

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»



МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра основ конструювання механізмів і машин

Методичні вказівки
до виконання домашнього завдання
за дисципліною «Деталі машин»

РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

для студентів, що навчаються за спеціалізацією «Промислова естетика і сертифікація виробничого обладнання» спеціальності 132 «Матеріалознавство»

м. Дніпро
2019

Мацюк І.М. Методичні вказівки для самостійної роботи студентів до виконання домашнього завдання за дисципліною «Деталі машин і механізмів» для студентів, що навчаються за освітньою програмою «Промислова естетика і сертифікація виробничого обладнання» спеціальності 132 «Матеріалознавство» / І.М. Мацюк, Е.М. Шляхов, Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка». – Д. НТУ «ДП», 2019. – 30 с.

Затверджено до видання редакційною радою НТУ «ДП» (протокол № 9 від 05.09.2019) за поданням кафедри ОКММ (протокол № 1 від 28.08.2019).

Представлені методичні вказівки для самостійної роботи студентів до виконання домашнього завдання за дисципліною «Деталі машин і механізмів» для студентів, що навчаються за спеціалізацією «Промислова естетика і сертифікація виробничого обладнання» спеціальності 132 «Матеріалознавство» допоможуть студентам у закріпленні теоретичних знань та отримати ними практичні навички з методики розрахунку циліндричних зубчастих передач.

Зміст

1. Загальні положення	4
2. Вихідні дані до розрахунку	5
3. Вибір електродвигуна та кінематичний розрахунок	5
4. Матеріали зубчастих коліс	7
5. Режим роботи	8
6. Допустимі напруження	9
7. Коефіцієнти навантаження	9
8. Визначення основних параметрів циліндричної передачі	13
9. Геометричний розрахунок циліндричної передачі	17
10. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі	19
Перелік посилань	26
Варіанти домашніх завдань	27

1. Загальні положення

Мета завдання - закріплення теоретичних знань студентів та отримання ними практичних навичок з методики розрахунку циліндричних зубчастих передач.

Зміст завдання:

1. Вихідні дані до розрахунку (вибираються студентами за вказівкою викладача з цього методичного посібника).

2. Розрахункова частина:

- Вибір електродвигуна та кінематичний розрахунок;
- Матеріали зубчастих коліс;
- Режим роботи;
- Допустимі напруження;
- Коефіцієнти навантаження;
- Визначення основних параметрів циліндричної передачі;
- Геометричний розрахунок циліндричної передачі.
- Розміри елементів, необхідні для виконання робочого креслення колеса.

3. Графічна частина:

Робоче креслення колеса, що виконується на аркуші ватману формату А3.

Пояснювальна записка виконується на стандартних аркушах паперу (формат А4). Всі сторінки нумеруються. Записка повинна мати типовий титульний лист, варіант завдання з вихідними даними, короткі пояснення до рішень з розрахунками, а в кінці – список посилань.

Передбачається, що розрахунок поширюється на сталеві прямозубі, косозубі і шевронні передачі одноступінчатих редукторів при дотриманні наступних умов:

- 1) вали спираються на підшипники кочення;
- 2) корпус захищений від проникнення всередину бруду та води і має достатню жорсткість;
- 3) зуби змащуються маслом;
- 4) середовище хімічно неагресивне;
- 5) температура масла в корпусі не вище 95°C;
- 6) ступінь точності за нормами плавності та контакту 6-9 згідно з державним стандартом (ДСТУ ISO 1328).

Основні індекси:

1 - відноситься до шестерні – зубчастому колесу передачі з меншою кількістю зубів;

2 - відноситься до колеса – зубчастому колесу з більшою кількістю зубів;

Штрихом будемо позначати попередньо обране значення величини, що підлягає уточненню.

Середня величина вказується рискою над літерою, що позначає змінну.

Для визначення основних параметрів передачі в якості проектного розрахунку виконують розрахунок на контактну витривалість.

Розрахунок на згинальну витривалість виконують для визначення модуля передачі, як перевірочний.

2. Вихідні дані до розрахунку

В якості вихідних задають такі параметри;

- крутний момент на колесі - T_2 , Нм;
- частота обертання колеса - n_2 , об/хв;
- синхронна частота обертання електродвигуна - n_{1c} , об/хв;
- ресурс - t_Σ , год;
- клас навантаження;
- вид зубів (прямі, косі або шевронні).

3. Вибір електродвигуна та кінематичний розрахунок

$$\text{Потужність на валу двигуна } P_{\text{дв}} = \frac{T_2 \cdot \pi \cdot n_2}{30\eta},$$

де η - ККД передачі, який приймають в межах 0,95-0,97.

За отриманим значенням потужності вибирають електродвигун. При цьому необхідно знати, що великий запас потужності призводить до великих динамічних навантажень на деталі приводу, знижує $\cos\varphi$ в електросистемі, а також, допускається перевантаження двигуна до 5...8% при постійному навантаженні і до 10...12% - при змінному.

Двигуни використовують переважно закриті, що обдуваються трьохфазні асинхронні електродвигуни серії 4А загального призначення.

Основні параметри двигунів серії 4А при номінальному навантаженні для інтервалу потужностей 0,55-22 кВт наведені в табл. 1.

Таблиця 1.

Основні параметри двигунів серії 4А

Потужність двигуна, кВт	Синхронна частота обертання, об/хв											
	3000			1500			1000			750		
	Типорозмір двигуна	s, %	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типорозмір двигуна	s, %	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типорозмір двигуна	s, %	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Типорозмір двигуна	s, %	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$
0,55	4A63B2Y3	8,5	2,0	4A71A4Y3	7,3	2,0	4A71B6Y3	10	2,0	4A80B8Y3	9,0	1,6
0,75	4A71A2Y3	5,9	2,0	4A71B4Y3	7,5	2,0	4A80A6Y3	8,4	2,0	4A90LA8Y3	6,0	1,6
1,1	4A71B2Y3	6,3	2,0	4A80A4Y3	5,4	2,0	4A80B6Y3	8,0	2,0	4A90LB8Y3	7,0	1,6
1,5	4A80A2Y3	4,2	2,0	4A80B4Y3	5,8	2,0	4A90L6Y3	6,4	2,0	4A100L8Y3	7,0	1,6
2,2	4A80B2Y3	4,3	2,0	4A90L4Y3	5,1	2,0	4A100L6Y3	5,1	2,0	4A112M8Y3	6,0	1,8
3,0	4A90L2Y3	4,3	2,0	4A100S4Y3	4,4	2,0	4A112MA6Y3	4,7	2,0	4A112MB8Y3	5,8	1,8
4,0	4A100S2Y3	3,3	2,0	4A100L4Y3	4,7	2,0	4A112MI6Y3	5,1	2,0	4A132S8Y3	4,1	1,8
5,5	4A100L2Y3	3,4	2,0	4A112M4Y3	3,7	2,0	4A132S6Y3	3,3	2,0	4A132M8Y3	4,1	1,8
7,5	4A112M2Y3	2,5	2,0	4A132S4Y3	3,0	2,0	4A132M6Y3	3,2	2,0	4A160S8Y3	2,5	1,4
11	4A132M2Y3	2,3	1,6	4A132M4Y3	2,8	2,0	4A160S6Y3	2,7	1,2	4A160M8Y3	2,5	1,4
15	4A160S2Y3	2,1	1,4	4A160S4Y3	2,3	2,0	4A160M6Y3	2,6	1,2	4A180M8Y3	2,5	1,2
18,5	4A160M2Y3	2,1	1,4	4A160M4Y3	2,2	2,0	4A180M6Y3	2,7	1,2	4A200M8Y3	2,3	1,2
22	4A180S2Y3	2,0	1,4	4A180S4Y3	2,0	2,0	4A200M6Y3	2,8	1,2	4A200L8Y3	2,7	1,2

