

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних занять з дисципліни

«Деталі машин»

(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальностей 131

«Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування»)

Тема: «Проектування та розрахунок зубчастих коліс приводів»

(Електронне видання)

ЗАТВЕРДЖЕНО
на засіданні кафедри
машинобудування
та прикладної механіки
Протокол № 9 від 14.05.2025 р.

Київ – 2025

УДК 621.9

Методичні вказівки до виконання практичних занять за темою «Проектування та розрахунок зубчастих коліс приводів» з дисципліни «Деталі машин» (для здобувачів вищої освіти спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 Галузеве машинобудування) (Електронне видання) / укладачі О.В. Романченко, П.В. Боровік, В.Г. Созонтов, Г.Л. Мелконов, Т.О. Шумакова, А.П. Ніколаєнко, О.М. Логунов, О.В. Сергієнко, О.В. Шевченко, С.М. Святошенко, А.Г. Івченко. – Київ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2025. – 37 с.

Методичні вказівки для здобувачів вищої освіти, які вивчають дисципліну «Деталі машин». Методичні вказівки містять методику та приклад розрахунку зубчастої передачі приводу машинобудівного обладнання та перелік рекомендованої літератури.

Методичні вказівки розраховані на студентів вищих навчальних закладів

Укладачі:

О.В. Романченко, к.т.н., доц.,
П.В. Боровік, д.т.н., проф.,
В.Г. Созонтов, д.т.н., доц.,
Г.Л. Мелконов, к.т.н., доц.,
Т.О. Шумакова, к.т.н., доц.,
А.П. Ніколаєнко, к.т.н., доц.,
О.М. Логунов, к.т.н., доц.,
О.В. Сергієнко, к.т.н., доц.,
О.В. Шевченко, к.т.н., доц.,
С.М. Святошенко,
А.Г. Івченко.

Рецензент:

Е.С. Руднєв, д.т.н., проф.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. Методика проектування циліндричних зубчастих коліс	5
2. Проектний розрахунок зубчастих передач	10
3. Приклад розрахунку	20
4. Контрольні запитання	32
ЛІТЕРАТУРА	36

ВСТУП

Циліндричні зубчасті передачі призначені для передачі обертання між валами з паралельними осями. У верстатах це найпоширеніший вид зачеплення. Зуби шестерень і коліс в циліндричних передачах знаходяться в евольвентному зачепленні. Евольвентне зачеплення має велику здатність навантаження, не чутливе до погрішності міжосьової відстані (на відміну від передач Новикова), високотехнологічне (є величезний типорозмірний ряд верстатів і інструментів для зубообробки), має досить досконалу наукову основу до геометро-кінематичних та міцнісних розрахунків.

Критеріями роботоздатності зубчастих передач з евольвентним зачепленням є [1]:

- 1) втомна міцність робочих поверхонь зубів (викрашування);*
- 2) втомна поломка зубів;*
- 3) контактна міцність робочої поверхні зубів при короточасних перевантаженнях (пластична деформація поверхні зубів);*
- 4) поломка зубів при дії короточасних перевантажень.*

Значно рідше в передачах верстатів зустрічається такий вид руйнування зубів, як заїдання. Ще одна причина виходу зубів з роботоздатності – знос, також не типовий в приводах верстатів, оскільки він спостерігається у відкритих передачах. Закриті зубчасті передачі (у тому числі і в приводах металорізальних верстатів), як правило, зазнають руйнування зубів за критерієм 1. Критерії 2, 3 і 4 зазвичай мають значні запаси міцності. З цієї причини проектний розрахунок циліндричної зубчастої передачі ведеться за критерієм 1 і називається розрахунком на контактну витривалість. Після визначення основних параметрів передачі за критерієм 1 за ним виконується і перевірочний розрахунок. Розрахунки за критеріями 2, 3 і 4 ведуться лише у формі перевірочних.

1. Методика проектування циліндричних зубчастих коліс

Найбільшого поширення в силових передачах набули такі види зміцнення, як: нормалізація (Н), поліпшення (У), поверхневий гарт з нагріванням струмами високої частоти (ТВЧ), об'ємний гарт (З), цементация (Ц), азотування (А). Залежно від поєднання твердостей зубів шестерні (1) і колеса (2) передачі підрозділяються на 3 групи: I - "м'які"; II - з високим перепадом твердостей; III - "тверді".

Першу групу передач утворюють шестерні і колеса, твердість зубів яких H_1 і H_2 відповідно менше 350 НВ, тобто $H_1 < 350\text{НВ}$, $H_2 < 350\text{НВ}$. Ці передачі комплектуються з поліпшених шестерень (У1) і поліпшених або нормалізованих коліс (У2 або Нм2): У1+Нм2; У1+У2. Причому зуби шестерні мають бути приблизно на (25...40) НВ твердіші за зуби колеса. Слід врахувати, що сфера застосування нормалізації в силових передачах постійно скорочується, тому бажано її не використовувати в курсовому проекті. Тобто "м'яка" передача, як правило, має поліпшені шестерню і колесо, твердості яких знаходяться в межах - див. табл. 2.1: $H_1 = 235...262\text{НВ}$, $H_2 = 269...302\text{НВ}$ (різниця середніх твердостей при цьому становитиме близько 37НВ).

У третій групі передач твердість зубів шестерні і колеса перевищує 350 НВ: ТВЧ1+ТВЧ2; З1+З2; Ц1+Ц2; Ц1+ТВЧ2.

Друга група передач є поєднанням першої і третьої груп. Тут "тверді" зуби шестерні взаємодіють з "м'якими" зубами колеса: ТВЧ1+У2; З1+У2; Ц1+У2. При цьому виходить, що $H_1-H_2 > 100\text{НВ}$, тобто зуби шестерні твердіші за зуби колеса більше ніж на 100 одиниць за Брінеллем (цим і пояснюється назва передач групи II). Слід врахувати, що високий перепад твердостей доцільно призначати в циліндричних і конічних передачах з непрямыми зубами, де має місце "головочний ефект" (детальніше про нього див. [1]).

При переході від передач групи I до передач групи II і III мають місце такі зміни:

зменшуються габарити передачі (при однакових навантаженнях) і, як наслідок, знижуються матеріаломісткість, колові швидкості коліс і динамічні явища;

підвищується здатність навантаження (при однакових габаритах);

-підвищується сумарна вартість передачі (дорожчі марки сталей, складніші технології зміцнення зубів);

-підвищуються вимоги до жорсткості валів і якості виготовлення зубів(зв'язано це з тим, що при твердості $H > 350$ НВ зуби практично не припрацьовуються, що, у свою чергу, виключає можливість зменшити шкідливу дію деформації валів, відхилення профілю від номінального і шорсткості поверхні зубів на здатність навантаження передачі).

Допустима напруга

Допустима контактна напруга, МПа:

$$[\sigma_H] = \sigma_{H\lim} \cdot z_R \cdot z_N / S_H,$$

де $\sigma_{H\lim}$ – границя тривалої контактної витривалості, табл. 1.1,

z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість зв'язаних поверхонь зубів: при шліфуванні ($R_a = 0,63 \dots 1,25$ мкм) $z_R = 1$; при чистовому фрезеруванні, зубообточуванні або зубодовбанні ($R_a = 1,25 \dots 2,5$ мкм) $z_R = 0,95$; при грубішій зубообробці ($R_a = 2,5 \dots 5,0$ мкм) $z_R = 0,9$;

S_H – коефіцієнт запасу міцності; при однорідній структурі матеріалу (Н, У, З) - $S_H = 1,2$; при неоднорідній (ТВЧ, Ц, А) - $S_H = 1,3$.

z_N – коефіцієнт довговічності.

$$z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} \geq 1,$$

де N_{HG} – базове число циклів навантажень; $N_{HG} = \bar{H}_{HB}^3$; якщо розрахункове значення $N_{HB} > 12 \cdot 10^7$, приймати $N_{HB} = 12 \cdot 10^7$.

