічне шліцеве з'єднання (рис. 6.3).

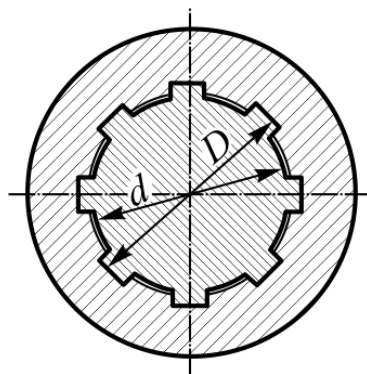


Рис. 6.3 Шліцеве прямобічне з'єднання.

6.3.2 Розміри з'єднання.

Для діаметра вала $d = 40$ мм по середній серії приймаємо $z = 8$, $d = 42$ мм, $D = 48$ мм, $S_F = 396$ мм³/мм (табл. 6.4).

6.3.3 Допустимі напруження.

Для покращеної сталі при спокійному навантаженні $[\sigma]_{зм} = 60 \text{ Н/мм}^2$,
 $[\sigma]_{зн} = 0,032 \cdot HB = 0,032 \cdot 290 = 9,3 \text{ Н/мм}^2$.

6.3.4 Розрахункова довжина зубів.

$$l_p = \frac{T}{S_F \cdot [\sigma]_{зн}} = \frac{190 \cdot 10^3}{396 \cdot 9,3} = 52 \text{ мм.}$$

6.3.5 Довжина ступиці колеса.

$$l_{ст} = l_p + 6 = 52 + 6 = 58 \text{ мм} < 1,5d = 63 \text{ мм.}$$

Умова виконується.

Таблиця 6.1 Різьба метрична (розміри в мм)

Номінальний діаметр різьби	Різьба з крупним кроком		Різьба з мілким кроком	
	крок різьби p	середній діаметр d_2	крок різьби p	середній діаметр d_2
10	1,5	9,026	1,25	9,188
12	1,75	10,863	1,25	11,188
16	2	14,701	1,5	15,026
20	2,5	18,376	1,5	19,026
24	3	22,051	2	22,701

Таблиця 6.2 Шпонки призматичні (розміри в мм)

Діаметр вала d	Переріз шпонки		Глибина паза	
	b	h	вал t_1	втулка t_2
30-38	10	8	5	3,3
38-44	12	8	5	3,3
44-50	14	9	5,5	3,8
50-58	16	10	6	4,3

Таблиця 6.3 Ряд стандартних значень довжини шпонки

Довжина шпонки l , мм:
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110

Таблиця 6.4 Шліцеве прямобічне з'єднання (розміри в мм)

Серія	Число зубців z	Внутрішній діаметр вала d	Зовнішній діаметр вала D	b	S_F , мм ³ /мм
Легка	8	32	36	6	163
	8	36	40	7	182
	8	42	46	8	211
	8	46	50	9	230
Середня	8	32	38	6	308
	8	36	42	7	343
	8	42	48	8	396
	8	46	54	9	600
Важка	10	32	40	5	576
	10	36	45	5	749
	10	42	52	6	978
	10	46	56	7	1020

Варіанти завдань для практичної роботи № 6

1. $F = 1,5 \text{ кН}$ $[s_m] = 2,5$ $T_2 = 129 \text{ Н} \cdot \text{м}$	2. $F = 1,6 \text{ кН}$ $[s_m] = 2,55$ $T_2 = 133 \text{ Н} \cdot \text{м}$	3. $F = 1,7 \text{ кН}$ $[s_m] = 2,6$ $T_2 = 136 \text{ Н} \cdot \text{м}$	4. $F = 1,8 \text{ кН}$ $[s_m] = 2,65$ $T_2 = 141 \text{ Н} \cdot \text{м}$
5. $F = 1,9 \text{ кН}$ $[s_m] = 2,7$ $T_2 = 143 \text{ Н} \cdot \text{м}$	6. $F = 2,0 \text{ кН}$ $[s_m] = 2,75$ $T_2 = 143 \text{ Н} \cdot \text{м}$	10. $F = 2,1 \text{ кН}$ $[s_m] = 2,8$ $T_2 = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$	8. $F = 2,2 \text{ кН}$ $[s_m] = 2,85$ $T_2 = 156 \text{ Н} \cdot \text{м}$
9. $F = 2,3 \text{ кН}$ $[s_m] = 2,9$ $T_2 = 164 \text{ Н} \cdot \text{м}$	10. $F = 2,4 \text{ кН}$ $[s_m] = 2,95$ $T_2 = 162 \text{ Н} \cdot \text{м}$	11. $F = 2,5 \text{ кН}$ $[s_m] = 3,00$ $T_2 = 162 \text{ Н} \cdot \text{м}$	12. $F = 2,6 \text{ кН}$ $[s_m] = 3,05$ $T_2 = 169 \text{ Н} \cdot \text{м}$
13. $F = 2,7 \text{ кН}$ $[s_m] = 3,1$ $T_2 = 174 \text{ Н} \cdot \text{м}$	14. $F = 2,8 \text{ кН}$ $[s_m] = 3,15$ $T_2 = 171 \text{ Н} \cdot \text{м}$	15. $F = 2,9 \text{ кН}$ $[s_m] = 3,2$ $T_2 = 175 \text{ Н} \cdot \text{м}$	16. $F = 3,0 \text{ кН}$ $[s_m] = 3,25$ $T_2 = 182 \text{ Н} \cdot \text{м}$
110. $F = 3,1 \text{ кН}$ $[s_m] = 3,3$ $T_2 = 179 \text{ Н} \cdot \text{м}$	18. $F = 3,2 \text{ кН}$ $[s_m] = 3,35$ $T_2 = 183 \text{ Н} \cdot \text{м}$	19. $F = 3,3 \text{ кН}$ $[s_m] = 3,4$ $T_2 = 190 \text{ Н} \cdot \text{м}$	20. $F = 3,4 \text{ кН}$ $[s_m] = 3,45$ $T_2 = 187 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Контрольні запитання:

1. Перелічити які з'єднання відносяться до роз'ємних з'єднань.
2. Від яких факторів залежать допустимі напруження для різьбових деталей?
3. Назвіть основні геометричні параметри метричної різьби.
4. Опишіть будову та призначення шпонкових з'єднань. Вкажіть переваги та недоліки.

Література:

1. Левицький В.Г., Кальчук С.В. Теорія машин і механізмів та деталі машин. Методичні вказівки до виконання розрахункових робіт. – Житомир: ЖДТУ, 2004. – С. 84-90.
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – С. 80-98.
3. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Б.С. Козинцев и др. – 5-е изд., переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – С. 250-267.
4. Павлице В.Т. Деталі машин та розрахунок деталей машин. – Львів.: Афіша, 2003. – С. 102-128.

ЗМІСТ

Вступ	3
Практичне заняття № 1	
Визначення геометричних параметрів прямозубих зубчастих передач	4
Практичне заняття № 2	
Визначення геометричних параметрів непрямозубих зубчастих передач..	12
Практичне заняття № 3	
Визначення геометричних параметрів конічних зубчастих передач	18
Практичне заняття № 4	
Розрахунки на міцність черв'ячної передачі	24
Практичне заняття № 5	
Розрахунок плоскопасової передачі	32
Практичне заняття № 6	
Розрахунок роз'ємних з'єднань	38