Примітка: У типорозмірах двигунів цифра 4 означає порядковий номер серії, А – рід двигуна - асинхронний, буква А на третьому місці означає, що станина і щити двигуна алюмінієві; якщо станина алюмінієва, а щити чавунні, то це позначається буквою Х; відсутність цих букв означає, що станина і щити чавунні чи сталеві. Дво- або тризначне число вказує висоту осі обертання. Букви L, S або M вказують установчий розмір по довжині станини. Літерами А чи В відзначається довжина сердечника статора. Цифри 2, 4, 6 або 8 означають кількість полюсів. Останні дві букви (УЗ) показують, що двигун призначений для роботи в зонах з помірним кліматом.

Фактична частота обертання вхідного валу

$$n_1 = n_{1c} \left(1 - \frac{s}{100}\right), \text{ об/хв.}$$

Передавальне число

$$u = \frac{n_1}{n_2}.$$

Отримане значення повинно бути погоджено з єдиним рядом допустимих значень (допустиме відхилення від номінальних значень $\pm 4\%$): 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3.

Крутний момент на вхідному валу

$$T_1 = \frac{T_2}{u\eta}.$$

4. Матеріали зубчастих коліс

Зубчасті колеса передач і редукторів у більшості випадків виготовляють із сталей, підданих термічному або хіміко-термічному зміцненню.

Умовно зубчасті колеса ділять на дві групи:

1) з твердістю активних поверхонь зубів $HB \leq 350$ - нормалізовані, поліпшені;

2) з твердістю $> HB350$ - загартовані, цементовані, нітроцементовані, азотовані.

Вважається, що зуби першої групи здатні до припрацювання, а другої - ні.

Для першої групи з метою прискорення припрацювання, вирівнюючи довговічність, слід приймати

$$\overline{HB}_1 - \overline{HB}_2 \geq 30 \dots 40.$$

Механічні характеристики деяких сталей, що застосовуються для зубчастих коліс, наведені в табл. 2.

Таблиця 2.

Механічні характеристики сталей

Марка сталі	Діаметр, мм	Ширина, мм	НВ серцевини	HRC поверхні	σ_B	σ_T	Термічна обробка
					МПа		
35	Будь-який	Будь-який	163-192	-	550	270	Нормалізація
45	Будь-який	Будь-який	179-207	-	600	320	Нормалізація
45	125	80	235-262	-	780	540	Поліпшення
45	80	50	269-302	-	890	650	Поліпшення
40X	200	125	235-262	-	790	640	Поліпшення
40X	125	80	269-302	-	900	750	Поліпшення
40X	125	80	269-302	45-50	900	750	Поліпшення+СВЧ
35XM	315	200	235-262	-	800	670	Поліпшення
35XM	200	125	269-302	-	920	790	Поліпшення
35XM	200	125	269-302	48-53	920	790	Поліпшення+СВЧ
40XH	315	200	235-262	-	800	630	Поліпшення
40XH	200	125	269-302	-	920	750	Поліпшення
40XH	200	125	269-302	48-53	920	750	Поліпшення+СВЧ

5. Режим роботи

Більшість режимів роботи редукторів укладаються в шість типових режимів навантаження. Для кожного режиму (класу) у табл. 3 наведені значення коефіцієнтів еквівалентності, а також коефіцієнтів режиму x .

Коефіцієнти довговічності визначають за формулами

$$K_{HD} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} \leq 1; \quad K_{FD} = K_{FE} \sqrt[m]{\frac{N}{N_{FG}}} \leq 1,$$

де N - сумарна кількість циклів (напрацювання);

N_{HG} - база контактних напружень, що залежить від твердості матеріалу;

N_{FG} - база згинальних напружень;

$m = 6$ при нормалізації, поліпшенні, азотуванні;

$m = 9$ при загартуванні та цементації.

Таблиця 3.

Коефіцієнти еквівалентності (K_{HE}) та режиму (x)

Клас навантаження	K_{HE}	$t_{\Sigma}, ч$	x	K_{FE}	
				$HB \leq 350$ $m = 6$	$HRC \geq 40$ $m = 9$
H1,0	1,0	32000	1,0	1,0	1,0
H0,8	0,8	16000	0,75	0,81	0,84
H0,63	0,63	8000	0,5	0,725	0,775
H0,56	0,56	4000	0,4	0,68	0,745
H0,5	0,5	2000	0,315	0,645	0,715
H0,4	0,4	1000	0,2	0,575	0,665
H0,315	0,315	500	0,125	0,51	0,615

Напрацювання

$$N = 60 t_{\Sigma} n,$$

де n - частота обертання зубчастого колеса.

Якщо передача працює в реверсному режимі, то напрацювання зменшують вдвічі.

Базу контактних напружень визначають за формулою

$$N_{HG} = 30 \overline{HB}^{2,4}$$

Для всіх марок сталей

$$N_{FG} = 4 \cdot 10^6.$$

6. Допустимі напруження

Якщо при виборі матеріалу дотримувалася умова

$$HB_1 - HB_2 < 70,$$

то в більшості випадків менш міцним елементом є колесо і допустиме контактне напруження визначають за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{s_H},$$

де σ_{Hlim2} - межа контактної витривалості колеса;

s_H - коефіцієнт безпеки у застосуванні до контактних напружень.

