

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Таврійський державний агротехнологічний університет
Факультет інженерії та комп'ютерних технологій

Кафедра „Технічна механіка“

**ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА
(ДЕТАЛІ МАШИН)**

**РОЗРАХУНОК
ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ**

Методичні вказівки для курсового проектування
спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
освітнього ступеня «Бакалавр»
денної форми навчання

Мелітополь, 2018

Інженерна механіка (ДМ). Методичні вказівки є четвертим переробленим і доповненим виданням методичної розробки «Розрахунок зубчастих циліндричних передач» – Мелітополь: вид. ТДАТА, 2003. – 30 с.

Посібник упорядкував і доповнив к.т.н., доцент Дереза О.О.

Рецензент к.т.н., доцент кафедри «Комп'ютерні науки»
Лубко Д.В.

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри „Технічна механіка“
Протокол №__ від «__»_____ 2018 р.

Затверджено методичною комісією факультету інженерії та
комп'ютерних технологій

Протокол №__ від «__»_____ 2018 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
Розрахунок зубчастої циліндричної передачі.....	5
1 Вибір матеріалів зубчастих коліс.....	5
2 Строк служби передачі	7
3 Розрахунок допустимих напружень	7
4 Розрахунковий обертаючий момент.....	10
5 Міжосьова відстань із умови контактної міцності	11
6 Модуль зачеплення	11
7 Визначення числа зубів	12
8 Геометричні розміри зубчастих коліс	14
9 Колова швидкість передачі	15
10 Зусилля у зачепленні.....	15
11 Перевірка передачі по контактним напруженням.....	16
12 Перевірка зубів на згин.....	17
Список літератури.....	20
Додаток А Матеріал для виготовлення зубчастих коліс.....	21
Додаток Б Коефіцієнти відносної ширини колеса	24
Додаток В Параметри зубчастих передач. Витяги з Держстандартів.....	25
Додаток Г Коефіцієнти концентрації навантаження по довжині зуба	26
Додаток Д Коефіцієнти для перевірного розрахунку зубчастих передач	27
Додаток Е Коефіцієнт форми зуба циліндричного зубчастого зачеплення	28

ВСТУП

Зубчасті передачі становлять найбільш поширену важливу групу механічних передач. Їх застосовують у широкому діапазоні умов роботи та навантажень, колових швидкостей та обертаючих моментів. Згідно з [1] обертаючі моменти, які можуть передавати зубчасті передачі практично не мають меж (до 10^7 Н·м). Колова швидкість передач 7-ї нормальної ступені точності досягає 12 м/с для коліс з прямим зубом і 20 м/с – з непрямым, для 6-ї підвищеної ступені точності ці значення відповідно складають 20 і 30 м/с. Передаточні числа звичайно обмежуються габаритами і призначенням передачі (в коробках швидкостей до 4...5, а в приводах столів верстатів та механізмах повороту кранів до 20 і більше). В редукторних передачах для проміжних та тихохідних ступіней граничне значення передаточного числа 5,6...6,3, для швидкохідних 6,3...8,0. Циліндричні передачі з евольвентним профілем зубів входять до складу практично усіх видів машин і механізмів від приладів до продукції важкого машинобудування.

На роботоздатність зубчастих передач у першу чергу впливають контактні напруження в поверхневих шарах зубів та напруження згину в поперечному перерізі зуба. Обидва види напружень, перемінні у часі, можуть бути причиною руйнування зубів від втоми. Напруження згину приводять до зламу зуба, як правило, біля ніжки, а контактні напруження – викришування поверхні зуба від втоми (pitting). Основним розрахунком закритих зубчастих передач, які добре змащуються і надійно захищені від забруднень, є розрахунок передачі на контактну міцність з перевіркою зубів на згин.

Даний методичний посібник призначено для виконання курсового проекту з дисципліни "Деталі машин і основи конструювання". Посібник складено на основі методики розрахунку ГОСТ 21354-87, в ньому враховано деякі спрощення і узагальнення, що викладені в підручниках та посібниках [1-3].

Методичний посібник може бути використано студентами інших спеціальностей, а також при виконанні курсових проектів по іншим дисциплінам та дипломного проекту.

Розрахунок зубчастої циліндричної передачі

Задача розрахунку: Вибрати матеріали для зубчастих коліс; визначити основні геометричні та кінематичні параметри передачі; прийняти ступінь точності коліс; вичислити зусилля в зачепленні; перевірити передачу по контактним напруженням і напруженням згину.

Вихідні дані:

Тип передачі – косозуба (прямозуба, шевронна)

Момент обертаючий на колесі, номінальний

Частота обертання колеса

Передаточне число передачі

Строк служби

Число робочих змін

Короткочасні перевантаження

Розташування коліс відносно опор – симетричне (несиметричне, консольне).

$$T_{2H} = 212 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$$n_2 = 275 \text{ об/хв.}$$

$$U = 5,0.$$

$$t_p = 3 \text{ роки.}$$

$$K_{3M} = 1.$$

$$\Pi = 120 \text{ \%}$$

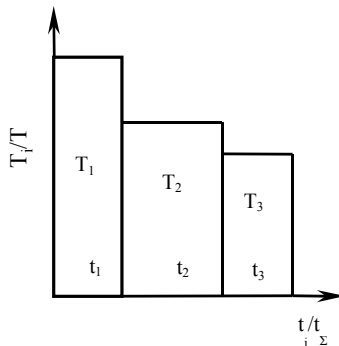
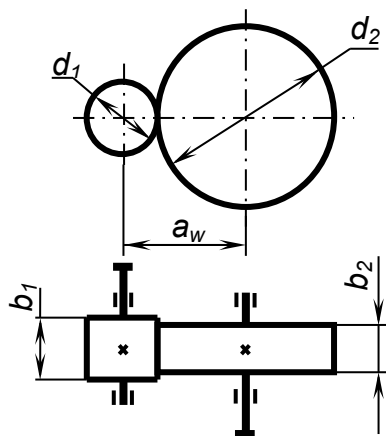


Рисунок 1 – Схема зубчастої передачі

Рисунок 2 – Графік навантаження зубчастої передачі

1 Вибір матеріалу зубчастих коліс

Основний матеріал для виготовлення зубчастих коліс силових передач – сталі, які піддаються термічній та хіміко-термічній обробці. З'ясовано, що контактна міцність зубів залежить від твердості їх поверхні. Правильний підбір твердості дає змогу одержати мінімальні габарити та масу коліс.

