

РОЗРАХУНОК КОНІЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ

Методичні вказівки для виконання курсового проекту
з деталей машин с

Зміст

ВСТУП.....	4
1 Кінематичний і силовий розрахунок передачі.....	5
2 Вибір матеріалу та розрахунок допустимих напружень.....	6
3 Проектний розрахунок конічної прямозубої передачі.....	8
4 Перевірочний розрахунок.....	10
5 Геометричний розрахунок.....	12
6 Сили в зачепленні.....	14
7 Конструктивні розміри шестерні і колеса.....	14
Список літератури.....	15
Додаток А. Механічні характеристики деяких марок сталей	16
Додаток Б. Значення числа циклів навантажування та допустимі напруження згину зубів коліс.....	17
Додаток В. Визначення коефіцієнтів концентрації напружень.....	17
Додаток Г. Ширина вінця конічних зубчастих коліс.....	19
Додаток Д. Коефіцієнт зсуву для шестерень та ступінь точності зубчастих конічних передач.....	20
Додаток Е. Визначення динамічних коефіцієнтів.....	21
Додаток Ж. Коефіцієнт форми зуба.....	22
Додаток И. Конструктивні параметри конічних коліс.....	23
Додаток К. Ескіз конічної прямозубої шестерні.....	26
Додаток Л. Ескіз конічного прямозубого колеса.....	27

ВСТУП

Конічні зубчасті передачі застосовують у передачах між валами, осі яких пересікаються. Основне застосування мають передачі з осями, що пересікаються під кутом 90° (ортогональні).

Конічні колеса виконують з прямими, тангенціальними, круговими та іншими криволінійними зубами.

Прямозубі конічні колеса прості у виготовленні та монтажі і застосовуються при невисоких колових швидкостях (до $2...3$ м/с).

Найбільш поширені конічні колеса, зуби яких згідно з ГОСТ 19326-73, по ознаці зміни розмірів перетинів по довжині, відносяться до зубів, що номінально знижуються (осьова форма I), вершини конусів ділильного, западин та вершин зубів при цьому збігаються.

Початковими даними для проектування передачі є результати кінематичного та силового розрахунку приводу.

Проектні розрахунки конічних зубчастих коліс на тривкість будують як розрахунки еквівалентних циліндричних коліс, при цьому вводиться встановлений експериментальним шляхом коефіцієнт зниження несучої спроможності $\theta_H = 0,85$ конічних передач у порівнянні з еквівалентними циліндричними передачами.

Конічні зубчасті передачі, що працюють в умовах достатнього змащування та закритих корпусів, розраховують по допускним контактним напруженням матеріалу зубів менш твердого колеса пари.

Методичні вказівки призначені для виконання курсового проекту з деталей машин і розроблені з урахуванням теоретичних положень, приведених у підручниках і Держстандартах.

У методичних вказівках наведено порядок виконання розрахунків конічної прямозубої передачі, а також необхідний довідковий матеріал для виконання цих розрахунків.

Методичні вказівки можуть бути використані студентами при виконанні курсових і дипломних проектів по іншим дисциплінам.

РОЗРАХУНОК ЗАКРИТОЇ КОНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Задача розрахунку: вибрати матеріали для виготовлення зубчастих коліс; визначити основні геометричні і кінематичні параметри передач; прийняти ступінь точності коліс; обчислити зусилля в зачепленні; перевірити передачу по контактним напруженням і напруженням згину.

Вихідні дані:

Тип передачі - прямозуба.

Потужність на шестерні $P_1 =$ кВт.

Кутова швидкість шестерні $\omega_1 =$ рад/с.

Передаточне число $u =$.

Режим роботи - нереверсивний.

Виробництво - масове.

Термін служби приводу $L_h =$ год.