Допустиме згинальне напруження

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim2}^0}{s_F},$$

де σ_{Flim2}^0 - межа витривалості колеса за згинальними напруженнями;

s_F - коефіцієнт безпеки стосовно згинальних напружень.

Межі витривалості приймають за таблицями 4 і 5.

Таблиця 4.

Межі витривалості для сталей

Засіб термохімічної обробки зубів	Середня твердість поверхонь зубів	Сталь	σ_{Hlim} , МПа
Нормалізація або поліпшення	$HB < 350$	Вуглецева та легована	$2\overline{HB} + 70$
Об'ємне гартування	$HRC38 - 50$		$18\overline{HRC} + 150$
Поверхнєве гартування	$HRC40 - 50$		$17\overline{HRC} + 200$
Цементация і нітроцементация	$HRC > 56$	Легована	$23\overline{HRC}$
Азотування	$HV550 - 750$		1050

Коефіцієнти безпеки приймають: для коліс з нормалізованої та поліпшеної сталі, а також при об'ємному гартуванні $s_H = 1,1 - 1,2$, $s_F = 1,75 - 1,8$; при поверхневому зміцненні зубів $s_H = 1,2 - 1,3$, $s_F = 1,55 - 1,75$.

7. Коефіцієнти навантаження

Фактичне навантаження в зачепленні визначають з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження між зубами і по ширині вінця і з урахуванням ударів. Для цього еквівалентний момент помножують на коефіцієнт навантаження K_H при розрахунку на контактну витривалість і K_F - при розрахунку на згинальну витривалість.

Таблиця 5.

Межі витривалості для сталей

Засіб термохімічної обробки зубів	Сталь	Твердість зубів		$\sigma_{F \lim}^o$ МПа
		на поверхні	у серцевині	
Нормалізація, поліпшення	40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XFА	$HB180 - 350$		$1,8\overline{HB}$
Об'ємне гартування	40X, 40XH, 40XFА	$HRC45 - 55$		500-550
Гартування при нагріванні СВЧ	40XH, 40XH2MA	$HRC48 - 58$	$HRC25 - 35$	700
Цементация	20XH, 20XH2M, 12XH2, 12XH3A	$HRC57 - 63$	—	950
Азотування	Сталі, що містять алюміній	$HV700 - 950$	$HRC24 - 40$	$300 + HRC$ серцевини

Коефіцієнти навантаження:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv},$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}.$$

При розрахунку прямозубих передач на контактну витривалість коефіцієнт розподілу навантаження $K_{H\alpha} = 1$; для косозубих і шевронних передач цей коефіцієнт визначають за формулами (табл. 6.)

Таблиця 6.

Коефіцієнт розподілу навантаження $K_{H\alpha}$

Ступінь точності	$K_{H\alpha}$
8	$0,008v + 1,05^*$
9	$0,013v + 1,095^*$

*значення швидкості у м/с

При розрахунку прямозубих передач на згинальну витривалість $K_{F\alpha} = 1$; для косозубих та шевронних передач цей коефіцієнт приймають по табл. 7.

Таблиця 7.

Коефіцієнт розподілу навантаження $K_{F\alpha}$

Ступінь точності	$K_{F\alpha}$
8	0,91
9	1,0

При визначенні коефіцієнта концентрації навантаження K_β розрізняють початковий коефіцієнт концентрації K_β^0 , що має місце до припрацювання зубів, і робочий коефіцієнт концентрації $K_\beta \leq K_\beta^0$ після припрацювання.

При розрахунку циліндричних передач на контактну витривалість:
при твердості колеса $HB_2 \leq 350$

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0(1-x) + x \geq 1,05,$$

де x - коефіцієнт режиму (табл. 3);

при твердості колеса $HRC_2 \geq 40$

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0.$$

Значення початкових коефіцієнтів концентрації $K_{H\beta}^0$ знаходять по табл. 8 при $HB_2 \leq 350$ та по табл. 9 при $HRC_2 \geq 40$.

Таблиця 8.

Початкові коефіцієнти концентрації $K_{H\beta}^0$ ($HB_2 \leq 350$)

$\frac{b}{d_1}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$K_{H\beta}^0$	1,05	1,08	1,14	1,26	1,4	1,6	1,8	2,0

Таблиця 9.

Початкові коефіцієнти концентрації $K_{H\beta}^0$ ($HRC_2 \geq 40$)

$\frac{b}{d_1}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$K_{H\beta}^0$	1,05	1,05	1,07	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5

Для циліндричних передач

$$\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2},$$

де u - передавальне число;

а ψ_a - коефіцієнт ширини колеса.

При проектуванні редукторів зазвичай задаються величиною ψ_a ; для прямозубих передач приймають $\psi_a = 0,125; 0,16; 0,2; 0,25$; для косозубих $\psi_a = 0,25; 0,315; 0,40$; для шевронних $\psi_a = 0,5; 0,63; 0,8; 1,0$.

При розрахунку циліндричних передач на згинальну витривалість:
при твердості колеса $HB_2 \leq 350$

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0(1-x) + x \geq 1,04,$$

при твердості колеса $HRC_2 \geq 40$

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0.$$

Значення початкових коефіцієнтів концентрації по вигину $K_{F\beta}^0$ знаходять по табл. 10 при $HB_2 \leq 350$ та по табл. 11 при $HRC_2 \geq 40$.

Коефіцієнт динамічності K_v для зубчастих передач всіх видів визначають в залежності від швидкості v , ступеня точності та твердості робочих поверхонь зубів (табл. 14 та 15).

Таблиця 10.

Початкові коефіцієнти концентрації $K_{F\beta}^0$ ($HB_2 \leq 350$)

$\frac{b}{d_1}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$K_{F\beta}^0$	1,04	1,06	1,08	1,21	1,31	1,46	1,6	1,74

Таблиця 11.

Початкові коефіцієнти концентрації $K_{F\beta}^0$ ($HRC_2 \geq 40$)

$\frac{b}{d_1}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$K_{F\beta}^0$	1,04	1,04	1,06	1,08	1,16	1,23	1,31	1,38

При проектному розрахунку окружні швидкості циліндричних передач зовнішнього та внутрішнього зачеплення

$$v' \approx \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2 \psi_a}},$$

де n_1 - частота обертання шестерні, об/хв;

C_v - коефіцієнт, що приймається за табл. 12;

T_2 - крутний момент на валу колеса, Нмм;

u - передавальне число.

Таблиця 12.