В залежності від твердості сталі зубчасті колеса поділяють на дві основні групи: твердістю ≤ 350 НВ – зубчасті колеса з термообробкою нормалізація або поліпшення і твердістю > 350 НВ – після загартування (об'ємного, поверхневого) та хіміко-термічної обробки (цементації, азотування, ціанування тощо). Ці групи відрізняються технологією виготовлення, здатністю опиратись навантаженню, здатністю до взаємної припрацьовуваності. Шестерня і колесо у зачепленні можуть бути як з одної групи, так і з різних груп.

У зв'язку з тим, що зуби шестерні навантажуються частіше чим зуби колеса, твердість матеріалу шестерні повинна бути вищою за твердість матеріалу колеса. Це досягається за рахунок раціонального підбору матеріалу і термообробки. Для прямозубих передач рекомендують вибирати твердість матеріалу шестерні на декілька десятків одиниць НВ вищою чим колеса, а для косозубих та шевронних передач з різницею $HV_1 - HV_2 > 100$ НВ ("високий перепад твердості").

Сталі, які рекомендують для виготовлення зубчастих коліс, види термообробки та основні механічні характеристики представлено у додатку А.

Запис характеристик матеріалів зубчастої пари слід провадити у такій послідовності:

– шестерня: сталь (марка), термообробка (вид), $\sigma_B =$ (значення), $\sigma_T =$ (значення), НВ (xxx...xxx), середнє НВ (значення)

– колесо: сталь (марка), термообробка (вид), $\sigma_B =$ (значення), $\sigma_T =$ (значення), НВ (xxx...xxx), середнє НВ (значення)

Середню твердість матеріалів НВ, НРС, НV треба обчислювати по формулам додатка А.

Приймаємо матеріал:

шестерні – сталь 50 поліпшена, НВ 207...238, границя міцності $\sigma_B = 800$ МПа, границя текучості $\sigma_T = 440$ МПа;

колеса – сталь 35 нормалізована, НВ 187...217, границя міцності $\sigma_B = 570$ МПа, границя текучості $\sigma_T = 290$ МПа.

$$H_{cp1} = 0,227 \cdot 238 + 0,773 \cdot 207 = 214;$$

$$H_{cp2} = 0,227 \cdot 217 + 0,773 \cdot 187 = 194.$$

2 Строк служби передачі, L_h , годин

$$L_h = t_p \cdot D_p \cdot K_{3M} \cdot t_{3M}, \quad (1)$$

де t_p – строк служби передачі в роках;

D_p – число робочих днів у році;

K_{3M} – число робочих змін;

t_{3M} – тривалість робочої зміни, годин.

$$L_h = 3 \cdot 230 \cdot 1 \cdot 5 = 3450 \text{ год.}$$

Число циклів навантаження зубів колеса

$$N = 60 \cdot n \cdot c \cdot L_h, \quad (2)$$

де n – частота обертання колеса, об/хв.;

c – число зачеплень зуба за один оберт колеса.

$$N = 60 \cdot 275 \cdot 1 \cdot 3450 = 8,4 \cdot 10^7.$$

3 Розрахунок допустимих напружень

3.1 Допустимі контактні напруження при розрахунку на втому

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (3)$$

де σ_{Hlim} – базова границя контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження $N_{HO} = 10^7$ (додаток А);

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зуба,

$Z_R = 1,0$ – при шевінгуванні зубів ($R_a = 1,25 \dots 0,63$ мкм);

$Z_R = 0,95$ – при тонкому струганні, фрезеруванні та шліфуванні ($R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм);

$Z_R = 0,9$ – при чистовому фрезеруванні або струганні ($R_a = 10,0 \dots 2,5$ мкм);

S_H – коефіцієнт запасу міцності, залежить від термообробки:

$S_H = 1,2$ – для поверхнево зміцнених зубів;

$S_H = 1,1$ – для об'ємно зміцнених зубів;

$S_H = 1,0$ – для нормалізованих та поліпшених.

K_{HL} – коефіцієнт довговічності передачі при розрахунку на контактну міцність.

Коефіцієнт довговічності ураховує вплив строку служби передачі на її роботоздатність:

$$K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N}} \geq 1, \quad (4)$$

де m – показник степені, $m = 6$:

N_{HO} – базове число циклів навантаження, $N_{HO} = 10^7$;

N – дійсне число циклів навантаження зубів.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{8,4 \cdot 10^7}} = 0,7.$$

Приймаємо $K_{HL} = 1$.

Згідно методики розрахунку існує обмеження на величину коефіцієнта: $1,0 \leq K_{HL} \leq 2,4$. При розрахунковому значенні $K_{HL} < 1$ слід прийняти значення $K_{HL} = 1$.

$$\sigma_{Hlimb1} = 2H_{cp1} + 70 = 2 \cdot 214 + 70 = 498 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2H_{cp2} + 70 = 2 \cdot 194 + 70 = 458 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_1 = \frac{498 \cdot 1}{1} \cdot 1 = 498 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_2 = \frac{458 \cdot 1}{1} \cdot 1 = 458 \text{ Н/мм}^2.$$

При знаходженні параметрів прямозубих передач розрахунок на контактну міцність проводять по меншому значенню допустимих напружень. При розрахунку косозубих або шевронних передач, особливо з великим перепадом твердості, обчислення ведуть по середнім значенням напружень:

$$[\sigma] = \frac{[\sigma]_1 + [\sigma]_2}{2}. \quad (5)$$

$$[\sigma]_{\text{н}} = \frac{498 + 458}{2} = 478 \text{ Н/мм}^2.$$

де $[\sigma]_{Hmin}$ – менше з двох значень допустимих напружень для колеса і шестерні, якщо ж $[\sigma]_{Hmin} > 1,25 \cdot [\sigma]_{Hmin}$, то приймається $[\sigma]_{Hmin} = 1,25 \cdot [\sigma]_{Hmin}$.

3.2 Допустимі контактні напруження для перевірки міцності зубів при перевантаженнях $[\sigma]_{H \max}$ вибираються по додатку А.