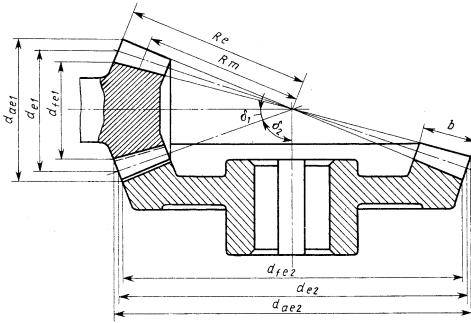


Рисунок 1 - Основні геометричні параметри конічної передачі

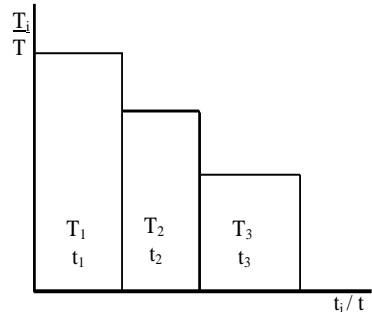


Рисунок 2 – Графік навантаження конічної передачі

1 Кінематичний та силовий розрахунок передачі

1.1 Потужність на конічному колесі P_i , кВт

$$P_2 = P_1 \cdot \eta, \quad (1)$$

де η - к.к.д. конічної зубчастої прямозубої передачі, $\eta = 0,95 \dots 0,97$

1.2 Кутова швидкість обертання колеса ω_2 , рад/с

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u}. \quad (2)$$

1.3 Номінальні обертаючі моменти на шестерні і колесі T_i' , Нм

$$T_1' = \frac{P_1}{\omega_1}; \quad T_2' = \frac{P_2}{\omega_2}. \quad (3)$$

1.4 Коефіцієнт еквівалентності навантаження K_{HE}

$$K_{HE} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t}}, \quad (4)$$

де T_i - текучий момент, що передається зачепленням (графік навантаження), Н·м;
 t_i - час дії текучого моменту, год;
 $T_{max}=T_2$ - найбільший момент технологічного процесу, що протікає нормально, Н·м.
 t - час роботи приводу, год.

1.5 Еквівалентний обертаючий момент на шестерні та колесі T_i , Н·м

$$T_i = T_1 \cdot K_{HE}; \quad T_2 = T_2' \cdot K_{HE}, \quad (5)$$

2 Вибір матеріалу і розрахунок допустимих напружень

2.1 Зубчасті колеса виготовляють з вуглецевих і легованих сталей, сірих і високоміцних чавунів, текстоліту та інших матеріалів.

Якщо колеса мають значні габарити і перетини, то перевагу потрібно віддавати легованим сталям, тому що їхнє загартування відбувається при менших критичних швидкостях охолодження і можуть бути досягнуті необхідна структура і відповідно твердість.

У залежності від твердості сталеві зубчасті колеса розділяють на дві основні групи: твердістю ≤ 350 НВ - зубчасті колеса нормалізовані або поліпшені і твердістю > 350 НВ - після об'ємного загартування, загартування СВЧ, цементації, азотування та ін. Ці групи різняться технологією, навантажувальною спроможністю, припрацьованістю. Шестерня і колесо в зачепленні можуть бути як з однієї групи, так і з різних груп.

Зуби шестерень навантажуються частіше в передаточне число раз у порівнянні з зубами коліс. Тому умови рівної міцності висувають вимогу у відношенні надійності, що забезпечується співвідношенням границь витривалості. Твердість зубів шестерні рекомендують призначати більше твердості колеса не менше, ніж на 10... 15 НВ.

Для виготовлення шестерні вибираємо (додаток А) сталь (марка), термообробка (вид), σ_p = (значення), σ_T = (значення), (значення) НВ.

Для виготовлення колеса вибираємо сталь (марка), термообробка (вид), σ_p = (значення), σ_T = (значення), (значення) НВ.