Таблиця 1.1

Вид зміцнення	Твердість поверхні	Марка сталі	$\sigma_{H \text{ lim}}$	$\sigma_{F \text{ lim}}$
			МПа	
Нормалізація	163...192 HB	35, 40,45, 40X, 35ГМ	$2\bar{H}_{HB} + 70$	$1,75\bar{H}_{HB}$
	179...207 HB			
Поліпшення	235...262 HB	40ХН		
	269...302 HB			
Об'ємне гартування	38...50 HRC _e	45, 35ГМ 40X, 40ХН	$17\bar{H}_{HRC} + 100$	500...550
	45...50 HRC _e	40X		
Гарт ТВЧ	48...53 HRC _e	40ХН, 35ХМ	$17\bar{H}_{HRC} + 200$	500...600
	56...63 HRC _e	18ХГТ 20ХН2М 12ХН3А 25ХГТ		
Цементация+гартування	55...67 HRC _e	35ХЮА 38ХМЮА 40ХН2МА	$23\bar{H}_{HRC}$	750...800
Азотування	55...67 HRC _e		1050	$12\bar{H}_{HRC}^{\text{серд}} + 290$

Примітки:

1. Символом $\bar{H}_{\text{HRC}}^{\text{серд}}$ позначена твердість серцевини зуба після азотування в одиницях Роквелла. Можна брати $\bar{H}_{\text{HRC}}^{\text{серд}} = 24 \dots 40 \text{ HRC}_\circ$.

2. \bar{H}_{HB} і \bar{H}_{HRC} – середні значення твердості в одиницях Брінелля і Роквелла відповідно.

При використанні формули для N_{HG} одиниці твердості HRC необхідно перевести в HB по рис. 1.1. (приблизно $\text{HRC} = \text{HRC}_\circ$).

N_{HE} – еквівалентне число циклів навантажень; при постійній частоті обертання валів передачі і заданій циклограмі навантаження

$$N_{\text{HE}} = 60 \cdot n \cdot \sum \left(T_i / T_{\text{max}} \right)^3 \cdot t_i,$$

тут T_i та T_{max} – i -тий та максимальний крутні моменти, узяті з циклограми навантаження; t_i – тривалість дії моменту T_i в годинах. Якщо виявиться, що $N_{\text{HE}} > N_{\text{HG}}$, брати $z_N = 1$.

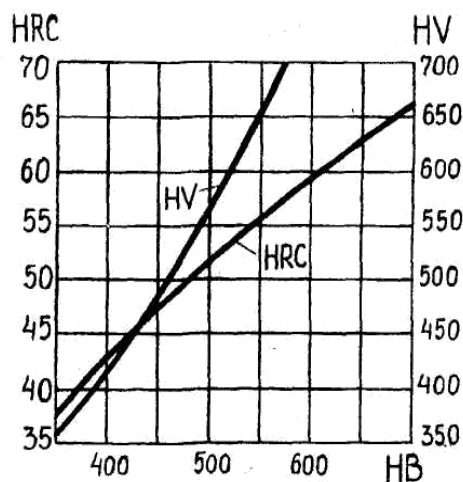


Рис. 1.1. Діаграма переведення одиниць твердості

При постійному навантаженні еквівалентне число циклів навантажень визначається за формулою.

Допустима напруга вигину:

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \cdot y_R \cdot y_N / S_F,$$

де σ_{Flim} – границя тривалої витривалості при вигині, табл. 1.1;

y_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні; при зубофрезеруванні і шліфуванні $y_R = 1$; при поліруванні $y_R = 1,05 \dots 1,2$;

s_F – коефіцієнт запасу міцності; при нормальній вірогідності неруйнування $S_F = 1,7$, при підвищеній – $S_F = 2,2$.

y_N – коефіцієнт довговічності

$$y_N = k \sqrt{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \geq 1,$$

Де $k = 9$ при $H_1 > 350$ HB і $H_2 > 350$ HB, в решті випадках $k = 6$;

$N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ – базове число циклів вантажень;

N_{FE} – еквівалентне число циклів навантажень при вигині

$$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot \sum \left[\left(T_i / T_{max} \right)^k \right] \cdot t_i$$

Допустима напруга вигину визначається окремо для шестерні – $[\sigma_F]_1$ і колеса – $[\sigma_F]_2$, які в загальному випадку, не збігаються.

Якщо виявиться, що $N_{FE} > N_{FG}$, слід брати $y_N = 1$.

Наведені розрахункові залежності для $[\sigma_F]$ справедливі для нереверсивного режиму роботи передачі. При реверсивному, важчому, режимі роботи отримані за ним значення $[\sigma_F]$ треба помножувати на 0,8.

Значення границь текучості і міцності (МПа) для деяких марок сталей, використовуваних в зубчастих передачах, представлені в табл. 1.2 (ширший перелік конструкційних і легованих сталей наданий у нормативах).

Таблиця 1.2

Гранич на напряга	Марка сталі							
	3	4	40	35ХГС	40Х	20ХН2	18ХГ	38ХМ
	5	5	Х	А	Н	М	Т	ЮА
σ_T	2 80	6 40	80 0	650	800	850	800	85 0
σ_b	5 50	8 20	10 00	800	1000	1100	1000	1000

За наявності короткочасних перевантажень буде потрібна відповідна перевірка міцності зубів, в якій використовуються допустимі максимальні контактні - $[\sigma_{Hmax}]$ і згинальні - $[\sigma_{Fmax}]_{1,2}$, напруги (МПа):

$$[\sigma_{Hmax}] = \begin{cases} 2,8 \cdot \sigma_T - \text{нормалізація, поліпшення, об'ємне гартування;} \\ 44 \cdot \bar{H}_{HRC} - \text{гарт ТВЧ, цементация, нітроцементация;} \\ 3 \cdot \bar{H}_{HV} - \text{азотування.} \end{cases}$$

$$[\sigma_{Hmax}] = \begin{cases} 2,7 \cdot \bar{H}_{HV} - \text{нормалізація, поліпшення;} \\ 1400 - \text{об'ємний гарт;} \\ 1260 - \text{гарт ТВЧ;} \\ 1200 - \text{цементация, нітроцементация;} \\ 1000 - \text{азотування.} \end{cases}$$

2. Проектний розрахунок зубчастих передач

Прийняті в розрахунку одиниці виміру: лінійні розміри – мм, сили – Н, моменти сил – Н·м, напруга – МПа.

З умови контактної витривалості активних поверхонь визначається головний параметр циліндричної зубчастої передачі – міжосьова відстань:

$$a_w \geq K_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot [\sigma]^2}},$$

де $K_a = 430$ для косозубих і шевронних передач, $K_a = 495$ для прямозубих передач;

T_2 – крутний момент на колесі;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця, що береться із стандартного ряду: 0,10; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25 відповідно до рекомендацій табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Розташування колеса (шестерні) відносно опор вала		ψ_{ba}
Консольне	НВ < 350	0,25
	НВ > 350	0,20
Несиметричне	НВ < 350	0,315; 0,40
	НВ > 350	0,25; 0,315
Симетричне		0,40; 0,50
Шевронна передача		0,63; 0,8; 1,0; 1,25

Примітка:

Для шевронних передач значення ψ_{ba} дане з врахуванням ширини канавки b_k для виходу модульної фрези.