3.3 Допустимі напруження згину

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim} \cdot K_{FC}}{S_F} \cdot K_{FL}, \quad (6)$$

де σ – базова границя витривалості по напруженням згину при числі циклів навантаження $N_{limF} = 4 \cdot 10^6$ (додаток Б);
 K_{FC} – коефіцієнт, що ураховує двостороннє навантаження зуба(ко ефіцієнт реверсивності): при односторонній роботі зубів $K_{FC} = 1$, при двосторонній $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$;
 S_F – коефіцієнт запасу міцності, для литих заготовок зубчастих коліс $S_F = 2,2$, для поковок і штамповок $S_F = 1,7$;
 K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин.

$$\sigma_{F \lim 1} = H_{cp1} + 260 = 214 + 260 = 474 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim 2} = H_{cp2} + 260 = 194 + 260 = 454 \text{ МПа};$$

K_{FC} – коефіцієнт реверсивності, $K_{FC} = 1$;

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

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, $K_{FL} = 1$;

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}}, \quad (7)$$

де m – показник степені: для загартованих сталей $m = 9$,
для нормалізованих та поліпшених $m = 6$;

N_{FO} – базове число циклів навантаження, $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

При $K_{FL} < 1$ слід прийняти $K_{FL} = 1$. Максимальне значення $K_{FL} < 2$.

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{84 \cdot 10^6}} < 1.$$

Приймаємо $K_{HF} = 1$.

$$[\sigma]_{F1} = \frac{474 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 = 279 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{454 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 = 267 \text{ МПа.}$$

3.4 Допустимі напруження згину для перевірки міцності зубів при перевантаженнях $[\sigma]_{F_{\max}}$ вибираються по додатку А.

4 Розрахунковий обертаючий момент

Якщо у процесі експлуатації передачі, навантаження не має постійного характеру і може бути описане за допомогою графіка навантаження, то розрахунок ведеться по розрахунковому значенню обертаючого моменту:

$$T_2 = T_{H2} \cdot K_E, \quad (8)$$

де K_E – коефіцієнт еквівалентності навантаження

$$K_E = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (T_i / T_{\max})^3 \cdot t_i / t_{\Sigma}}, \quad (9)$$

де T_i – поточне значення обертаючого моменту, який на даний час передається зачепленням, Н·м;

t_i – час дії поточного обертаючого моменту, годин;

T_{\max} – максимальне значення обертаючого моменту, $T_{\max} = T_{2H}$;

t_{Σ} – сумарний час роботи передачі, годин.

Часто графік навантаження будують у координатах з відносних одиниць моментів і часу, (як на рисунку 2) тобто:

$$T'_i = T_i / T_{\max} \quad \text{і} \quad t'_i = t_i / t_{\Sigma},$$

у цьому випадку формула (9) має вигляд:

$$K_E = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (T'_i)^3 \cdot t'_i},$$

або у розгорнутому вигляді:

$$K_E = \sqrt[3]{T_1^3 \cdot t_1 + T_2^3 \cdot t_2 + T_3^3 \cdot t_3};$$

$$K_E = \sqrt[3]{1,0^3 \cdot 0,8 + 0,9^3 \cdot 0,1 + 0,8^3 \cdot 0,1} = 0,96.$$

Еквівалентний обертаючий момент на колесах

$$T_2 = 212 \cdot 0,96 = 204 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

5 Міжосьова відстань передачі з умови контактної міцності:

$$a_w = K_a \cdot (U \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot [\sigma]_H^2 \cdot \Psi_{ba}}}, \quad (10)$$

де K_a – коефіцієнт міжосьової відстані, для косозубих сталевих коліс $K_a = 43,45$ для прямозубих $K_a = 49,5$;

T_2 – розрахунковий момент на колесі; при відсутності графіка навантаження приймається $T_2 = T_2 \text{ Н}\cdot\text{мм}$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба; приймається попередньо $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$;

Ψ_{ba} – коефіцієнт ширини колеса, приймається по додатку Б.

Примітка: Знак "+" у формулі (10) застосовують при розрахунку зубчастої передачі з зовнішнім зачепленням, знак "-" з внутрішнім.

Розрахункове значення міжосьової відстані слід округлити до стандартного значення згідно ГОСТ 2185-66 (додаток В).

$$a_w = 43,45 \cdot (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{204 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{5^2 \cdot 478^2 \cdot 0,315}} = 134 \text{ мм.}$$

Приймаємо по ГОСТу $a_w = 140 \text{ мм}$.

6 Модуль зачеплення

6.1 Для силових передач рекомендують приймати нормальний модуль із діапазону:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w; \quad (11)$$

Прийнятий нормальний модуль повинен відповідати стандарту ГОСТ 9563-60 (додаток В). Для силових зубчастих передач рекомендують $m_n \geq 1,5 \text{ мм}$.

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

Приймаємо $m_n = 2 \text{ мм}$.

6.2 При розрахунку косозубого або шевронного зачеплення слід визначити значення колового (торцевого) модуля

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (12)$$

де β – кут нахилу зубів, для косозубих коліс приймають в межах $8 \dots 22^\circ$, а для шевронних до 30° .

Приймаємо $\beta = 12^\circ$.

$$m_t = \frac{2}{\cos 12^\circ} = 2,045 \text{ мм.}$$

7 Визначення числа зубів

7.1 Сумарне число зубів шестерні та колеса

$$Z_c = \frac{2a_w}{m_t}. \quad (13)$$

При розрахунку прямозубих коліс слід пам'ятати, що для них $m_t = m_n$, причому значення модуля рекомендують вибирати так, щоб Z_c було б, по можливості, цілим числом.

Для косозубих і шевронних передач розрахункове значення Z_c округлити до цілого числа (у ближчу сторону).

$$Z_c = \frac{2 \cdot 140}{2,045} = 136,9.$$

Приймаємо $Z_c = 137$.