Значення коефіцієнту C_v

Передача	Обробка*				
	$P_1 + P_2$	$CBЧ_1 + P_2$	$Ц_1 + P_2$	$CBЧ_1 + CBЧ_2$ $\Gamma_1 + \Gamma_2$	$Ц_1 + Ц_2$
прямозуба	13	14	15,5	17,5	21
косозуба	15	16	17,5	19,5	23,5

* П – поліпшення; Г – гартування об'ємне; СВЧ – гартування поверхнєве при нагріванні струмом високої частоти; Ц – цементация.

Ступені точності за нормами плавності вибирають по табл. 13.

Таблиця 13.

Ступені точності за нормами плавності

Передача	Швидкість v , м/с		
	<5	5 - 8	8 - 12,5
прямозуба	9	8	7
косозуба	9	9	8

8. Визначення основних параметрів циліндричної передачі

Головні параметри циліндричної передачі – міжосьова відстань a , передавальне число u , коефіцієнт ширини ψ_a , модуль m_n та кут нахилу лінії зуба β .

Подальшим розрахунком визначають міжосьову відстань, модуль та кут нахилу лінії зуба.

Міжосьова відстань (знак «плюс» – зовнішнє зачеплення, знак «мінус» – внутрішнє)

$$a' = (u \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H] u} \right)^2 \frac{T_p'}{\psi_a}},$$

де $K = 270$ – для косозубих передач та $K = 315$ – для прямозубих;

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження;

$T_p' = T_2 K_{H\alpha} K_H'$ – розрахунковий момент на колесі, Нмм;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт довговічності;

K_H' – попереднє значення коефіцієнта навантаження.

Отримане попереднє значення міжосьової відстані a' округлюють до найближчого значення згідно з єдиним рядом головних параметрів: 10; 12; 16; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; та приймають за остаточне значення a .

Таблиця 14.

Значення коефіцієнта динамічності K_{Hv}

Ступінь точності	Твердість поверхонь зубів *	$v, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
		K_{Hv}					
8-а	а	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,08}$
	б	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,1}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
9-а	а	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,1}{1,03}$	$\frac{1,2}{1,05}$	$\frac{1,3}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,09}$	$\frac{1,5}{1,12}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,2}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

* Примітка: а – $HB_2 \leq 350$; б – $HRC_2 \geq 40$. У чисельнику наведені дані для прямозубих коліс, у знаменнику – для косозубих.

Таблиця 15.

Значення коефіцієнта динамічності K_{Fv}

Ступінь точності	Твердість поверхонь зубів *	$v, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
		K_{Fv}					
8-а	а	$\frac{1,1}{1,03}$	$\frac{1,2}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$
9-а	а	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,5}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

* Примітка: а – $HB_2 \leq 350$; б – $HRC_2 \geq 40$. У чисельнику наведені дані для прямозубих коліс, у знаменнику – для косозубих.

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_a a;$$

ширина шестерні

$$b_1 \approx 1,12b_2.$$

Значення b_1 та b_2 округлюють відповідно до єдиного ряду головних параметрів. Далі визначають фактичне контактне напруження, щоб упевнитися у відсутності помилок в обчисленнях основних параметрів і забезпечити повне використання матеріалів зубчастої пари.

Контактне напруження

$$\sigma_H = K \frac{u \pm 1}{au} \sqrt{\frac{u \pm 1}{b_2}} T_p.$$

Коефіцієнт навантаження K_H уточнюють за фактичною швидкістю, м/с

$$v = \frac{2a\pi n_1}{(u \pm 1)60}.$$

У цій формулі a у метрах.

Оптимальним варіантом є співвідношення

$$\sigma_H = (0,9 \dots 1,03) [\sigma_H].$$

Якщо фактичне контактне напруження не потрапляє в цей інтервал необхідно змінити або міжосьову відстань a , або коефіцієнт ширини колеса ψ_a .

Передачі, які працюють з короткочасними перевантаженнями (піковими навантаженнями) слід перевіряти на відсутність пластичних деформацій або крихкого руйнування робочих поверхонь зубів; максимальне напруження, що виникає при пуску, визначають за формулою

$$\sigma_{max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{i \text{ \textit{d}n\acute{e}}}}{T_2 K_{i \text{ \textit{A}}}}} \leq [\sigma_{i \text{ \textit{lim}}}] .$$

Граничне допустиме напруження $[\sigma_{Hlim}]$ приймають для сталевих коліс при твердості $HB \leq 350$ рівним $3,1\sigma_T$ та при $HB > 350$ рівним $41,3HRC$.

Далі визначають модуль, використовуючи емпіричну формулу

$$m'_n = (0,01 \dots 0,02)a \text{ при } HB \leq 350,$$

$$m'_n = (0,016 \dots 0,035)a \text{ при } HRC \geq 40.$$

Отримане значення модуля округлюють до найближчого відповідно до ряду переважних модулів (мм):

1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.

Мінімальні значення модулів при твердості $HB \leq 350$ $m_n \geq 1$ мм; при твердості $HRC \geq 40$ $m_n \geq 1,6$ мм.

Сумарне число зубів для прямозубих коліс

$$z_{\Sigma} = z_2 \pm z_1 = \frac{2a}{m}.$$

Отримане попереднє значення округлюють до найближчого меншого цілого числа і приймають за остаточне значення z_{Σ} .

Для визначення сумарної кількості зубів косозубих коліс попередньо задаються кутом нахилу лінії зуба

$$\beta' = 10 \dots 12^\circ.$$

Сумарна кількість зубів

$$z'_{\Sigma} = z_2 \pm z_1 = \frac{2a}{m_n} \cos \beta'$$

Отримане попереднє значення округлюють до найближчого меншого цілого числа та приймають за остаточне значення z_{Σ} , потім уточнюють кут нахилу лінії зуба

$$\beta = \arccos \frac{z_{\Sigma} m_n}{2a}.$$

У шевронних передачах попередньо приймають $\beta' = 30^\circ$.

Кількість зубів шестерні (для косозубої передачі)

$$z'_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u \pm 1} \geq 14.$$

Кількість зубів шестерні (для прямозубої передачі)

$$z'_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u \pm 1} \geq 17.$$

Значення z'_1 округлюють до найближчого цілого числа.

Кількість зубів колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} \mp z_1.$$

Перевіряємо фактичні напруження згину,

$$\sigma_F = \frac{Y_F Y_{\beta}}{b m_n} F_t K_{F\beta} K_F,$$

де Y_F - коефіцієнт форми зуба для зовнішнього зачеплення, що приймається по табл. 16 в залежності від еквівалентної кількості зубів z_v :

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Для коліс з внутрішнім зачепленням коефіцієнт Y_F приймають по табл. 17.

Таблиця 16.