2.2 Визначення допустимих контактних напружень матеріалу шестерні та колеса

2.2.1 Середнє значення твердості поверхні зубів колеса

$$\overline{HB} = 0,227 \cdot HB_{max} + 0,773 \cdot HB_{min}. \quad (6)$$

2.2.2 Базова границя витривалості матеріалу σ_{Hlimb} , МПа

— при нормалізації, поліпшенні

$$\sigma_{Hlimb} = \overline{2HB} + 70; \quad (7)$$

- при об'ємному загартуванні

$$\sigma_{\text{Hlimb}} = 18 \cdot \overline{\text{HRC}} + 150; \quad (8)$$

- при поверхневому загартуванні

$$\sigma_{\text{Hlimb}} = 17 \cdot \overline{\text{HRC}} + 200; \quad (9)$$

- при цементації і наступному загартуванні

$$\sigma_{\text{Hlimb}} = 23 \cdot \overline{\text{HRC}}; \quad (10)$$

- при азотуванні

$$\sigma_{\text{Hlimb}} = 1,5 \cdot \overline{\text{HV}}. \quad (11)$$

2.2.3 Коефіцієнт довговічності K_{HL}

$$K_{\text{HL}} = \sqrt[6]{\frac{N_{\text{HO}}}{N}} \quad (12)$$

де N_{HO} - базове число циклів зміни напружень відповідне границі витривалості (додаток Б, таблиця Б.1);

N - число циклів зміни напружень за весь термін служби.

$$N = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h, \quad (13)$$

де ω_2 - кутова швидкість колеса, рад/с;

L_h - термін служби приводу, год.

Для нормалізованих і поліпшених коліс $1 \leq K_{\text{HL}} \leq 2,4$, для коліс із поверхневим загартуванням $1 \leq K_{\text{HL}} \leq 1,8$.

Якщо $N > N_{\text{HO}}$, то прийняти $K_{\text{HL}} = 1$.

2.2.3 Допустимі контактні напруження матеріалу колеса $[\sigma_{\text{H}}]$, МПа

$$[\sigma_{\text{H}}] = \frac{\sigma_{\text{Hlimb}} \cdot Z_{\text{R}}}{S_{\text{H}}} \cdot K_{\text{HL}}, \quad (14)$$

де Z_{R} - коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь. При шевінгованих зубах ($R_a = 1,25 \dots 0,63$ мкм) $Z_{\text{R}} = 1$; при тонкому струганні і фрезеруванні, а також при шліфуванні ($R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм) $Z_{\text{R}} = 0,95$; при чистовому фрезеруванні, або струганні ($R_a = 10 \dots 2,5$ мкм) $Z_{\text{R}} = 0,9$;

S_{H} - коефіцієнт запасу міцності. При однорідній структурі матеріалу зубів $S_{\text{H}} = 1,1$, при поверхневому зміцненні $S_{\text{H}} = 1,2$ [1, с.373].

2.3 Визначення допустимих напружень згину зубів шестерні та колеса

2.3.1 Базова границя витривалості σ_{Hlimb} при віддільовому циклі визначається по таблиці Б.2 (додаток Б).

2.3.2 Коефіцієнт довговічності K_{FL}

$$K_{\text{FL}} = \sqrt[3]{\frac{N_{\text{FO}}}{N}}, \quad (15)$$

де $m = 6$ для зубчастих коліс з поліпшених або нормалізованих сталей;
 $m = 9$ для загартованих і поверхнево зміцнених сталей.

N_{FO} - базове число циклів навантаження. Для всіх сталей $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

Значення коефіцієнта K_{FL} знаходяться у межах: $1 \leq K_{FL} \leq 2,1$ при твердості матеріалу поверхні зубів менше 350 НВ і $1 \leq K_{FL} \leq 1,6$ при твердості більше 350 НВ.

2.3.3 Допустимі напруження згину матеріалу колеса і шестерні $[\sigma_F]$, МПа

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot K_F}{S_F} \cdot K_{FL}, \quad (16)$$

де K_F - коефіцієнт режиму роботи. При односторонньому навантаженні $K_F = 1$,
при реверсивній роботі $K_F = 0,7 \dots 0,8$;

S_F - коефіцієнт запасу міцності. Для сталевих зубчастих коліс: при поковці
або штампуванні $S_F = 1,7$, для литих коліс $S_F = 2,2$.