Коефіцієнт навантаження з викришування $K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$. На етапі проектного розрахунку можна заздалегідь взяти:

$K_H = 1,3 \dots 1,4$ для косозубих передач; $K_H = 1,4 \dots 1,5$ для прямозубих передач.

Уточнення K_H і всіх вхідних до нього коефіцієнтів робиться на етапі перевірочних розрахунків.

Розрахункова величина a_w округляється до найближчого більшого значення із стандартного ряду міжосьових відстаней, ГОСТ 2185-66:

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
2-й ряд	45	56	71	90	112	140	180	224	280	355
	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	
	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240		

Модуль зачеплення нормальний (для прямозубих передач):

$$m_n = \begin{cases} (0,01\dots0,02) \cdot a_w \\ (0,016\dots0,032) \cdot a_w \end{cases},$$

де верхнє співвідношення відповідає $H_2 < 350\text{НВ}$, нижнє – $H_2 > 350\text{НВ}$.

Остаточного значення модуль набуває з ГОСТ 9563-80 (1-й ряд є переважним):

1-й ряд	1	1,25 6	1,58	2 10	2,5 12	3 16	4 20	5 25
2-й ряд	1,375 7	1,75 9	2,25 11	2,75 14	3,5 18	4,5 22	5,5	–

У косозубих і шевронних передачах стандартним є модуль нормальний. У силових зубчастих передачах не рекомендується застосовувати модуль менше ніж 1,5 мм.

Ширина вінця зубчастого колеса

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} \cdot a_w,$$

округляється до найближчого більшого значення з єдиного ряду (ГОСТ 6636-69).

Тут b_w – робоча ширина зубчастого вінця, використувувана в розрахунках передачі на міцність.

Ширина зубчастого вінця шестерні b_1 робиться більше b_2 з метою компенсації можливого осьового зсуву шестерні відносно колеса. Можна взяти $b_1 \approx b_2 + 2 \cdot m$ з подальшим округленням до найближчого числа з єдиного ряду.

Числа зубів шестерні (z_1) і колеса (z_2).

$$\text{Попереднє число зубів шестерні } z_1' = 2 \cdot a_w / [m \cdot (u + 1)].$$

Остаточного значення z_1 набуває після округлення до найближчого меншого цілого.

Якщо $z_1 < z_{\min} = 17$, то в уникнення підрізу зубів необхідно набути меншого значення m із ГОСТ 9563-80, яке не виходить за межі розрахункового діапазону.

Попереднє число зубів колеса $z_2' = z_1 \cdot u$ набуває остаточного значення z_2 після округлення до найближчого цілого.

Після визначення z_1 і z_2 необхідно уточнити передавальне число u :

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Причому відхилення уточненого u від необхідного $u_{\text{треб}}$ не повинно перевищувати 4 %, тобто:

$$\Delta u = \frac{u - u_{\text{треб}}}{u_{\text{треб}}} \cdot 100 \leq 4\%.$$

Якщо $\Delta u > 4\%$ досить змінити z_2 (на 1...2 зуби) аби умови $\Delta u \leq 4\%$ було виконано.

Після уточнення знайдених параметрів зачеплення для прямозубої передачі визначається фактична відстань a_w :

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2},$$

яке є остаточним, навіть якщо воно не збігається зі стандартним значенням.

Перевірочні розрахунки

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

Уточнення коефіцієнта навантаження

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

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження уздовж лінії контакту зубів з урахуванням їх припрацювання;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження, береться за табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Коефіцієнти динамічного навантаження

N _{ст.}	Твердість поверхонь зубів	K _{HV}			K _{FV}		
		Колова швидкість в зачепленні, м/с					
		1	5	10	1	5	10
7	H ₁ і H ₂ > 350HB	1,02 1,01	1,12 1,05	1,25 1,1	1,02 1,01	1,12 1,05	1,25 1,1
	H ₂ < 350HB	1,04 1,02	1,2 1,08	1,4 1,16	1,08 1,03	1,4 1,16	1,8 1,32
8	H ₁ і H ₂ > 350HB	1,03 1,01	1,15 1,06	1,3 1,12	1,03 1,01	1,15 1,06	1,3 1,12
	H ₂ < 350HB	1,05 1,02	1,24 1,1	1,48 1,19	1,1 1,04	1,48 1,19	1,96 1,38
9	H ₁ і H ₂ > 350HB	1,03 1,01	1,17 1,07	1,35 1,14	1,03 1,01	1,17 1,07	1,35 1,14
	H ₂ < 350HB	1,06 1,02	1,28 1,11	1,56 1,22	1,11 1,04	1,56 1,22	– 1,45

Примітка

Верхні значення для прямозубих передач, нижні – для косозубих і шевронних

Ступінь точності передачі $N_{ст}$, необхідна при визначенні $K_{H\beta}$ і $K_{H\alpha}$, призначається залежно від колової швидкості в зачепленні (м/с):

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{(60 \cdot 1000)} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{(60 \cdot 1000)}$$

за таблицею:

Тип передачі	Швидкість V (V_T) (м/с)			
	<5	5...8	8...12	>12,5
	Ступінь точності $N_{ст}$			
Циліндрична прямозуба	9	8	7	6
Циліндрична косозуба	9	9	8	7
Конічна: прямозуба	8	7	—	—
з круговими зубами	9	9	8	7

Примітка:

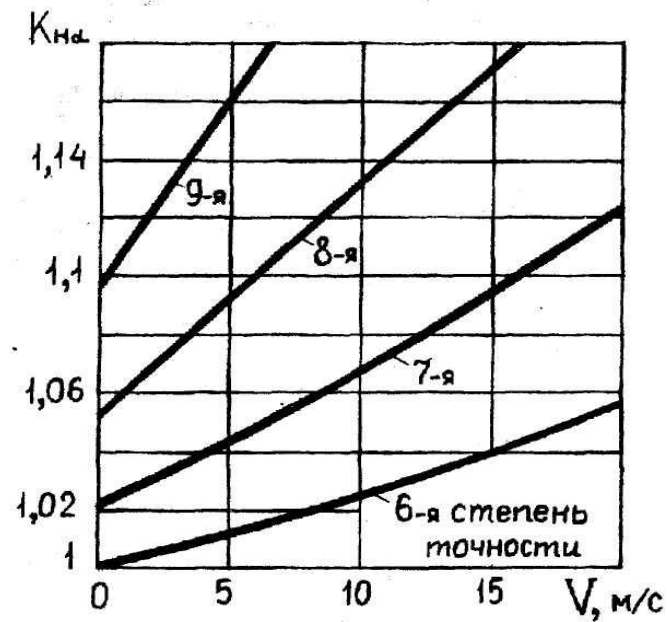
Для циліндричних передач редукторів рекомендується призначати ступінь міру точності не нижче 8-ої.

Числове значення коефіцієнта $K_{H\alpha}$ визначається за рис. 2.2.

$$K_{H\beta} = \begin{cases} K_{H\beta}^0 \cdot (1 - X_p) + X_p \geq 1,05 & \text{- для передач з } H_2 < 350\text{НВ} \\ K_{H\beta}^0 & \text{- для передач з } H_2 > 350\text{НВ} , \end{cases}$$

тут $K_{H\beta}^0$ – початковий коефіцієнт концентрації навантаження (тобто без врахування припрацювання зубів) табл. 2.3.

X_p – коефіцієнт режиму навантаження, $X_p \leq 1$.