7.2 Уточнене значення колового (торцевого) модуля

$$m_t = \frac{2a_w}{Z_c}; \quad (14)$$

де Z_c – прийняте сумарне число зубів (ціле число).

$$m_t = \frac{2 \cdot 140}{137} = 2,044 \text{ мм.}$$

7.3 Уточнене значення кута нахилу зубів

$$\beta = \arccos \frac{m_n}{m_t}. \quad (15)$$

Значення кута нахилу визначити у градусах, кутових хвилинах і секундах.

$$\beta = \arccos \frac{2}{2,044} = 11^{\circ}54'35''.$$

7.4 Число зубів шестерні

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U \pm 1}. \quad (16)$$

$$Z_1 = \frac{137}{5 + 1} = 22,8.$$

Примітка: Знак "-" у формулі (16) застосовують при розрахунку зубчастой передачі з внутрішнім зачепленням.

Число зубів шестерні округляють до цілого числа по правилам округлення. Слід витримувати співвідношення $Z_1 \geq Z_{\min}$, де Z_{\min} – мінімальне число зубів із умови не підрізання ніжки зуба. Для прямозубих коліс $Z_{\min} = 17$, для косозубих і шевронних $Z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$.

Якщо ж $Z_1 \leq Z_{\min}$ слід або повернутись до п.6 розрахунку і вибрати менше значення модуля по ГОСТ 9563-60, або передбачити у розрахунку зміщення початкового контуру зубчастих коліс, тобто провести модифікацію (корегування) профілю зачеплення.

При висотному корегуванні, яке застосовують щоб не допустити підрізання зубів шестерні і підвищити їх зламну міцність, інструмент зміщують на величину $X_1 \cdot m$, де X_1 – коефіцієнт зміщення для шестерні. Його значення визначається по формулі:

$$X_1 = \frac{17 - Z_1}{17} \leq 0,6. \quad (17)$$

Для колеса зовнішнього зачеплення коефіцієнт корегування $X_2 = -X_1$. При висотному корегуванні значення міжосьової відстані не змінюється.

Приймаємо $Z_1 = 23$.

7.5 Число зубів колеса

$$Z_2 = Z_c - Z_1. \quad (18)$$

$$Z_2 = 137 - 23 = 114.$$

7.6 Фактичне передаточне число

$$U_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (19)$$

$$U_{\phi} = \frac{114}{23} = 4,96.$$

Погрішність передаточного числа

$$\Delta U = \frac{U_{\phi} - U}{U} \cdot 100\%. \quad (20)$$

$$\Delta u = \frac{4,96 - 4}{4} \cdot 100\% = 0,8\%.$$

Погрішність не повинна перевищувати $\pm 4\%$, при значенні $\Delta U > 4\%$ слід повторити розрахунки пункту 7, прийнявши інше число зубів шестерні.

8 Геометричні розміри зубчастих коліс

8.1 Ділильні діаметри

$$d_1 = m_t \cdot Z_1; \quad d_2 = m_t \cdot Z_2; \quad (21)$$

$$d_1 = 2,044 \cdot 23 = 47 \text{ мм};$$

$$d_2 = 2,044 \cdot 114 = 233 \text{ мм}.$$

8.2 Діаметри кіл виступів, та западин

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (1 + X_1) \cdot m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (1 + X_2) \cdot m_n; \quad (22)$$

$$d_{f1} = d_{a1} - (2,5 - 2X_1) \cdot m_n; \quad d_{f2} = d_{a2} - (2,5 - 2X_1) \cdot m_n. \quad (23)$$

Якщо корегування профілю зубів не передбачено і $X_1 = X_2 = 0$ діаметри виступів та западин обчислюються по спрощеним формулам:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n; \quad (22a)$$

$$d_{f1} = d_{a1} - 2,5m_n; \quad d_{f2} = d_{a2} - 2,5m_n. \quad (23a)$$

$$d_{a1} = 47 + 2 \cdot 2 = 51 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 233 + 2 \cdot 2 = 237 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = 47 - 2,5 \cdot 2 = 42 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 233 - 2,5 \cdot 2 = 228 \text{ мм.}$$

8.3 Ширина коліс:

$$\text{- колеса} \quad b_2 = \psi_{\text{вaw}} \cdot a_w \quad (24)$$

$$\text{- шестерні} \quad b_1 = b_2 + (2 \dots 4) \text{ мм.} \quad (25)$$

$$b_2 = \psi_{\text{вaw}} \cdot a_w = 0,315 \cdot 140 = 44,1 \text{ мм.}$$

$$b_1 = 44,1 + 3,9 = 48 \text{ мм.}$$

8.4 Коефіцієнт ширини шестерні

$$\psi_{\text{bd}} = \frac{b_2}{d_1}. \quad (26)$$

$$\psi_{\text{bd}} = \frac{44,1}{47} = 0,9.$$

9 Колова швидкість передачі, м/с

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}. \quad (27)$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 233 \cdot 275}{60000} = 3,36 \text{ м/с.}$$

По значенню колової швидкості і призначення передачі з додатку В приймається степінь точності по ГОСТ 1643-81. Для підвищення кінематичних показників передачі не рекомендують приймати степінь точності нижчу за 8-у.

10 Зусилля у зачепленні

10.1 Колові, F_t

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (28)$$

де T_2 – момент обертаючий на колесі, Н·мм;
 d_2 – дільний діаметр колеса, мм.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 212 \cdot 10^3}{233} = 1818 \text{ Н.}$$

10.2 Радіальні, F_r

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \quad (29)$$

де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$ для стандартних зачеплень по ГОСТ 13755-81

$$F_{r1} = F_{r2} = 1818 \frac{0,364}{0,98} = 662 \text{Н.}$$

10.3 Осьові (для косозубих передач)

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (30)$$

$$F_{a1} = F_{a2} = 1818 \cdot 0,194 = 367 \text{Н.}$$

11 Перевірка передачі по контактним напруженням

11.1 Умова контактної міцності

$$\sigma_H = \frac{K_H}{a_w \cdot U_\phi} \sqrt{\frac{(U_\phi \pm 1) \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{H\alpha} \cdot T_2}{b_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (31)$$

де σ_H – контактні напруження в зачепленні, МПа;

K_H – коефіцієнт, для прямозубих коліс $K_H = 320$, для косозубих $K_H = 270$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба,

$K_{H\nu}$ – коефіцієнт динамічного навантаження, $K_{H\nu} = 1,07$;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубами, для прямозубих коліс $K_{H\alpha} = 1$, для косозубих приймають по додатку Д;

b_2 – ширина колеса, мм.

$$\sigma_H = \frac{270}{140 \cdot 4,96} \sqrt{\frac{(4,96 + 1)^3 \cdot 1,15 \cdot 1,06 \cdot 1,12 \cdot 212 \cdot 10^3}{44,1}} = 434 \text{ МПа.}$$

11.2 Завантаження передачі по контактним напруженням

$$Z_H = \frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\%. \quad (32)$$

$$z_H = \frac{434}{478} \cdot 100\% = 91\%.$$

Передача вважається раціонально розрахованою при її завантаженні по контактних напруженнях в межах 90...105%, якщо ж завантаження досягає 110...115% можна збільшити ширину колеса (b_2), при більших значеннях завантаження слід прийняти більшу стандартну міжосьову відстань (a_w) у пункті 5 і повторити розрахунки.