3 Проектний розрахунок конічної прямозубої передачі

3.1 Зовнішній ділительний діаметр колеса d'_{e2} , мм

$$d_{e2} = 2,9 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_2 \cdot u \cdot k_{H\beta} \cdot E_{пр}}{\theta_H \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (17)$$

де $E_{пр}$ - приведений модуль пружності. Для сталей $E_{пр} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

θ_H - експериментальний коефіцієнт, що характеризує зниження міцності
конічної прямозубої передачі в порівнянні з циліндричною, $\theta_H = 0,85$;

$k_{H\beta}$ - коефіцієнт концентрації напружень по довжині зуба (додаток В).

Для стандартизованих зубчастих передач приймається найближче номінальне значення зовнішнього ділительного діаметра колеса (d_{e2} відповідно до ГОСТ 12289-76 (додаток Г). За даними зазначеного додатка, у залежності від обраного d_{e2} і передаточного відношення u визначається ширина вінця конічного колеса b .

3.2 Число зубів шестерні та колеса

3.2.1 Попереднє число зубів колеса Z''_2

$$Z''_2 = K \cdot \sqrt[5]{u^2} \cdot \sqrt[6]{d_{e2}}, \quad (18)$$

де K – коефіцієнт, що залежить від засобу зміцнення зубів [4, 128].

При нормалізованих і поліпшених зубах шестерні та колеса – $K = 18$.

При загартованих або цементованих зубах шестерні та поліпшених колеса – $K = 14$. При загартованих зубах і шестерні, і колеса – $K = 11,2$

3.2.2 Число зубів шестерні Z_1'

$$Z_1' = \frac{Z_2''}{u}. \quad (19)$$

Отриманий розмір округляють до найближчого цілого числа.

Приймаємо $Z_1 =$.

3.2.3 Число зубів колеса Z_2'

$$Z_2' = u \cdot Z_1'. \quad (20)$$

Отримане значення округляють до найближчого цілого числа.

Приймаємо $Z_2 =$.

3.2.4 Фактичне передаточне число u_ϕ

$$u_\phi = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (21)$$

3.2.5 Відхилення передаточного числа від заданого Δu , %

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq [\Delta u]. \quad (22)$$

Для силових зубчастих передач $[\Delta u] = 4\%$.

3.3 Зовнішній модуль m_{te} , мм

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{Z_2}. \quad (23)$$

Значення модуля, отримане з точністю до двох знаків після коми, до стандартного розміру не округляється.

3.4 Кути дільних конусів δ_i , град., хв., сек.

– шестерні

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{u_\phi}; \quad (24)$$

– колеса

$$\delta_2 = \arctg(u_\phi). \quad (25)$$

Обчислення виконуються з точністю до 10 кутових секунд.

3.5 Зовнішня конусна відстань R_e , мм

$$R_e = \frac{Z_1 \cdot m_{te}}{2 \cdot \sin(\delta_1)}; \quad R_e = \frac{Z_2 \cdot m_{te}}{2 \cdot \sin(\delta_2)}. \quad (26)$$

Точність обчислень до 0,01 мм. Зовнішня конусна відстань повинна бути однаковою для обох коліс.

3.6 Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - \frac{b}{2}. \quad (27)$$

3.7 Середній нормальний модуль m_{nm} , мм

$$m_{nm} = m_{te} \cdot \frac{R_m}{R_e} . \quad (28)$$

3.8 Діаметр середнього ділильного кола шестерні та колеса d_{m1} , мм

$$d_{m1} = Z_1 \cdot m_{nm}; \quad d_{m2} = Z_2 \cdot m_{nm} . \quad (29)$$

3.9 У конічних передачах при $u > 1$ для підвищення опору затненню рекомендується виконувати шестерню з позитивним зсувом X_{e1} , а колесо з рівним по абсолютному значенню негативним зсувом X_{e2} . Значення X_{e2} для прямозубих передач установлений ГОСТ 19624-74.

Відносний зсув X_{e1} для шестерні приймається по таблиці Д.1 (додаток Д).

Відносний зсув колеса X_{e2} , мм

$$X_{e2} = - X_{e1} \quad (30)$$

3.10 Колова швидкість відповідна середньому діаметру ділильного конуса V_{cp} , м/с

$$V_{cp} = \frac{\pi \cdot m_{nm} \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} . \quad (31)$$

По отриманому значенню швидкості в залежності від призначення та умов роботи передачі призначають ступінь точності (додаток Д, таблиця Д.2).