Значення коефіцієнта форми зуба для зовнішнього зачеплення

z_v	12	16	20	25	32	40	50	60	71	80	90	100	180	>180
Y_F	-	4,28	4,07	3,9	3,78	3,7	3,68	3,62	3,61	3,6	3,6	3,6	3,62	3,63

Таблиця 17.

Значення коефіцієнта форми зуба для внутрішнього зачеплення

z_v або z_{v2}	40	45	50	56	63	71
Y_F	4,02	3,95	3,88	3,84	3,8	3,75

Коефіцієнт кута нахилу зуба

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140},$$

де β - кут нахилу лінії зуба, градуси (хвилини і секунди переводять в частки градуса).

Колова сила

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{T_2(u \pm 1)}{au}.$$

Напруження згину визначають окремо для колеса та шестерні. Фактичні напруження не повинні перевищувати допустимі більше ніж на 5%.

При наявності пікових моментів перевіряють статичну міцність зубів на вигин:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{i \cdot \hat{e}}}{T_{\max} K_{F\hat{A}}} \leq [\sigma_{F \max}].$$

Значення $[\sigma_{F \max}]$ приймають: при нормалізації та поліпшенні рівним $2,7\overline{HB}$; при об'ємному загартуванні - 1400 МПа.

9. Геометричний розрахунок циліндричної передачі

Мета геометричного розрахунку - визначення ділільних діаметрів, діаметрів вершин і діаметрів западин зубів.

Ділільний діаметр

$$d = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$$

Діаметр вершин зубів

$$d_a = d + 2m_n.$$

Діаметр западин зубів

$$d_f = d - 2,5m_n.$$

Для колеса з внутрішнім зачепленням

$$d_{a2} = d_2 - 2m;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2,5m.$$

Ділильні діаметри повинні задовольняти умовам:

для зовнішнього зачеплення

$$d_1 + d_2 = 2a;$$

для внутрішнього зачеплення

$$d_2 - d_1 = 2a.$$

9.1. Розміри елементів, необхідні для виконання робочого креслення колеса

Діаметр вихідного кінця вала колеса

$$d_{x2} = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau]}},$$

де $[\tau] = 15 \dots 20 \text{ МПа}$ – знижене дотичне напруження; T_2 у Нмм.

Отримане значення округлюють до найближчого більшого з ряду діаметрів: 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160 мм.

Діаметр вала під підшипники

$$d_{n2} = d_{x2} + (3 \dots 5) \text{ мм.}$$

Отримане число повинне бути кратне п'яти, якщо $d_{i2} \geq 20$ мм. Якщо $d_{i2} < 20$ мм то його треба вибирати з ряду: 10; 12; 15; 17 мм.

Діаметр посадкового місця під колесо

$$d_{k2} = d_{n2} + (3 \dots 5) \text{ мм.}$$

Отримане значення округлюють відповідно до ряду діаметрів. За останнім діаметром вибирають призматичну шпонку, користуючись табл. 18.

Довжини шпонок вибирають з ряду: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 250.

Після цього виконується робоче креслення колеса на аркуші креслярського паперу формату А3.

Таблиця 18.

Розміри призматичних шпонок

Діаметр вала d	Переріз шпонки $b \times h$	Глибина паза	
		вал t_1	втулка t_2
Більше 10 до 12	4×4	2,5	1,8
“ 12 до 17	5×5	3,0	2,3
“ 17 до 22	6×6	3,5	2,8
“ 22 до 30	8×7	4,0	3,3
Більше 30 до 38	10×8	5,0	3,3
“ 38 до 44	12×8	5,0	3,3
“ 44 до 50	14×9	5,5	3,8
“ 50 до 58	16×10	6,0	4,3
“ 58 до 65	18×11	7,0	4,4
Більше 65 до 75	20×12	7,5	4,9
“ 75 до 85	22×14	9,0	5,4
“ 85 до 95	25×14	9,0	5,4
“ 95 до 110	28×16	10,0	6,4
“ 110 до 130	32×18	11,0	7,4

10. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі

Дано:

- крутний момент на колесі - $T_2 = 285$ Нм;
- частота обертання колеса - $n_2 = 340$ об/хв;
- синхронна частота обертання електродвигуна - $n_{1c} = 1500$ об/хв;
- ресурс - $t_{\Sigma} = 12000$ год;
- клас навантаження Н0,8;
- вид зубів – косі.

10.1. Вибір електродвигуна та кінематичний розрахунок

Потужність на валу двигуна

$$P_{\text{в}} = \frac{T_2 \cdot \pi \cdot n_2}{30\eta} = \frac{285 \cdot 3,14 \cdot 340}{30 \cdot 0,96} = 10570 \text{ Вт},$$

де $\eta = 0,96$ - ККД передачі.

З табл. 1 вибираємо електродвигун 4А132М4У3 з наступними параметрами:

- номінальна потужність $P_{\text{н}} = 11$ кВт;
- синхронна частота обертання $n_{1c} = 1500$ об/хв;
- ковзання $s = 2,8\%$;
- кратність пускового моменту $\frac{T_{\text{п}}}{T_{\text{н}}} = 2,0$.

Фактична частота обертання вхідного вала

$$n_1 = n_{1c} \left(1 - \frac{s}{100}\right) = 1500 \left(1 - \frac{2,8}{100}\right) = 1458 \text{ об/хв.}$$

Передавальне число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1458}{340} = 4,288.$$

Приймаємо $u=4,5$

Крутний момент на вхідному валі

$$T_1 = \frac{T_2}{u\eta} = \frac{285}{4,5 \cdot 0,96} = 66 \text{ Нм.}$$

Фактична частота обертання вихідного вала

$$n_{2\delta} = \frac{n_1}{u} = \frac{1458}{4,5} = 324 \text{ об/хв.}$$

Відхилення від заданої

$$\Delta = \frac{n_2 - n_{2\delta}}{n_2} \cdot 100 = \frac{340 - 324}{340} \cdot 100 = 4,7\%$$

10.2. Вибір матеріалів зубчастих коліс

Приклад 1

Приймаємо: для шестерні сталь 30ХГС, термообробка - поліпшення, при діаметрі заготовки $D=140$ мм, твердість зубів (середня) $\overline{HB}260$; $\sigma_{d1} = 1020$ МПа, $\sigma_{\delta 1} = 840$ МПа; для колеса - сталь 35ХГСЛ, термообробка - поліпшення, при будь-якому діаметрі заготовки, твердість серцевини зубів $\overline{HB}220$, $\sigma_{d2} = 790$ МПа, $\sigma_{\delta 2} = 590$ МПа.