11.3 Перевірка зачеплення при перевантаженнях

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{\Pi}{100}} \leq [\sigma]_{H \max}, \quad (33)$$

де Π – короточасні перевантаження, % (дивися вихідні дані).

12 Перевірка зубів зачеплення на згин

12.1 Умова міцності зубів колеса на згин

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_{F2}}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma]_{F2}, \quad (34)$$

де σ_{F2} – напруження згину в поперечному перерізі зуба, МПа;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба,

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження, $K_{FV} = 1,08$;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубами,

Y_{F2} – коефіцієнт форми зуба колеса (додаток Е), для косозубих і шевронних передач вибирається у залежності від еквівалентного числа зубів $Z_e = Z/\cos^3\beta$;

$$Z_e = \frac{Z}{\cos^3 \beta} = 115. \quad Y_{F2} = 3,76.$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1818 \cdot 1,08 \cdot 1,08 \cdot 1,07 \cdot 3,76}{44,1 \cdot 2,0} = 96,7 \text{ МПа.}$$

12.2 Умова міцності зубів шестерні на згин

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1}, \quad (35)$$

де Y_{F1} – коефіцієнт форми зуба шестірні, (додаток Е). $Y_{F1} = 4,12$.

$$\sigma_{F1} = \frac{96,7 \cdot 4,12}{3,76} = 106 \text{ МПа.}$$

$$z_F = \frac{\sigma_F}{[\sigma]_F} \cdot 100\%. \quad (30)$$

$$z_{F1} = \frac{106}{279} \cdot 100\% = 38\%.$$

і для зубів колеса

$$z_{F2} = \frac{96,7}{267} \cdot 100\% = 36,2\%.$$

Якщо умова міцності не виконується слід повернутися до п.6, прийняти більший стандартний модуль і повторити розрахунки.

Для полегшення подальших розрахунків та виконання графічної частини курсового проекту результати розрахунку зубчастої передачі варто представити у формі таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунку циліндричних передач

Параметри передач	Передачі			
	Швидкохідна		Тихохідна	
	шестерня	колесо	шестерня	колесо
1 Діаметр ділильного кола, мм	$d_{1ш} = 47$	$d_{2ш} = 233$	$d_{1т} = 90$	$d_{2т} = 360$
2 Діаметр кола виступів, мм	$d_{a1ш} = 51$	$d_{a2ш} = 237$	$d_{a1т} = 96$	$d_{a2т} = 366$
3 Діаметр кола западин, мм	$d_{f1ш} = 42$	$d_{f2ш} = 228$	$d_{f1т} = 82,5$	$d_{f2т} = 352,5$
4 Ширина вінця, мм	$b_{1ш} = 48$	$b_{2ш} = 44,1$	$b_{1т} = 94$	$b_{2т} = 90$
5 Число зубів	$Z_{1ш} = 23$	$Z_{2ш} = 114$	$Z_{1т} = 30$	$Z_{2т} = 120$
6 Модуль нормальний, мм	$m_n = 2,0$		$m_n = 3$	
7 Модуль торцевий, мм	$m_t = 2,044$		–	
8 Кут нахилу зубів, град., хв., с.	$\beta_{ш} = 11^{\circ}54'35''$		–	
9 Міжосьова відстань, мм	$a_{wш} = 140$		$a_{wт} = 225$	
10 Сили в зачепленні, Н колова радіальна осьова	$F_{тш} = 1818$ $F_{rш} = 662$ $F_{аш} = 367$		$F_{тт} = 4475$ $F_{рт} = 1629$	

Висновок: (Зробити аналіз і дати оцінку приведеному розрахунку зубчастої передачі)

Список літератури

1 Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие для вузов.-5-е изд. / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. - М.: Машиностроение,1984.-560 с.

2 Шелофаст В.В. Основы проектирования машин: 2-е изд. перераб. и доп. /В.В.Шелофаст – М.: Изд-во АПМ, 2005. – 457 с.

3 Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин: ч.1, 3-е изд. перераб. и доп. / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. - Харьков: Высшая школа, 1991.-276 с.

4 Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин: ч.2, 2-е изд. пере-раб. и доп. / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. - Харьков: Высшая школа, 1988.-142 с.

5 Овчаров Б.З., Міняйло А.В., Мазоренко Д. І., Тіщенко Л.М. Розрахунки і проектування деталей машин. Ч. 1. Механічні передачі. – Харків: ХНТУСГ, 2006. – 366 с.

6 Овчаров Б.З., Міняйло А.В., Мазоренко Д. І., Тіщенко Л.М. Розрахунки і проектування деталей машин. Ч. 2. Вали і опори. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – 315 с.