Рис. 2.2. Діаграма для визначення $K_{H\alpha}$

Таблиця 2.3

Початковий коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}^0$

b_w/d_1 (b/d_{m1})	H_2	Схема передач, рис. 2.3							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	А	1,7	1,4	1,3	1,18	1,08	1,05	1,05	1,05
	Б	1,35	1,2	1,15	1,09	1,05	1,05	1,05	1,05
0,4	А	2,4	1,9	1,6	1,36	1,2	1,12	1,08	1,05
	Б	1,7	1,45	1,3	1,18	1,1	1,06	1,05	1,05
0,6	А	3,1	2,4	2,0	1,6	1,34	1,24	1,14	1,06
	Б	2,05	1,7	1,5	1,3	1,17	1,12	1,07	1,05
0,8	А	4,0	3,0	2,4	1,86	1,54	1,4	1,26	1,1
	Б	2,5	2,0	1,7	1,43	1,27	1,2	1,13	1,05
1,0	А	—	3,6	2,8	2,12	1,8	1,6	1,4	1,2
	Б	—	2,3	1,9	1,56	1,4	1,3	1,2	1,1
1,2	А	—	—	3,2	2,44	2,08	1,8	1,6	1,3
	Б	—	—	2,1	1,72	1,54	1,4	1,3	1,15
1,4	А	—	—	—	2,8	2,4	2,0	1,8	1,42
	Б	—	—	—	1,9	1,7	1,52	1,4	1,21
1,6	А	—	—	—	—	2,8	2,4	2,0	1,6
	Б	—	—	—	—	1,9	1,7	1,5	1,3

Примітки:

1. А – $H_2 < 350$ НВ; Б – $H_2 > 350$ НВ.

2. У дужках – (b/d_{m1}), вказані позначення параметрів конічної зубчастієї передачі.

Для типових режимів навантаження значення X_p беруться такими:

Типовий режим	I	II	III	IV	V
X_p	0,77	0,50	0,50	0,42	0,31

Позначення типових режимів навантаження:

I – важкий, II – середній рівноімовірний, III - середній нормальний, IV - легкий, V – особливо легкий.

Для універсальних металорізальних верстатів характерні режими IV і V.

При ступінчастому навантаженні значення X_p визначається розрахунком

$$X_p = \sum_{i=1}^k (T_i \cdot t_i) / (T_{\max} \cdot t).$$

Природно, що при постійному навантаженні $X_p = 1$.

2. *Розрахунок контактної напруги* (розмірність фізичних величин ті ж, що і в проектному розрахунку)

$$\sigma_H = \frac{z_M \cdot z_H \cdot z_E}{(a_w \cdot u)} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot 1000 \cdot (u+1)^3}{b_w}} \leq [\sigma_H],$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів шестерні (1) і колеса (2).

Для сталевих передач $Z_M \approx 190 \text{ МПа}^{0,5}$.

$$z_H = \sqrt{2 \cdot \cos \beta / \sin (2 \cdot \alpha_N)},$$

де $\alpha_w = \alpha_n = 20^\circ$ – кут профілю вихідного контура зуборізального інструменту в загальному машинобудуванні.

$$z_E = \sqrt{1 / \varepsilon_\alpha},$$

де торцевий коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 + 1/z_2)] \cdot \cos \beta$.

Якщо умова $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ не виконується, необхідно:

– підвищити твердість зубів, внаслідок чого збільшиться $[\sigma_H]$ (при незмінних розмірах передачі і розрахунковій напрузі σ_H);

– збільшити b_w (не перевищуючи при цьому максимальне $\psi_{b\alpha}$);

– збільшити α_w до наступного більшого значення в ГОСТ 2185-66.

Надмірний запас міцності по втомному викривуванню (це можна вважати при $\sigma_H / [\sigma_H] < 0,85$) свідчить про нераціональне проектування, оскільки для знайдених параметрів передачі механічні властивості матеріалів шестерні і колеса (особливо твердість поверхні зубів) використані недостатньо повно.

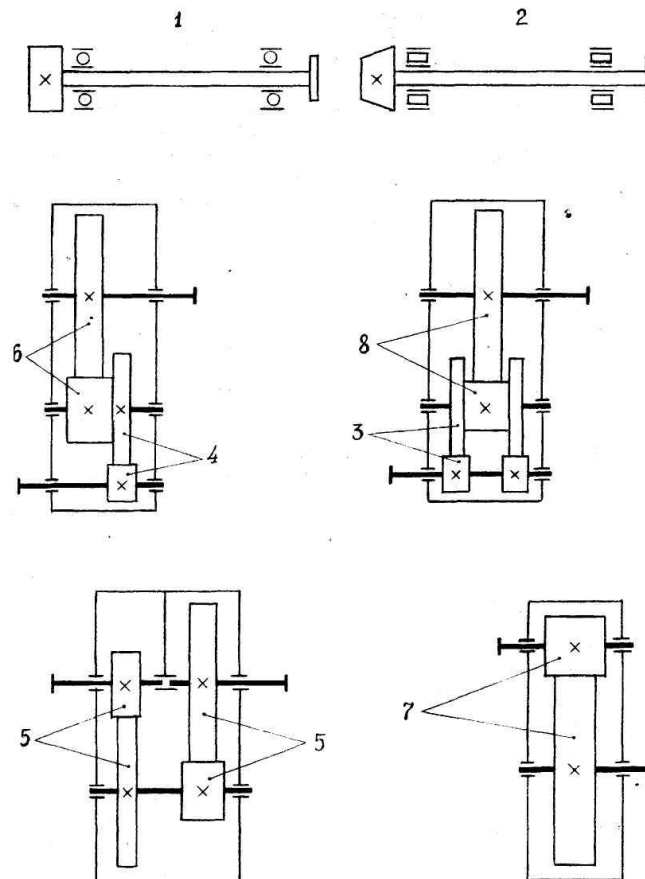


Рис. 2.3. Схеми розташування передач

Перевірочний розрахунок на згинальну витривалість

$$\sigma_F = \frac{T_2 \cdot 1000 \cdot (u+1) \cdot K_F \cdot Y_F}{(m_n \cdot a_w \cdot b_w \cdot u)} \leq [\sigma_F].$$

Одиниці виміру параметрів тут ті ж, що і в σ_H .

$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$, – коефіцієнт навантаження при розрахунку на вигин

де $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження між зубами.

$K_{F\beta} = K_{H\beta}^r$ – коефіцієнт концентрації навантаження уздовж лінії контакту зубів (з урахуванням припрацювання зубів), де r вибирається за табл. 2.4. залежно від відношення b_w/m ;

K_{Fv} – коефіцієнт динамічного навантаження, береться за табл. 2.2.

Таблиця 2.4

Коефіцієнт r					
b_w / m (b / m_{te})	4	7	10	20	40
Прямі зуби	0,71	0,83	0,85	0,94	0,97
Косі і шевронні зуби	0,57	0,73	0,8	0,90	0,95

Примітка.

Параметр b / m_{te} використовується при виборі коефіцієнта r для конічних передач.

Y_F – коефіцієнт форми зубів, табл. 2.5. Для прямозубих передач вибирається залежно від чисел зубів шестерні (z_1) – Y_{F1} і колеса (z_2) – Y_{F2} , для косозубих і шевронних – від еквівалентних чисел зубів шестерні $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta$ і колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$.