Приклад 2

Приймаємо: для шестерні сталь 40Х, термообробка - поліпшення, при діаметрі заготовки $D=125$ мм, твердість зубів $HB269-302$; $\sigma_{d1} = 900$ МПа, $\sigma_{\delta 1} = 750$ МПа; для колеса - сталь 40ХН, термообробка - поліпшення, при діаметрі заготовки $D=315$ мм, твердість серцевини зубів $HB235-262$, $\sigma_{d2} = 800$ МПа, $\sigma_{\delta 2} = 630$ МПа.

Візьмемо дані з прикладу 2. У подальших розрахунках приймаємо $\overline{HB}_1 280$ та $\overline{HB}_2 250$.

10.3. Визначення допустимих напружень

Число циклів навантаження (напрацювання):

зуба шестерні

$$N_1 = 60t_{\Sigma}n_1 = 60 \cdot 12000 \cdot 1458 = 1,05 \cdot 10^9;$$

зуб колеса

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{1,05 \cdot 10^9}{4,5} = 2,33 \cdot 10^8.$$

База контактних напружень:

зуба шестерні

$$N_{HG1} = 30\overline{HB}_1^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7;$$

зуба колеса

$$N_{HG2} = 30\overline{HB}_2^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} = 1,7 \cdot 10^7.$$

Коефіцієнти довговічності за контактними напруженнями

$$K_{H\ddot{A}1} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_{HG1}}} = 0,8 \sqrt[3]{\frac{1,05 \cdot 10^9}{2,24 \cdot 10^7}} = 2,88.$$

$$K_{H\ddot{A}2} = 0,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,33 \cdot 10^8}{1,7 \cdot 10^7}} = 1,91.$$

Так як $K_{H\ddot{A}} \geq 1$, то приймаємо $K_{H\ddot{A}1} = 1$ та $K_{H\ddot{A}2} = 1$.

Загальний коефіцієнт довговічності $K_{H\ddot{A}} = 1,0$.

Коефіцієнти довговічності за згинальними напруженнями

$$K_{F\ddot{A}1} = K_{FE} \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_{FG}}} = 0,81 \sqrt[3]{\frac{1,05 \cdot 10^9}{4 \cdot 10^6}} = 2,582;$$

$$K_{F\ddot{A}2} = K_{FE} \sqrt[3]{\frac{N_2}{N_{FG}}} = 0,81 \sqrt[3]{\frac{2,33 \cdot 10^8}{4 \cdot 10^6}} = 2,01.$$

Приймаємо $K_{F\ddot{A}1} = K_{F\ddot{A}2} = 1,0$.

Так як $K_{H\ddot{A}} = 1,0$ і перепад твердості зубів шестерні і колеса $HB_1 - HB_2 < 100$, то за контактними напруженнями лімітує колесо і допустиме контактне напруження

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{s_H} = \frac{2\overline{HB}_2 + 70}{s_H} = \frac{2 \cdot 250 + 70}{1,1} = 518 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на згин

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{s_F} = \frac{1,8\overline{HB}_1}{s_F} = \frac{1,8 \cdot 280}{1,75} = 288 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{s_F} = \frac{1,8\overline{HB}_2}{s_F} = \frac{1,8 \cdot 250}{1,75} = 257 \text{ МПа.}$$

10.4. Визначення основних параметрів передачі

Приймаємо попереднє значення коефіцієнта ширини $\psi_a = 0,35$.

З табл. 12 $C_v = 15$.

Попереднє значення окружної швидкості

$$v' = \frac{n_1}{10^3 \cdot C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{u^2 \psi_a}} = \frac{1458}{10^3 \cdot 15} \sqrt[3]{\frac{285 \cdot 10^3}{4,5^2 \cdot 0,35}} = 3,33 \text{ м/с.}$$

З табл. 13 приймаємо 9-у ступінь точності.

Коефіцієнт розподілу навантаження за контактними напруженнями (Табл. 6)

$$K_{H\alpha} = 0,013 \cdot 3,33 + 1,095 = 1,14.$$

Відношення ширини колеса до дільного діаметру шестерні

$$\frac{b_2}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2} = 0,35 \frac{4,5+1}{2} = 0,963.$$

З табл. 8, використовуючи лінійну інтерполяцію, знаходимо значення начального коефіцієнта концентрації навантаження $K_{H\beta}^o = 1,374$.

Коефіцієнт концентрації навантаження по контактним напруженням

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^o (1-x) + x = 1,374(1-0,75) + 0,75 = 1,093 > 1,05.$$

Тут $x=0,75$ (табл. 3).

Коефіцієнт динамічності за контактними напруженнями (табл. 14)

$$K_{Hv} = 1,043.$$

Попереднє значення коефіцієнта навантаження за контактними напруженнями

$$K_H' = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1,14 \cdot 1,093 \cdot 1,043 = 1,3.$$

Розрахунковий момент на колесі

$$T_p' = K_H' T_2 = 1,3 \cdot 285 = 371 \text{ Нм.}$$

Попереднє значення міжосьової відстані

$$a' = (u+1) \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H]u}\right)^2 \frac{T_p' \cdot 10^3}{\psi_a}} = (4,5+1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{518 \cdot 4,5}\right)^2 \frac{371 \cdot 10^3}{0,35}} = 133,18 \text{ мм.}$$

Відповідно до єдиного ряду параметрів приймаємо $a = 140$ мм.

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_a a = 0,35 \cdot 140 = 49 \text{ мм.}$$

Так як при виборі міжосьової відстані довелося вибрати з єдиного ряду більше значення в порівнянні з розрахунковим, що призвело до зниження фактичного контактного напруження, то ширину колеса можна прийняти менше отриманого значення для більш повного використання властивостей сталі.

Приймаємо $b_2 = 40$ мм.

Ширина шестерні

$$b_1 = 1,12b_2 = 1,12 \cdot 40 = 44,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_1 = 45 \text{ мм.}$

Фактична окружна швидкість

$$v = \frac{2\pi n_1}{60(u+1)10^3} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 3,14 \cdot 1458}{60(4,5+1)10^3} = 3,89 \text{ м/с.}$$

Так як фактична швидкість незначно відрізняється від попереднього значення ($<1,0 \text{ м/с}$), $K_{H\alpha}$ та K_{Hv} не уточнюємо.

Остаточні значення: коефіцієнта навантаження $K_H = 1,3$;

розрахункового моменту $T_p = 371 \text{ Нм.}$

Фактичне контактне напруження

$$\sigma_H = K \frac{u+1}{au} \sqrt{\frac{u+1}{b_2} T_p \cdot 10^3} = 270 \frac{4,5+1}{140 \cdot 4,5} \sqrt{\frac{4,5+1}{40} 371 \cdot 10^3} = 532 \text{ МПа.}$$

Різниця між допустимим й фактичним напруженням

$$\left| \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \right| \cdot 100 = 2,67\%.$$

Результат можна залишити без уточнення.