Додаток А
(довідковий)

Вибір матеріалу для виготовлення зубчастих коліс

Таблиця А1 - Механічні характеристики сталей

Марка сталі	Діаметр заготовки	Термообробка	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Твердість, НВ (HRC) [HV]	
					серцевини	поверхні
1	2	3	4	5	6	7
Сталь 45	до 100	Нормалізація	590	300	187-217	
	100-300		570	290		
	300-500		550	280		
	60-90	Поліпшення	800	440	207-238	
	90-120		780	390	194-222	
160-260	700		340	180-207		
-	Гартування об'ємне	900	650	(40-50)		
-	Гартування СВЧ	750	450	207-238	(45-55)	
Сталь 50	до 100	Нормалізація	610	330	180-220	
	100-300		590	300		
	300-500		570	280		
	до 200	Поліпшення	790	540	253-310	
	-	Гартування об'ємне	910	650	(41-53)	
любий	Гарт. СВЧ	760	460	353-310	(50-57)	
Сталь 30ХГС	до 80	Нормалізація	980	740	215-229	
	100-180		900	690		
	180-250		780	640		
до 140	Поліпшення	1080	840	235-280		
150-300		930	740			
Сталь 35Х	до 80	Нормалізація	940	740	190-241	
	80-100		740	490		
	100-200		690	440		
	до 200	Поліпшення	740	490	220-260	
-	Ціанування	820	790	220-250	(48-66)	

Продовження таблиці А1

1	2	3	4	5	6	7
Сталь 40Х	до 60	Нормалізація	980	790	200-230	
	100-200		760	490		
	200-300		740	490		
	до 120	Поліпшення	930	690	257-285 243-271 215-248	
	120-150		880	590		
	180-250		780	490		
	-	Гарт. об'ємне	980	830	(45-50)	(50-55)
-	Гарт. СВЧ	740	490	257-285	(48-66)	
-	Ціанування	880	640	257-285	(48-66)	
-	Азотування	840	700	(30-35)	[550-750]	
Сталь 40ХН	до 60	Нормалізація	980	790	220-250	
	60-100		840	590		
	100-300		790	570		
	до 150	Поліпшення	930	690	265-295 250-280 235-265	
	150-180		880	590		
	180-250		840	540		
-	Гарт. об'ємне	980	830	(45-50)		
-	Гарт. СВЧ	790	540	250-280	(51-62)	
-	Ціанування	905	690	250-280	(50-64)	
Сталь 50Г	до 150	Нормалізація	840	400	190-229	
	150-400		800	370		
20Г, 12ХН2, 18Х, 18ХГТ, 20Х	до 100	Поліпшення	890	600	241-285	
	100-200		830	560		
	-	Цементация	410	240	(30-35)	(58-63)
	-		450	270		(58-63)
	-		780	590		(53-58)
	-		690	490		(58-63)
	-		980	830		(58-60)
-	780	640	(54-62)			
-	790	590	(54-62)			
38Х	-	Азотування	880	740	(30-35)	[700-950]
	-		840	700		[550-750]
25ХГМ 30ХГТ	-	Нітроцементация	860	690	(30-35)	(56-63)
	-		870	680		

Таблиця А2 – Механічні характеристики відливок з вуглецевої і легованої сталі

Марка сталі	Термообробка	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Твердість, НВ
35Л	Нормалізація	490	270	145-155
40Л		520	290	147-156
45Л		540	310	155-170
50Л		570	330	175-186
55Л		590	340	156-217
35ГЛ	Поліпшення	590	340	174-217
35ХГСЛ		790	590	202-220
35ХНЛ		690	490	219-269
40Г2Л		630	320	190-225

Таблиця А3 - Визначення базової границі витривалості сталі

Спосіб термічної або хіміко-термічної обробки	Твердість зубів		σ_{Hlim}	σ_{Flim}	$[\sigma]_{Hmax}$	$[\sigma]_{Fmax}$
	серцевини	поверхні				
Нормалізація, поліпшення	≤ 350		2НВ+70	НВ+260	2,8 σ_T	2,7НВ
Гартування об'ємне	38-50HRC		18HRC+ +150	500-550		1400
Гартування поверхневе	27-35 HRC	40-50 HRC	17HRC	600-700	40HRC**	1260
Цементация	30-45 HRC	57-62 HRC	23HRC	750-800		1200
Азотування	24-40 HRC	550-750 HV	1.5HV	12HRC* +43		1000

Примітки: * твердість серцевини зуба

** твердість поверхні зуба.

Середнє значення твердості при визначенні базових границь витривалості обчислюється по формулі:

$$H = 0,227 H_{max} + 0,773 H_{min}.$$

Додаток Б (довідковий)

Коефіцієнти відносної ширини колеса

Методика розрахунків циліндричних зубчастих передач передбачає застосування двох коефіцієнтів відносної ширини колеса $\psi_{ba} = b_2/a_w$ і $\psi_{bd} = b_2/a_w$. Значення цих коефіцієнтів впливають на габарити та масу передачі, але, разом з цим, їх вибір залежить від жорсткості конструкції і твердості поверхні зубів.

Коефіцієнт ψ_{ba} входить до формули (10) і його значення стандартизовано ГОСТ 2185-66:

0.1; 0.125; 0.16; 0.20; 0.25; 0.315; 0.4; 0.5; 0.63; 0.8; 1.0; 1.25

При виборі ψ_{ba} слід додержуватись такої послідовності:

- 1) По таблиці Б1 вибрати діапазон значень ψ_{ba} , що рекомендовано;
- 2) По ГОСТ 2185-66 вибрати значення, яке входить у діапазон;
- 3) По формулі $\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (U \pm 1)$ визначити ψ_{bd} і його значення звірити із значенням $\psi_{bd \max}$ таблиці Б1.

Якщо $\psi_{bd} > \psi_{bd \max}$ слід вибрати менше стандартне значення коефіцієнта ψ_{ba} і повторити перевірку.

Таблиця Б1 – Значення коефіцієнтів відносної ширини колеса

Розташування зубчастих коліс відносно опор	Позначення коефіцієнтів	Твердість поверхні зубів	
		$H_2 \leq 350$ або $H_1 \text{ і } H_2 \leq 350$	$H_1 \text{ і } H_2 > 350$
Симетричне	ψ_{ba}	0,315...0,5	0,25...0,315
	$\psi_{bd \max}$	1,2...1,6	0,9...1,0
Несиметричне	ψ_{ba}	0,25...0,4	0,2...0,25
	$\psi_{bd \max}$	1,0...1,25	0,63...0,8
Консольне	ψ_{ba}	0,2...0,25	0,16...0,20
	$\psi_{bd \max}$	0,63...0,71	0,45...0,55

Примітка:

1. Для шевронних коліс при b , що дорівнює сумі напівшевронів, значення ψ_{ba} слід збільшити у 1,3...1,4 рази;
2. При постійних навантаженнях варто приймати більші значення ψ_{ba} ;
3. Для багатоступінчастих редукторів у кожній подальшій ступені приймати значення ψ_{ba} і ψ_{bd} на 20...30% більші ніж у попередній.