Таблиця 2.5

z (z_v), (z_{vn})	Коефіцієнти зсуву вихідного контура					
	-0,5	-0,2	0	+0,2	+0,5	+0,8
	Y_F					
10	–	–	–	–	–	2,96
12	–	–	–	–	3,55	3,08
14	–	–	–	4,05	3,56	3,14
16	–	–	4,47	3,99	3,57	3,17
17	–	–	4,3	3,97	3,58	3,21
20	–	–	4,12	3,9	3,59	3,25
25	–	4,39	3,96	3,81	3,6	3,33
30	4,67	4,14	3,85	3,75	3,61	3,37
40	4,24	3,9	3,75	3,68	3,62	3,44
50	4,02	3,83	3,73	3,66	3,62	3,48
60	3,93	3,82	3,73	3,68	3,63	3,52

80	3,89	3,81	3,74	–	–	–
100	3,87	3,8	3,75	–	–	–

Примітка.

Якщо число зубів більше 100, значення γ_F набувати як для z (z_V, z_{Vn}), рівного 100.

3. Приклад розрахунку

Розрахувати циліндричну передачу, рис. 3.1, приводу головного руху верстата при таких вихідних даних:

$T_2 = 330,0$ Н·м – крутний момент на колесі;

$n_1 = 218,4$ об/хв – частота обертання шестерні;

$n_2 = 189,9$ об/хв – частота обертання колеса;

$u = 1,15$ – передавальне число;

$t = 5000$ г. – термін служби.

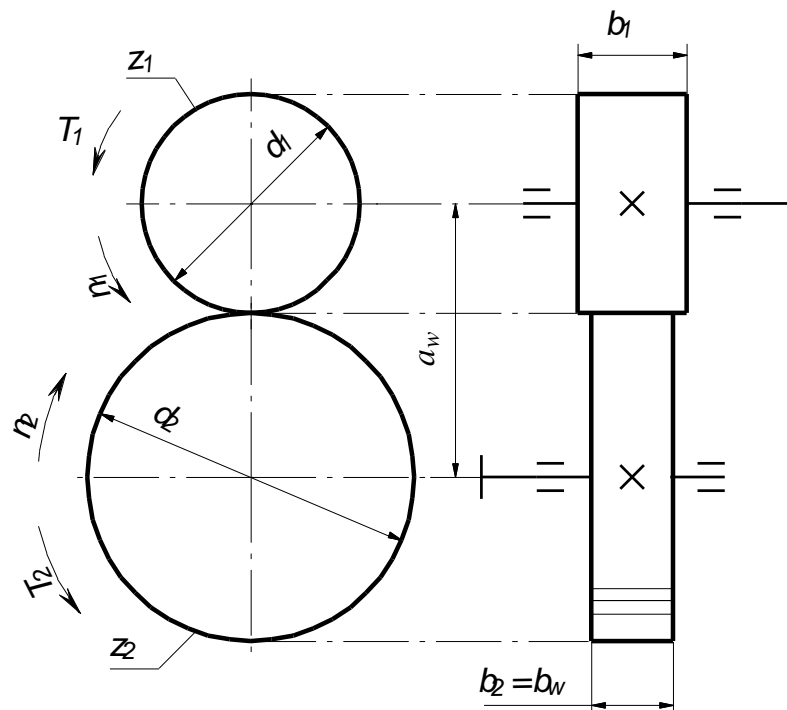


Рис. 3.1. Кінематична схема циліндричної передачі

Для шестерні циліндричної зубчастої передачі беремо сталь 20Х ГОСТ 4543-71, для колеса – сталь 30ХГТ, ГОСТ 4543-71.

Вид зміцнення – цементація+гартування (для шестерні і зубчастого колеса).

Твердість поверхні – 56...63 HRC, ($\bar{H}_{\text{HRC}} = 59$).

Визначення допустимих напруг

$$\sigma_{\text{H lim}} = 23 \bar{H}_{\text{HRC}} = 23 \cdot 59 = 1357 \text{ МПа},$$

де $\bar{H}_{\text{HRC}} = \frac{56+63}{2} \approx 59$ – середня твердість поверхні зубів.

Допустима контактна напруга, МПа

$$\left[\sigma_{\text{H}} \right] = \sigma_{\text{H lim}} \cdot z_{\text{R}} \cdot z_{\text{N}} / S_{\text{H}},$$

де z_{N} – коефіцієнт довговічності.

$$z_{\text{N}} = \sqrt[6]{\frac{N_{\text{HG}}}{N_{\text{HE}}}} \geq 1,$$

де $N_{\text{HG}} = \bar{H}_{\text{HB}}^3 = 600^3 = 21,6 \cdot 10^7$ – базове число циклів навантажень;

Розрахункове значення беремо $N_{\text{HG}} = 12 \cdot 10^7$.

При постійному навантаженні еквівалентне число циклів навантажень визначається за формулою

$$N_{\text{HE1}} = 60 \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 218,4 \cdot 5000 = 6,552 \cdot 10^7;$$

$$N_{\text{HE2}} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 189,9 \cdot 5000 = 5,697 \cdot 10^7;$$

$$z_{\text{N1}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{6,552 \cdot 10^7}} = 1,106;$$

$$z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{5,697 \cdot 10^7}} = 1,132;$$

$$[\sigma_H]_1 = \sigma_{H \text{ lim}} \cdot z_R \cdot z_N / S_H = \frac{1357 \cdot 1,106}{1,3} = 1154,5;$$

$$[\sigma_H]_2 = \sigma_{H \text{ lim}} \cdot z_R \cdot z_N / S_H = \frac{1357 \cdot 1,132}{1,3} = 1181,6.$$

Отже, в подальших розрахунках як $[\sigma_H]$ беремо меншу допустиму напругу шестерні, тобто $[\sigma_H] = [\sigma_H]_1 = 1154,5$ МПа.

Допустима напруга вигину

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim}} \cdot y_R \cdot y_N / S_F,$$

де $\sigma_{F \text{ lim}} = 750 \dots 800$ – границя тривалої витривалості при вигині (табл. 1.1).

Беремо $\sigma_{F \text{ lim}} = 800$ МПа;

$y_R = 1$ – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні;

$S_F = 1,7$ – коефіцієнт запасу міцності;

y_N – коефіцієнт довговічності

$$y_N = k \sqrt{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \geq 1,$$

де $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ – базове число циклів навантажень при вигині;

N_{FE} – еквівалентне число циклів навантажень при вигині

$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot t_i$ для постійного навантаження.

$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 218,4 \cdot 5000 = 6,552 \cdot 10^7$;

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 189,9 \cdot 5000 = 5,697 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{FE1} > N_{FG}$ і $N_{FE2} > N_{FG}$, то $y_{N1} = 1$ і $y_{N2} = 1$.

$$\text{Тоді } [\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = \frac{800 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 470,6 \text{ МПа.}$$

Максимальна контактна допустима напруга

$$[\sigma_{H \max}] = 44 \cdot \bar{H}_{HRC} = 44 \cdot 59 = 2596 \text{ МПа.}$$

Максимальна допустима напруга вигину в зубах шестерні і колеса

$$[\sigma_{F \max}]_1 = [\sigma_{F \max}]_2 = 1200 \text{ МПа.}$$

Збіг числових значень $[\sigma_{F \max}]_1$ і $[\sigma_{F \max}]_2$ пояснюється однаковим поверхневим зміцненням зубів шестерні і колеса – цементацією з подальшим гартуванням.

Проектний розрахунок

З умови контактної витривалості активних поверхонь зубів визначається головний параметр циліндричної зубчасті передачі – міжосьова відстань:

$$a_w \geq K_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot [\sigma_H]^2}},$$

де $K_a = 495$ для прямозубих передач;

$T_2 = 330$ Н·м – крутний момент на колесі;

За табл. 2.1 для несиметричного розташування $\psi_{ba} = 0,25$ і $0,315$. Беремо $\psi_{ba} = 0,315$.