Максимально допустиме статичне контактне напруження

$$[\sigma_{H \max}] = 2,8\sigma_{\delta 2} = 2,8 \cdot 630 = 1760 \text{ МПа.}$$

Максимальне розрахункове контактне напруження

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{i \text{ òñê}}}{T_{i \text{ ìì}} K_{H\ddot{A}}}} = 532 \sqrt{\frac{2}{1}} = 752 \text{ МПа.}$$
$$752 < 1760.$$

Нормальний модуль

$$m_n = (0,01 \dots 0,02)a = (0,01 \dots 0,02)140 = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m_n = 2,5 \text{ мм.}$

Приймаємо кут нахилу лінії зуба $\beta = 10^\circ$.

Орієнтовно визначаємо кількість зубів шестерні і порівнюємо з мінімальним числом за умовою непідрізання ніжки зуба

$$z_1 = \frac{2a}{(u+1)m_n} = \frac{2 \cdot 140}{(4,5+1) \cdot 2,5} = 20,36 \quad z_{1 \min} = 14.$$

$$z_1 > z_{1 \min}.$$

Сумарна кількість зубів

$$z_\Sigma = \frac{2a \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos 10^\circ}{2,5} = 110,3.$$

Округляємо до меншої цілої кількості $z_\Sigma = 110$.

Кількість зубів шестерні

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{110}{4,5+1} = 20.$$

Кількість зубів колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 110 - 20 = 90.$$

Фактичний кут нахилу лінії зуба

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_\Sigma m_n}{2a}\right) = \arccos\left(\frac{110 \cdot 2,5}{2 \cdot 140}\right) = 10^\circ 50' 39''.$$

Фактичне передавальне число

$$u_\delta = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{20} = 4,5.$$

Відхилення від заданого немає (допустиме відхилення $\pm 4\%$).

Для знаходження значень коефіцієнтів форми зубів для шестерні та колеса знаходимо еквівалентні числа зубів

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 10^\circ 50' 39''} = 21,1.$$

$$z_{v2} = \frac{90}{\cos^3 10^\circ 50' 39''} = 95.$$

З табл. 16, використовуючи лінійну інтерполяцію, знаходимо $Y_{F1} = 4,032$ та $Y_{F2} = 3,6$.

Коефіцієнт кута нахилу зуба

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{10,84}{140} = 0,923.$$

Коефіцієнт розподілу навантаження по вигину $K_{F\alpha} = 1,0$.

Початковий коефіцієнт концентрації навантаження по вигину (табл. 10)

$$K_{F\beta}^0 = 1,291.$$

Коефіцієнт концентрації навантаження по вигину

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 (1 - x) + x = 1,291(1 - 0,75) + 0,75 = 1,073 > 1,04.$$

Коефіцієнт динамічності по вигину (табл. 15) $K_{Fv} = 1,136$.

Коефіцієнт навантаження по вигину

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 1 \cdot 1,073 \cdot 1,136 = 1,219.$$

Колова сила

$$F_t = \frac{T_2 \cdot 10^3 (u+1)}{a \cdot u} = \frac{285 \cdot 10^3 \cdot (4,5+1)}{140 \cdot 4,5} = 2488 \text{ Н.}$$

Знаходимо відношення

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{288}{4,032} = 71,42 \qquad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{257}{3,6} = 71,43.$$

Подальший розрахунок ведемо для шестерні, так як для неї знайдене відношення менше.

Розрахункові напруження вигину

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_{\beta} F_t K_F \frac{K_{F\ddot{A}}}{b_1 m_n} = 4,032 \cdot 0,923 \cdot 2488 \cdot 1,219 \frac{1}{45 \cdot 2,5} = 100 \text{ МПа.}$$

$$100 < 288.$$

Умова міцності виконується.

Перевірка статичної міцності зубів на вигин

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{i \text{ оñê}}}{T_{i \text{ ì ì}} K_{F\ddot{A}}} = 100 \frac{2}{1} = 200 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_{F \max}] = 2,7 HB_2 = 2,7 \cdot 250 = 675 \text{ МПа.}$$

$$200 < 675.$$

Умова міцності виконується.

10.5. Діаметри зубчастих коліс

Шестерня.

Ділильний діаметр

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 20}{\cos 10,84^\circ} = 50,909 \text{ мм.}$$

Діаметр окружності вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 50,909 + 2 \cdot 2,5 = 55,909 \text{ мм.}$$

Діаметр окружності западин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 50,909 - 2,5 \cdot 2,5 = 44,659 \text{ мм.}$$

Колесо.

Ділильний діаметр

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 90}{\cos 10,84^\circ} = 229,091 \text{ мм.}$$

Діаметр окружності вершин

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 229,091 + 2 \cdot 2,5 = 234,091 \text{ мм.}$$

Діаметр окружності западин

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 229,091 - 2,5 \cdot 2,5 = 222,841 \text{ мм.}$$

Перевірка міжосьової відстані

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50,909 + 229,091}{2} = 140 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{90} \right) \right] \cos 10,84^\circ = 1,654.$$

Коефіцієнт осьового перекриття

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{m_n \pi} = \frac{40 \cdot \sin 10,84^\circ}{2,5 \cdot 3,14} = 0,958.$$

10.6. Розміри елементів, необхідні для виконання робочого креслення колеса

Діаметр вихідного кінця вала колеса

$$d_{x2} = \sqrt[3]{\frac{16T_2 10^3}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 285 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15}} = 45,91 \text{ мм.}$$

Тут $[\tau] = 15$ МПа - знижене дотичне напруження.

Приймаємо $d_{x2} = 48$ мм.

Діаметр посадкового місця під колесо

$$d_{k2} = d_{x2} + 10 = 48 + 10 = 58 \text{ мм.}$$

Для цього діаметра вибираємо шпонку з наступними розмірами

$$b \times h = 18 \times 11 \text{ мм.}$$

Глибина паза у втулці (колесі)

$$t = 4,4 \text{ мм.}$$

Виконуємо робоче креслення колеса.

Перелік посилань

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник / Павлице В. Т. — Л.: Афіша, 2008. — 560 с.
2. Деталі машин : Підруч. для студ. машинобуд. спец. / К. І. Заблонський. - О. : АстроПринт, 1999. - 402 с
3. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др.- 5-е изд. перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1984.-560 с., ил.
4. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др.-2-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1987.-416 с.,ил.