Додаток В
(довідковий)

Параметри зубчастих передач. Витяги з Держстандартів

Таблиця В1 - Міжосьові відстані циліндричних зубчастих передач по ГОСТ 2185-66, мм

1-ий ряд	40	50	63	80	100	125	–	160	–	200	–	250
2-ий ряд	–	–	–	–	–	–	140	–	180	–	225	–

1-ий ряд	–	315		400		500		630		800		1000
2-ий ряд	280	–	355	–	450	–	560	–	710	–	900	–

Таблиця В2 - Ряди модулів зачеплення по ГОСТ 9563-60, мм

1-ий ряд	1,0	–	1,25	–	1,5	–	2,0	–	2,5	–	3,0
2-ий ряд	–	1,125	–	1,375	–	1,75	–	2,25	–	2,75	–

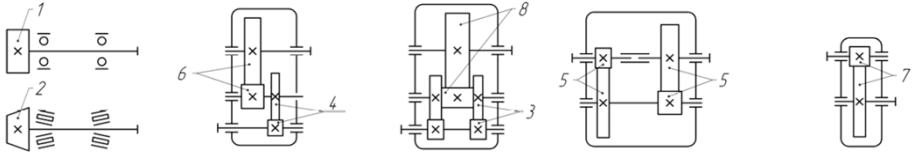
1-ий ряд	–	4	–	5	–	6	–	8	–	10	–	12	–
2-ий ряд	3.5	–	4.5	–	5.5	–	7	–	9	–	11	–	14

Таблиця В3 – Степінь точності зубчастих передач

Степінь точності по ГОСТ 1643-81	Колова швидкість, м/с		Область застосування
	прямозубі	косозубі	
6-а (підвищена точність)	20	30	Швидкісні передачі, ділильні механізми
7-а (нормальна точність)	12	20	Передачі при підвищених швидкостях і помірних навантаженнях, або навпаки
8-а (понижена точність)	6	10	Передачі загального машинобудування
9-а (грубі передачі)	3	5	Тихохідні передачі машин низької точності

Додаток Г
(довідковий)

Коефіцієнти концентрації навантаження по довжині зуба



Таблиця Г1 – Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$

b/d_1^*	Рівень твердості	Схема передачі							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	а	1,70	1,40	1,30	1,18	1,08	1,04	1,02	1,00
	б	1,35	1,20	1,15	1,09	1,05	1,02	1,01	1,00
0,4	а	2,40	1,90	1,60	1,36	1,20	1,12	1,08	1,02
	б	1,70	1,45	1,30	1,18	1,10	1,06	1,05	1,01
0,6	а	3,10	2,40	2,00	1,60	1,34	1,24	1,14	1,06
	б	2,05	1,70	1,50	1,30	1,17	1,12	1,07	1,03
0,8	а	4,00	3,00	2,40	1,86	1,54	1,40	1,26	1,10
	б	2,50	2,00	1,70	1,43	1,27	1,20	1,13	1,05
1,0	а	—	3,60	2,80	2,12	1,80	1,60	1,40	1,20
	б	—	2,30	1,90	1,56	1,40	1,30	1,20	1,10
1,2	а	—	—	3,20	2,44	2,08	1,80	1,60	1,30
	б	—	—	2,10	1,72	1,54	1,40	1,30	1,15
1,4	а	—	—	—	2,80	2,40	2,00	1,80	1,42
	б	—	—	—	1,90	1,70	1,52	1,40	1,21
1,6	а	—	—	—	—	2,80	2,40	2,00	1,60
	б	—	—	—	—	1,90	1,70	1,50	1,30

* Для циліндричних передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$;

для конічних передач $\frac{b}{d_1} = 0,166\sqrt{u^2+1}$.

** а – $HВ_2 \leq 350$; б – $HRC_2 \geq 40$.

Примітка: У визначенні коефіцієнтів використовують інтерполяцію. Наприклад, якщо $b/d_1 = 1,073$, то згідно з 5-ю схемою передачі та твердістю «а» з таблиці знаходять значення діапазону, в якому перебуває шукана величина, тоді $b/d_1 = 1,2 - 1,0 = 0,2$ і $2,08 - 1,80 = 0,28$. Потім визначають відхилення від початку діапазону: $1,073 - 1,0 = 0,073$. Далі знаходять приріст шуканого параметра, таким чином: $0,073 \cdot 0,28 = 0,102$. І нарешті одержують результат: $1,8 + 0,102 = 1,902$.

Таблиця Г2 – Значення коефіцієнта $K_{F\beta}$

b/d_1^*	Рівень твердості	Схема передачі							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	a	1,53	1,31	1,23	1,15	1,07	1,04	1,04	1,04
	б	1,25	1,16	1,12	1,08	1,04	1,04	1,04	1,04
0,4	a	2,01	1,67	1,46	1,27	1,16	1,09	1,06	1,04
	б	1,53	1,34	1,23	1,13	1,08	1,05	1,04	1,04
0,6	a	2,47	2,01	1,74	1,46	1,26	1,16	1,08	1,06
	б	1,75	1,53	1,38	1,23	1,14	1,08	1,06	1,04
0,8	a	3,03	2,41	2,01	1,62	1,41	1,31	1,21	1,08
	б	2,08	1,74	1,53	1,32	1,21	1,16	1,08	1,04
1,0	a	–	2,80	2,28	1,82	1,60	1,46	1,31	1,16
	б	–	1,95	1,67	1,42	1,31	1,23	1,16	1,08
1,2	a	–	–	2,54	2,04	1,80	1,60	1,46	1,23
	б	–	–	1,81	1,53	1,42	1,31	1,23	1,11
1,4	a	–	–	–	2,28	2,01	1,74	1,60	1,32
	б	–	–	–	1,67	1,53	1,40	1,31	1,16
1,6	a	–	–	–	–	2,23	2,01	1,74	1,46
	б	–	–	–	–	1,67	1,53	1,38	1,23

* Для циліндричних передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$;

для конічних передач $\frac{b}{d_1} = 0,166\sqrt{u^2+1}$.

** a – $HВ_2 \leq 350$; б – $HRC_2 \geq 40$.

Примітка. У визначенні коефіцієнтів використовують інтерполяцію.