4 Перевірочний розрахунок

4.1 Коефіцієнт розрахункового навантаження [2,127]

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} . \quad (32)$$

де $K_{H\beta}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зубчатого вінця (див.п. 3.1);

K_{HV} - коефіцієнт динамічного навантаження, що залежить від колової швидкості коліс і ступеня точності передач. Знаходиться по таблиці Е.1 (додаток Е) з зниженням ступеня точності на одну ступінь;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами колеса (додаток Е).

4.2 Розрахункові контактні напруження σ_H , МПа

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{\theta_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin(2\alpha)}} \cdot \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right) , \quad (33)$$

де α - кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$.

4.3 Завантаження зачеплення по контактним напруженням $\Delta\sigma_H$, %

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% . \quad (34)$$

Припускається перевантаження передачі $\Delta\sigma_H$ не більш 5%. Якщо умова тривкості не виконується, то варто змінити ширину вінця, або збільшити зовнішній дільний діаметр колеса, або призначити інші матеріали коліс, або іншу термообробку і перерахувати допускні контактні напруження.

4.4 Коефіцієнт навантаження при згині K_F

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha}, \quad (35)$$

де $K_{F\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубів (додаток В, рисунок В.1);

K_{FV} - коефіцієнт, що враховує динамічні дії навантаження (додаток Е, таблиця Е.1);

$K_{F\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. У зв'язку з недостатньою розробкою методів розрахунку конічних передач на тривкість можна приблизно прийняти для прямозубих передач $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$.

4.5 Еквівалентне число зубів Z_V

– шестерні

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}; \quad (36)$$

– колеса

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}. \quad (37)$$

4.6 Коефіцієнт форми зуба Y_F визначається по таблиці Ж.1 (додаток Ж) у залежності від коефіцієнта зсуву вихідного контуру X_{e1} та еквівалентного числа зубів Z_V для колеса і шестерні.

4.7 Порівняна тривкість зубів, H/mm^2

– шестерні

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = ; \quad (38)$$

– колеса

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = . \quad (39)$$

4.8 Напруження згину зубів колеса σ_{F2} і шестерні σ_{F1} , H/mm^2

– колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot F_t \cdot K_F}{\theta_F \cdot b \cdot m_{nm}} \leq [\sigma_{F2}], \quad (40)$$

де $F_t = 2 \cdot T_2' / d_{m2}$ - окружна сила в зачепленні, Н;

$\theta_F = 0,85$ - експериментальний коефіцієнт, що характеризує зниження тривкості конічної прямозубої передачі в порівнянні з еквівалентною циліндричною;

- шестерні

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}], \quad (41)$$

4.9 Завантаження зачеплення по напруженням згину $\Delta\sigma_F$, %

$$\Delta\sigma_F = \frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \cdot 100\% . \quad (42)$$

Якщо при перевірочному розрахунку $\Delta\sigma_F$ значно менше $[\sigma_F]$, то це припустимо, тому що навантажувальна спроможність більшості зубчастих передач обмежується контактною міцністю.

Якщо $\Delta\sigma_F > [\sigma_F]$ понад 5%, то треба збільшити модуль m_{te} , відповідно перерахувати число зубів шестерні Z_1 та колеса Z_2 і повторити перевірочний розрахунок на згин. При цьому зовнішній дільний діаметр колеса d_{e2} не змінюється, а отже, не порушується контактна тривкість передачі.

5 Геометричний розрахунок

5.1 Висота голівки зуба в розрахунковому перетині h_a , мм

- шестерні

$$h_{a1} = (1 + x_{e1}) \cdot m_{nm}; \quad (43)$$

- колеса

$$h_{a2} = (1 - x_{e1}) \cdot m_{nm}; \quad (44)$$

5.2 Висота ніжки зуба в розрахунковому перетині h_f , мм

- шестерні

$$h_{f1} = (1,25 - x_{e1}) \cdot m_{nm}; \quad (45)$$

- колеса

$$h_{f2} = (1,25 + x_{e1}) \cdot m_{nm}; \quad (46)$$

5.3 Кут ніжки зуба θ_f , град., хв., сек.