Коефіцієнт навантаження з викришивання.

$K_H = 1,4 \dots 1,5$ для прямозубих передач. Беремо $K_H = 1,5$.

$$a_w \geq K_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot [\sigma]^2}} = 495 \cdot (1,15+1) \times \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 330,0}{0,315 \cdot 1,15^2 \cdot (1154,5)^2}} = 102,4 \text{ мм.}$$

Беремо міжосьову відстань $a_w = 100$ мм із стандартного ряду ГОСТ 2185-66.

Модуль зачеплення

$$m = m_n = (0,016 \dots 0,032) \cdot a_w = (0,016 \dots 0,032) \cdot 100 = 1,6 \dots 3,2 \text{ мм.}$$

Беремо з ГОСТ 9563-80: $m=2,5$ мм.

Ширина вінця зубчастого колеса

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 100 = 31,5. \text{ Беремо } b_2 = 32 \text{ мм.}$$

$$b_1 \approx b_2 + 2 \cdot m = 32 + 2 \cdot 2,5 = 37 \text{ мм. Беремо } b_1 = 38 \text{ мм (ГОСТ 6636-69).}$$

Числа зубів шестерні (z_1) і колеса (z_2).

Попереднє число зубів шестерні

$$z_1' = 2 \cdot a_w / [m \cdot (u + 1)] = 2 \cdot 100 / [2,5 \cdot (1,15 + 1)] = 37.$$

Беремо $z_1=37$.

$$\text{Попереднє число зубів колеса } z_2' = z_1 \cdot u = 37 \cdot 1,15 = 42,6.$$

Беремо $z_2=43$.

Уточнення передавального числа

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{43}{37} = 1,16.$$

Відхилення уточненого u

$$\Delta u = \frac{u - u'}{u'} \cdot 100 = \frac{1,16 - 1,15}{1,15} \cdot 100 = 0,87\% \leq 4\%.$$

Після уточнення знайдених параметрів зачеплення для прямозубої передачі визначається фактична відстань a_w :

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{2,5 \cdot (37 + 43)}{2} = 100 \text{ мм.}$$

Перевірочні розрахунки

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

Уточнення коефіцієнта навантаження

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} .$$

Ступінь точності передачі $N_{ст}$, необхідна при визначенні K_{HV} і $K_{H\alpha}$, призначається залежно від колової швидкості в зачепленні V (м/с):

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{(60 \cdot 1000)} = \frac{\pi \cdot 92,5 \cdot 218,4}{60 \cdot 1000} = 1,06 \text{ м/с},$$

де $d_1 = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 37 = 92,5$ мм – дільний діаметр шестерні.

За таблицею беремо ступінь точності передачі $N_{ст} = 9$.

За табл. 2.3 для $b_2 = \frac{b_w}{d_1} = \frac{32}{92,5} = 0,35$ і $H_2 > 350$ HB –

візьмемо $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 = 1,18$.

Схема розташування передачі – 4, рис. 2.3;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження, береться за табл. 2.2.

Для $N_{ст} = 9$; $V = 1,06$ м/с – $K_{HV} = 1,03$;

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,11 \cdot 1,18 \cdot 1,03 = 1,35 .$$

Розрахунок контактної напруги:

$$\sigma_H = \frac{z_M \cdot z_H \cdot z_E}{(a_w \cdot u)} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T \cdot 1000 \cdot (u+1)^3}{b_w}} \leq [\sigma_H] .$$

Для передач із зубчастими колесами, що виготовляються зі сталі, коефіцієнт $z_M = 190$ (МПа^{0,5}).

Торцевий коефіцієнт перекриття

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 + 1/z_2)] \cdot \cos \beta = [1,88 - 3,2 \cdot (1/37 + 1/43)] \cdot 1 = 1,72.$$

$$z_H = \sqrt{2/\sin(2 \cdot \alpha_w)} = \sqrt{2/\sin(2 \cdot 20^\circ)} = 1,76; \text{ (для } \beta = 0 \text{)}.$$

$$z_E = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,72}{3}} = 0,87.$$

$$\sigma_H = \frac{z_M \cdot z_H \cdot z_E}{(a_w \cdot u)} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot 1000 \cdot (u+1)^3}{b_w}} = \frac{190 \cdot 1,76 \cdot 0,87}{(100 \cdot 1,16)} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{1,35 \cdot 330 \cdot 1000 \cdot (1,16+1)^3}{32}} = 939,4 \leq [\sigma_H] = 1154,5.$$

Оскільки $\sigma_H / [\sigma_H] = \frac{939,4}{1154,5} = 0,81 < 0,85$ було б доцільним повторити розрахунок передачі до σ_H включно для меншого a_w , тобто взявши $a_w = 90$ мм. Беремо міжосьову відстань $a_w = 90$ мм.

Модуль зачеплення

$$m = (0,016 \dots 0,032) \cdot a_w = (0,016 \dots 0,032) \cdot 90 = 1,44 \dots 2,88 \text{ мм. Беремо } m = 2,5 \text{ мм.}$$

Ширина вінця зубчастого колеса

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 90 = 28,35. \text{ Беремо } b_2 = 28 \text{ мм}$$

$$b_1 \approx b_2 + 2 \cdot m = 28 + 2 \cdot 2,5 = 33 \text{ мм. Беремо } b_1 = 34 \text{ мм (ГОСТ 6636-69).}$$

Числа зубів шестерні z_1 і колеса z_2

Попереднє число зубів шестерні

$$z_1' = 2 \cdot a_w / [m_n \cdot (u+1)] = 2 \cdot 90 / [2,5 \cdot (1,15+1)] = 33,5. \text{ Беремо } z_1 = 34.$$

$$\text{Попереднє число зубів колеса } z_2' = z_1 \cdot u = 34 \cdot 1,15 = 39. \text{ Беремо } z_2 = 39.$$

Уточнення передавального числа u збігається з розрахунковим

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{39}{34} = 1,15 .$$

Після уточнення знайдених параметрів зачеплення для прямозубої передачі визначається фактична міжосьова відстань a_w .

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{2,5 \cdot (39 + 34)}{2} = 91,25 \text{ мм.}$$

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

Уточнення коефіцієнта навантаження

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

Ступінь точності передачі $N_{ст}$, необхідна при визначенні K_{HV} і $K_{H\alpha}$, призначається залежно від колової швидкості в зачепленні V (м/с)

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{(60 \cdot 1000)} = \frac{\pi \cdot 85 \cdot 218,4}{60 \cdot 1000} = 0,97 \text{ м/с,}$$

де $d_1 = m_1 \cdot z_1 = 2,5 \cdot 34 = 85$ мм – ділильний діаметр шестерні.

Ступінь точності передачі $N_{ст} = 9$.

За табл. 2.5 для $b_2 = \frac{b_w}{d_1} = \frac{32}{85} = 0,38$ і $H_2 > 350$ НВ – візьмемо $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 = 1,18$

Схема розташування передачі – 4;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження, береться за табл. 2.2.