Додаток Д
(довідковий)

Коефіцієнти для перевірного розрахунку зубчастих передач
Таблиця Д1 - Коефіцієнт динамічного навантаження

Степінь точності по ГОСТ1643-81	Твердість поверхонь зубів	K_{HV}					K_{FV}				
		Колова швидкість зачеплення V , м/с									
		1	2	3	5	10	1	2	3	5	10
6	H_1 і H_2 >350HB	<u>1.02</u> 1.01	<u>1.04</u> 1.02	<u>1.06</u> 1.03	<u>1.10</u> 1.06	<u>1.20</u> 1.08	<u>1.02</u> 1.01	<u>1.04</u> 1.02	<u>1.06</u> 1.03	<u>1.10</u> 1.06	<u>1.20</u> 1.08
	H_1 і H_2 ≤350HB	<u>1.03</u> 1.01	<u>1.06</u> 1.03	<u>1.09</u> 1.04	<u>1.16</u> 1.06	<u>1.32</u> 1.13	<u>1.06</u> 1.03	<u>1.12</u> 1.05	<u>1.19</u> 1.08	<u>1.32</u> 1.13	<u>1.64</u> 1.26
7	H_1 і H_2 >350HB	<u>1.02</u> 1.01	<u>1.05</u> 1.02	<u>1.08</u> 1.03	<u>1.12</u> 1.05	<u>1.25</u> 1.10	<u>1.02</u> 1.01	<u>1.05</u> 1.02	<u>1.07</u> 1.03	<u>1.12</u> 1.05	<u>1.25</u> 1.10
	H_1 і H_2 ≤350HB	<u>1.04</u> 1.02	<u>1.08</u> 1.03	<u>1.12</u> 1.05	<u>1.20</u> 1.08	<u>1.40</u> 1.16	<u>1.08</u> 1.03	<u>1.16</u> 1.06	<u>1.24</u> 1.09	<u>1.40</u> 1.16	<u>1.80</u> 1.32
8	H_1 і H_2 >350HB	<u>1.03</u> 1.01	<u>1.06</u> 1.02	<u>1.09</u> 1.03	<u>1.15</u> 1.06	<u>1.30</u> 1.12	<u>1.03</u> 1.01	<u>1.06</u> 1.03	<u>1.09</u> 1.04	<u>1.15</u> 1.06	<u>1.30</u> 1.12
	H_1 і H_2 ≤350HB	<u>1.05</u> 1.02	<u>1.10</u> 1.04	<u>1.15</u> 1.06	<u>1.24</u> 1.10	<u>1.48</u> 1.19	<u>1.10</u> 1.04	<u>1.20</u> 1.07	<u>1.30</u> 1.11	<u>1.48</u> 1.19	<u>1.96</u> 1.38
9	H_1 і H_2 >350HB	<u>1.03</u> 1.01	<u>1.07</u> 1.05	<u>1.10</u> 1.06	<u>1.17</u> 1.07	<u>1.35</u> 1.14	<u>1.03</u> 1.01	<u>1.07</u> 1.03	<u>1.10</u> 1.04	<u>1.17</u> 1.07	<u>1.35</u> 1.14
	H_1 і H_2 ≤350HB	<u>1.06</u> 1.02	<u>1.11</u> 1.05	<u>1.16</u> 1.07	<u>1.28</u> 1.11	<u>1.56</u> 1.22	<u>1.11</u> 1.04	<u>1.22</u> 1.08	<u>1.33</u> 1.13	<u>1.56</u> 1.22	- 1.45

Примітка: У чисельнику значення коефіцієнтів для прямозубих коліс у знаменнику – для косозубих

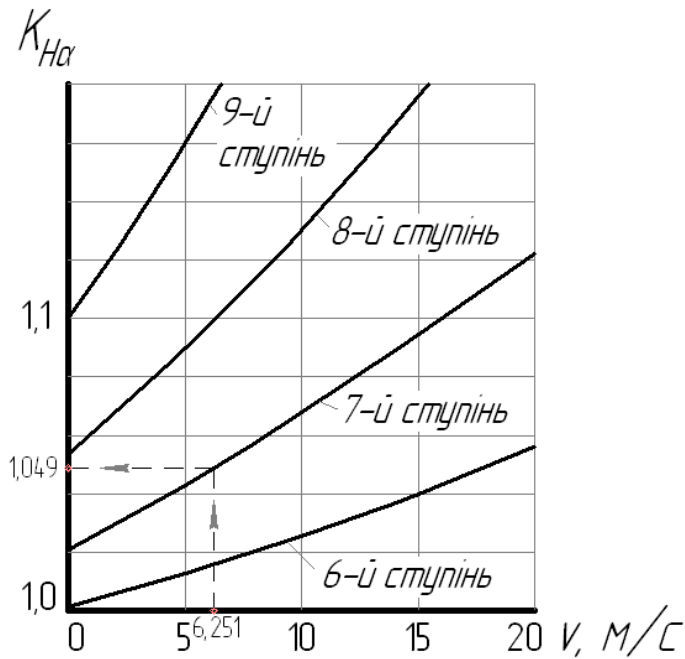


Рисунок Д1 – Коефіцієнт розподілу навантаження між зубами

Таблиця Д2 – Коефіцієнт точності виготовлення коліс передачі $K_{F\alpha}$

Ступінь точності	6-й	7-й	8-й	9-й
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Таблиця ДЗ – Коефіцієнт форми зуба Y_{Fi}

Еквівалентне число зубів Z_E	Коефіцієнт зміщення колеса										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12									3,9	3,67	3,46
14							4,24	4,00	3,78	3,59	3,46
17					4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20				4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25		4,6	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,06	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,66	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Примітка: Для визначення коефіцієнтів використовують інтерполяцію. Наприклад, якщо $Z_E = 33$, а коефіцієнт зміщення $x = +0,2$, то в даній таблиці знаходять значення діапазону, в якому перебуває шукана величина, тоді $Z_E = 40 - 30 = 10$ і $3,58 - 3,62 = -0,04$. Потім визначають відхилення від початку діапазону: $33 - 30 = 3$. Далі обчислюють приріст шуканого параметра: $3 \cdot (-0,04) / 10 = -0,012$ і, нарешті одержують результат: $3,62 + (-0,012) = 3,608$.