Варіанти домашніх завдань

Варіант	Синхронна частота обертання двигуна, об/хв	Частота обертання вихідного вала, об/хв	Крутний момент на вихідному валу, Нм	Клас навантаження	Ресурс, тис. год	Зуби *
1	750	150	190	1,0	8	П
2	1000	400	240	0,8	9	К
3	1500	300	160	0,63	11	Ш
4	3000	600	50	1,0	12	К
5	750	170	220	0,8	10	К
6	1000	360	185	0,63	13	П
7	1500	330	115	1,0	14	Ш
8	3000	670	100	0,8	15	П
9	750	190	250	0,63	12	П
10	1000	320	150	1,0	7	К
11	1500	375	250	0,8	8	П
12	3000	750	125	0,63	9	К
13	750	210	320	1,0	14	К
14	1000	280	135	0,63	10	П
15	1500	420	180	0,8	11	К
16	3000	850	25	1,0	12	П
17	750	240	400	0,8	16	Ш
18	1000	250	115	0,8	13	Ш
19	1500	480	65	1,0	14	П
20	3000	950	50	0,8	15	К
21	750	270	140	0,63	8	К
22	1000	220	95	1,0	9	П
23	1500	540	195	0,8	10	К
24	3000	1050	40	0,8	11	П
25	750	300	250	1,0	10	Ш
26	1500	600	80	0,63	12	Ш
27	1000	200	370	0,8	13	К
28	3000	1200	80	0,63	14	К
29	1000	340	300	0,63	15	П
30	1500	450	85	0,8	16	Ш

* П - прямі; К - косі; Ш - шевронні.

Продовження таблиці на наступній сторінці.

Варіанти домашніх завдань

Варіант	Синхронна частота обертання двигуна, об/хв	Частота обертання вихідного вала, об/хв	Крутний момент на вихідному валу, Нм	Клас навантаження	Ресурс, тис. год	Зуби *
31	750	160	600	1,0	16	Ш
32	1000	190	100	0,8	15	К
33	1500	280	340	0,63	14	Ш
34	3000	580	35	0,8	13	П
35	750	180	370	0,63	12	Ш
36	1000	210	450	1,0	11	Ш
37	1500	310	60	0,63	10	К
38	3000	650	100	1,0	9	П
39	750	200	140	0,8	8	К
40	1000	240	120	1,0	7	П
41	1500	360	190	0,8	8	Ш
42	3000	730	50	0,63	9	К
43	750	220	85	0,63	10	К
44	1000	270	250	0,8	11	Ш
45	1500	410	70	1,0	12	П
46	3000	830	60	0,8	13	К
47	750	250	150	0,63	14	К
48	1000	310	120	0,8	15	П
49	1500	470	100	1,0	16	К
50	3000	930	30	0,63	7	П
51	750	280	170	0,8	8	К
52	1000	350	140	0,63	9	К
53	1500	520	75	1,0	10	П
54	3000	1050	60	0,8	11	К
55	750	310	150	0,63	12	К
56	1000	380	270	1,0	13	Ш
57	1500	580	50	0,63	14	П
58	3000	1100	40	0,8	15	К
59	750	320	90	1,0	8	К
60	1000	390	170	0,8	10	Ш

* П - прямі; К - косі; Ш - шевронні.

Продовження таблиці на наступній сторінці.

Варіанти домашніх завдань

Варіант	Синхронна частота обертання двигуна, об/хв	Частота обертання вихідного вала, об/хв	Крутний момент на вихідному валу, Нм	Клас навантаження	Ресурс, тис. год	Зуби *
61	750	260	600	0,63	12	Ш
62	1000	360	100	1,0	11	К
63	1500	320	340	0,8	16	Ш
64	3000	790	35	0,63	15	П
65	750	160	370	0,8	14	Ш
66	1000	190	450	0,63	13	Ш
67	1500	280	60	1,0	12	К
68	3000	580	100	0,63	11	П
69	750	180	140	1,0	10	К
70	1000	210	120	0,8	9	П
71	1500	310	190	1,0	8	Ш
72	3000	650	50	0,8	7	К
73	750	200	85	0,63	8	К
74	1000	240	250	0,63	9	Ш
75	1500	360	70	0,8	10	П
76	3000	730	60	1,0	11	К
77	750	220	150	0,8	12	К
78	1000	270	120	0,63	13	П
79	1500	410	100	0,8	14	К
80	3000	830	30	1,0	15	П
81	750	250	170	0,63	16	К
82	1000	310	140	0,8	7	К
83	1500	470	75	0,63	8	П
84	3000	930	60	1,0	9	К
85	750	280	150	0,8	10	К
86	1000	350	270	0,63	11	Ш
87	1500	520	50	1,0	12	П
88	3000	1050	40	0,63	13	К
89	750	310	90	0,8	14	К
90	1000	380	170	1,0	15	Ш

* П - прямі; К - косі; Ш - шевронні.

Продовження таблиці на наступній сторінці.

Варіанти домашніх завдань

Варіант	Синхронна частота обертання двигуна, об/хв	Частота обертання вихідного вала, об/хв	Крутний момент на вихідному валу, Нм	Клас навантаження	Ресурс, тис. год	Зуби *
91	750	150	220	0,63	10	П
92	1000	400	350	1,0	12	К
93	1500	300	110	0,8	8	Ш
94	3000	600	100	0,63	9	К
95	750	170	190	1,0	11	К
96	1000	360	240	0,8	12	П
97	1500	330	160	0,63	10	Ш
98	3000	670	50	1,0	13	П
99	750	190	220	0,8	14	П
100	1000	320	185	0,63	15	К
101	1500	375	115	1,0	12	П
102	3000	750	100	0,8	7	К
103	750	210	250	0,63	8	К
104	1000	280	150	1,0	9	П
105	1500	420	250	0,63	14	К
106	3000	850	125	0,8	10	П
107	750	240	320	1,0	11	Ш
108	1000	250	135	0,8	12	Ш
109	1500	480	180	0,8	16	П
110	3000	950	25	1,0	13	К
111	750	270	400	0,8	14	К
112	1000	220	115	0,63	15	П
113	1500	540	65	1,0	8	К
114	3000	1050	50	0,8	9	П
115	750	300	140	0,8	10	Ш
116	1500	600	95	1,0	11	Ш
117	1000	200	195	0,63	10	К
118	3000	1200	40	0,8	12	К
119	1000	340	250	0,63	13	П
120	1500	450	80	0,63	14	Ш

* П - прямі; К - косі; Ш - шевронні.