Для $N_{ст} = 9$; $V = 0,97$ м/с – $K_{HV} = 1,03$;

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,1 \cdot 1,18 \cdot 1,03 = 1,34 .$$

Розрахунок контактної напруги:

$$\sigma_H = \frac{z_M \cdot z_H \cdot z_E}{(a_w \cdot u)} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot 1000 \cdot (u+1)^3}{b_w}} \leq [\sigma_H];$$

$$z_E = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,7}{3}} = 0,87.$$

Торцевий коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 + 1/z_2)] \cdot \cos \beta = [1,88 - 3,2 \cdot (1/34 + 1/39)] \cdot 1 = 1,7.$$

$$\sigma_H = \frac{z_M \cdot z_H \cdot z_E}{(a_w \cdot u)} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot 1000 \cdot (u+1)^3}{b_w}} = \frac{190 \cdot 1,76 \cdot 0,87}{(91,25 \cdot 1,15)} \cdot \sqrt{\frac{1,34 \cdot 330 \cdot 1000 \cdot (1,15+1)^3}{32}} =$$

$$= 1042 < [\sigma_H] = 1154,5 \text{ МПа.}$$

Оскільки $\sigma_H / [\sigma_H] = \frac{1042}{1154,5} = 0,9 > 0,85$, тобто запас контактної витривалості знизився в порівнянні з первинним варіантом розрахунку ($a_w = 100$) і становить 10 %, що робить переважним $a_w = 91,25$ мм.

Перевірочний розрахунок на згинальну витривалість

$$\sigma_F = \frac{T_2 \cdot 1000 \cdot (u+1) \cdot K_F \cdot Y_F}{(m_n \cdot a_w \cdot b_w \cdot u)} \leq [\sigma_F],$$

де $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$ – коефіцієнт навантаження при розрахунку на вигин;

$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження між зубами;

$K_{F\beta} = K_{F\beta}^r$ – коефіцієнт концентрації навантаження уздовж лінії контакту зубів (з урахуванням припрацювання зубів), де r вибирається за табл. 2.6 залежно від відношення $b_w / m = 28 / 2,5 = 11,2$. Після інтерполяції отримаємо:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 1,1 \cdot 1,15 \cdot 1,03 = 1,3 .$$

$K_{FV} = 1,03$ – коефіцієнт динамічного навантаження, береться за табл. 2.2;

Y_F – коефіцієнт форми зубів (табл. 2.5). Для прямозубих передач вибирається залежно від чисел зубів шестерні ($z_1=34$) – $Y_{F1}=3,81$ і колеса ($z_1=39$) – $Y_{F2}=3,76$.

$$\sigma_{F1} = \frac{T_2 \cdot 1000 \cdot (u+1) \cdot K_F \cdot Y_F}{(m_n \cdot a_w \cdot b_w \cdot u)} = \frac{330 \cdot 1000 \cdot (1,15+1) \cdot 1,3 \cdot 3,81}{(2,5 \cdot 91,25 \cdot 28 \cdot 1,15)} = 478 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{3,76}{3,81} = 468 \text{ МПа.}$$

Перенапруження зубів шестерні по вигину

$$\Delta\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F1} - [\sigma_{F1}]}{[\sigma_{F1}]} \cdot 100 = \frac{478 - 470,6}{470,6} \cdot 100 \approx 2\% ,$$

що недопустиме.

Тому збільшимо модуль зачеплення, набувши замість $m=2,5$ мм такого більшого значення $m=3$ мм з першого ряду модулів за ГОСТ 9563-80. Для $m=3$ мм повторимо розрахунки починаючи з чисел зубів і до σ_{F1} , σ_{F2} включно.

$$z_1' = 2 \cdot a_w / [m_n \cdot (u+1)] = 2 \cdot 90 / [3 \cdot (1,15+1)] = 27,9 . \text{ Беремо } z_1=28.$$

Попереднє число зубів колеса $z_2' = z_1 \cdot u = 28 \cdot 1,15 = 32,2$ Беремо $z_2 = 32$.

Уточнення передавального числа u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{28} = 1,143 .$$

$$\Delta u = \frac{|u - u'|}{u'} \cdot 100 = \frac{|1,143 - 1,15|}{1,15} \cdot 100 = 0,61\% \leq 4\% ,$$

що повністю прийнятне.

Після уточнення знайдених параметрів зачеплення для прямозубої передачі визначається фактична відстань:

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{3 \cdot (28 + 32)}{2} = 90 \text{ мм.}$$

Оскільки отримане a_w при $m = 3$ мм дуже близьке до $a_w = 91,25$ мм при $m = 2,5$ мм, всі розрахунки, пов'язані з σ_H , практично не зміняться. Тому переходимо до параметрів, що входять в σ_{F2} і σ_{F1} .

$b_w / m = 28 / 3 = 9,3$. Після інтерполяції отримаємо:

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^r = 1,18^{0,85} = 1,15.$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 1,1 \cdot 1,15 \cdot 1,03 = 1,3.$$

$K_{FV} = 1,03$ – коефіцієнт динамічного навантаження, який береться за табл. 2.2.

Y_F – коефіцієнт форми зубів, таблиця. 2.5. Для прямозубих передач вибирається залежно від чисел зубів шестерні ($z_1=28$) – $Y_{F1}=3,89$ і колеса ($z_2=32$) – $Y_{F2}=3,83$.

$$\sigma_{F1} = \frac{T_2 \cdot 1000 \cdot (u + 1) \cdot K_F \cdot Y_F}{(m_n \cdot a_w \cdot b_w \cdot u)} = \frac{330 \cdot 1000 \cdot (1,14 + 1) \cdot 1,3 \cdot 3,89}{(3,0 \cdot 90 \cdot 28 \cdot 1,143)} = 414 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{3,83}{3,89} = 407,6 \text{ МПа.}$$

Таким чином, збільшення модуля зачеплення до $m = 3$ мм при відповідному коректуванні інших параметрів передачі забезпечило виконання умови згинальної витривалості зубів шестерні і колеса.

Перевірочний розрахунок при короткочасних перевантаженнях

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\text{пер}}} = 1042 \cdot \sqrt{2,2} \approx 1546 < [\sigma_{H\max}] = 2596 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_{\max 1}} = \sigma_{F1} \cdot K_{\text{пер}} = 485 \cdot 2,2 = 1067 < [\sigma_{F_{\max}}]_1 = 1200 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_{\max 2}} = \sigma_{F2} \cdot K_{\text{пер}} = 476 \cdot 2,2 = 1047 < [\sigma_{F_{\max}}]_2 = 1200 \text{ МПа}.$$

Геометричний розрахунок

Ділильні діаметри $d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta = 3 \cdot 28 / 1 = 84 \text{ мм};$

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta = 3 \cdot 32 / 1 = 96 \text{ мм}.$$

Діаметри вершин зубів $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_1) = 84 + 2 \cdot 3 = 90 \text{ мм};$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_2) = 96 + 2 \cdot 3 = 102 \text{ мм}.$$

Діаметри западин $d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (1,25 - x_1) = 84 - 2,5 \cdot 3 = 76,5 \text{ мм};$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,25 - x_2) = 96 - 2 \cdot 3 \cdot 1,25 = 88,5 \text{ мм}.$$

Для контролю точності виготовлення зубів визначаються (серед інших) два найважливіші параметри: постійна хорда зуба \bar{S}_c і висота до постійної хорди зуба \bar{h}_c :

$$\bar{S}_c = (0,5 \cdot \pi \cdot \cos^2 \alpha + x \cdot \sin 2\alpha) \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot \cos^2 20^\circ \cdot 3 = 4,16 \text{ мм};$$

$$\bar{h}_{c1} = 0,5 \cdot (d_a - d_1 - \bar{S}_c \cdot \text{tg} \alpha) = 0,5 \cdot (90 - 84 - 4,16 \cdot \text{tg} 20^\circ) = 2,2429 \text{ мм} = \bar{h}_{c2}.$$

Розрахунок сил в зачепленні

$F_a = 0$ – осьова сила відсутня, оскільки зуби прямі.

Колова сила F_t

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 330}{0,096} = 6875 \cdot \text{Н}.$$

$F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha = 6875 \cdot \text{tg} 20^\circ = 2502 \cdot \text{Н}$ – радіальна сила.

4. Контрольні запитання

1. Який вид руйнування зубчастих передач редукторів має місце після відпрацювання ними заданого ресурсу?

1. Заїдання.
2. Знос.
3. Втомна поломка зубів.
4. Втомне викришування робочих поверхонь зубів.
5. Поломка зубів від короткочасних перевантажень.

2. Яке із співвідношень твердостей зубів шестерні (H_1) і колеса (H_2) є помилковим?

1. $H_1 \approx H_2$.
2. $H_1 < H_2$.
3. $H_1 > H_2$.

3. Реверсивність навантаження враховується:

1. При виборі твердостей зубів шестерні і колеса.
2. При розрахунку a_w .
3. При розрахунку модуля зачеплення.
4. При розрахунку $[\sigma_H]$.
5. При розрахунку $[\sigma_F]$.

4. Перехід від більшого модуля зачеплення до меншого (при $a_w = \text{const}$, $u = \text{const}$) приводить:

1. До зниження вимог до точності виготовлення передачі.
2. До зниження згинальної міцності зубів.
3. До зниження шуму і вібрацій.
4. До підвищення трудомісткості виготовлення передачі.

5. До збільшення числа зубів.

Вказати помилкову відповідь.

5. Порівняно з косозубою передачею (за інших рівних умов) шевронна передача має:

1. Менші осьові габарити.
2. Менші діаметральні габарити.
3. Велику здатність навантаження.
4. Відсутність осьових сил в зачепленні.

Вказати помилкову відповідь.

6. Порівняно з косозубою циліндричною передачею (за інших рівних умов) прямозуба передача має:

1. Менший коефіцієнт перекриття.
2. Меншу здатність навантаження.
3. Більший шум і вібрації.
4. Велику осьову силу в зачепленні.

Вказати помилкову відповідь.

7. Який з названих критеріїв роботоздатності використовується для проектного розрахунку закритої зубчастої передачі?

1. Згинальна витривалість зубів.
2. Згинальна міцність зубів при короткочасних перевантаженнях.
3. Контактна міцність зубів при короткочасних передачах.
4. Контактна витривалість зубів.
5. Заїдання поверхонь зубів.
6. Знос поверхонь зубів.

8. Яка з наведених залежностей є перевіркою зубів на згинальну витривалість?

$$1. \quad \sigma_H = \frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{a_w u} \sqrt{K_H T_2 \cdot 1000 (u+1)^3 / b_w} \leq [\sigma_H];$$

$$2. \quad \sigma_F = \frac{K_F T_2 \cdot 1000 (u+1) Y_F Y_\beta Y_\varepsilon}{a_w b_w m_n u} \leq [\sigma_F];$$

$$3. \quad \sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_H]_{\max};$$

$$4. \quad \sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_{\text{пер}} \leq [\sigma_F]_{\max};$$

$$5. \quad a_w \geq K_a (u+1)^3 \sqrt{\frac{K_H T_2}{\Psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}}.$$

9. Збільшення кута нахилу зубів приводить:

1. До зменшення шуму і вібрацій.
2. До зменшення здатності навантаження передачі.
3. До збільшення осьового зусилля в зачепленні.
4. До збільшення осьового коефіцієнта перекриття.

Вказати помилкову відповідь.

10. Рекомендації при проектуванні відкритої зубчастої передачі:

1. Зуби шестерні і колеса мають твердість більше ніж 350 НВ.
2. Тип зубів – прямі.
3. Коефіцієнт $\psi_{ba} \leq 0,25$.
4. Модуль зачеплення береться більший, ніж в закритій передачі з тим же a_w .

Вказати помилкову відповідь.

11. Занурення зубів колеса в масляну ванну редуктора сприяє:

1. Зменшенню втрат потужності від тертя.
2. Зменшенню інтенсивності зносу зубів.
3. Виникненню втомного викришування поверхонь зубів.
4. Збільшенню шуму.
5. Зменшенню тепловиділення.

Вказати помилкову відповідь.

12. Характерні особливості "твердих" передач:

1. Хороша припрацьованість.
2. Висока здатність навантаження.
3. Велика трудомісткість виготовлення.
4. Малі габарити.
5. Підвищені вимоги до жорсткості валів.

Вказати помилкову відповідь.

ЛІТЕРАТУРА

1. Деталі машин: підручник / Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.- К.: Агроосвіта, 2013.- 448 с..
2. Навчальний посібник „Деталі машин“. „Використання сучасних САД/САЕ систем у розрахунках деталей машин“ до виконання лабораторних робіт з дисципліни [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів, які навчаються за спеціальністю 131 „Прикладна механіка“ спеціалізацією „Технології комп’ютерного конструювання верстатів, роботів та машин“, „Інструментальні системи інженерного дизайну“ та спеціальністю 133 „Галузеве машинобудування“ спеціалізацією „Металорізальні верстати та системи“, „Інструментальні системи“ / О. В. Даниленко, І. І. Верба; КПІ ім. Ігоря Сікорського; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Електронні текстові данні (1 файл: 2.0 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 53 с.
3. Розрахунки механічних передач : навчальний посібник до курсового й дипломного проектування / С. Г. Карнаух, Н. В. Чоста. – Краматорськ : ДДМА, 2008. – 204 с..
4. Krol O., Sokolov V. 3D Modeling of Machine Tools for Designers. Sofia: Prof. Marin Drinov Academy Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences, 2018. – 140 p. https://doi.org/10.7546/3d_momtfd.2018
5. Krol O., Sokolov V. Parametric Modeling of Machine Tools for Designers. Sofia: Prof. Marin Drinov Academy Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences, 2018. – 112 p. <https://doi.org/10.7546/PMMTD.2018>
6. Krol O., Sokolov V. Rational Choice of Machine Tools for Designers. Sofia: Prof. Marin Drinov Academy Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences, 2019. – 114 p. <https://doi.org/10.7546/RCMTD.2019>
7. Krol O. Modelling and Calculation of Machine Gear Cutting Tools for Designers. Sofia: Prof. Marin Drinov Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences, 2021. – 150 p. <https://doi.org/10.7546/MCMGCTD.2021>

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з дисципліни

«ДЕТАЛІ МАШИН»

Проектування та розрахунків зубчастих коліс приводів

(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальностей

131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування»)

Укладачі:

Романченко Олексій Володимирович,
Логунів Олександр Миколайович,
Шумакова Тетяна Олександрівна,
Сергієнко Оксана Вікторівна,
Шевченко Олександр Володимирович,
Ніколаєнко Анна Павлівна
Мелконов Григорій Леонідович
Боровік Павло Володимирович
Созонтов Віктор Гнатович
Івченко Анатолій Григорович
Святошенко Світлана Миколаївна

Оригінал-макет

Т.О. Шумакова

Підписано до друку _____

Формат 60x84/16. Папір типограф. Гарнітура Times.

Друк офсетний. Умов. друк. арк. _____. Облік. видавн. арк. ____

Тираж ____ екз. Вид. № _____. Замовл. № _____. Ціна договірна.

Видавництво Східноукраїнського національного університету

імені Володимира Даля

Свідоцтво про реєстрацію: серія ДК № 1620 від 18.12.03 р.

Адреса видавництва: 01042, м. Київ, вул. Іоанна Павла II, 17

адреса електронної пошти uni@snu.edu.ua,

офіційний web-сайт <https://snu.edu.ua>

E-mail: vidavnictvoSNU.ua@gmail.com