- шестерні

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R_e}; \quad (47)$$

- колеса

$$\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{f2}}{R_e}. \quad (48)$$

5.4 Кут голівки зуба θ_a , град., хв., сек.

- шестерні

$$\theta_{a1} = \theta_{f2}; \quad (49)$$

- колеса

$$\theta_{a2} = \theta_{f1}; \quad (50)$$

5.5 Кут конуса западин δ_f , град., хв., сек.

– шестерні

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \quad (51)$$

– колеса

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}. \quad (52)$$

5.6 Кут конуса вершин зубів δ_a , град., хв., сек.

– шестерні

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}.; \quad (53)$$

– колеса

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}. \quad (54)$$

5.7 Збільшення висоти голівки зуба при переході від розрахункового перетину на зовнішній торець Δh_{ae} , мм

– шестерні

$$\Delta h_{ae1} = 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1}; \quad (55)$$

– колеса

$$\Delta h_{ae2} = 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a2}. \quad (56)$$

5.8 Зовнішня висота голівки зуба h_{ae} , мм

– шестерні

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1}; \quad (57)$$

– колеса

$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2}. \quad (58)$$

5.9 Збільшення висоти ніжки зуба при переході від розрахункового перетину на зовнішній торець Δh_{fe} , мм

– шестерні

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2}; \quad (59)$$

– колеса

$$\Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1}. \quad (60)$$

5.10 Зовнішня висота ніжки зуба h_{fe} , мм

– шестерні

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1}; \quad (61)$$

– колеса

$$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2}. \quad (62)$$

5.11 Зовнішня висота зуба h_e , мм

$$h_e = h_{ae1} + h_{fe1} = h_{ae2} + h_{fe2}. \quad (63)$$

5.12 Діаметр основи ділительного конуса шестерні d_{e1} , мм

$$d_{e1} = d_{e2} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}. \quad (64)$$

5.13 Діаметр вершин зубів d_{ae} , мм

– шестерні

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1; \quad (65)$$

– колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2. \quad (66)$$

5.14 Діаметр западин зубів d_{fe} , мм

– шестерні

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{fe1} \cdot \cos \delta_1; \quad (67)$$

– колеса

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot h_{fe2} \cdot \cos \delta_2. \quad (68)$$

6 Сили в зачепленні

6.1 Колова сила F_t , Н

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1'}{d_{m1}}. \quad (69)$$

6.2 Осьова сила F_{a1} , Н

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1. \quad (70)$$

6.3 Радіальна сила F_{r1} , Н

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1. \quad (71)$$

7 Конструктивні розміри шестерні і колеса

Конструктивні основні елементи конічних зубчастих коліс - обід, маточина і диск.

Розміри цих елементів визначаються орієнтовно по додатку И і приймаються найближчі з ряду нормальних розмірів (додаток Ж, таблиця Ж.2).

Після виконання розрахунків треба зробити ескізи конічних шестерні та колеса (додатки К та Л), де вказати розміри основних конструктивних елементів.

Висновок: В результаті розрахунку отримані геометричні розміри конічної зубчастої передачі, яка відповідає вимогам міцності.

Список літератури

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2.- 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с., ил.
2. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений.- 5-е изд. перераб.- М.: Высш. шк., 1991.-383 с.: ил.
3. Расчет и проектирование деталей машин, ч.1. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А.: 2-е изд. перераб. и доп.- Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1987.- 136 с.
4. 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.
5. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов.- М.: Высш. шк., 1991.- 432 с.: ил.

Додаток А
(довідковий)

Таблиця А.1 - Механічні характеристики деяких марок сталей,
що використовуються для виготовлення зубчастих коліс

Марка сталі	Діаметр заготовки D, мм, не більше	Термообробка	Механічна характеристика			
			Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Твердість	
					поверхні	серцевини
Заготовка – поковка (штампування або прокат)						
40	120	Поліпшення	700	400	192...228 НВ	
45	160	Нормалізація	600	340	170...217 НВ	
	120	Поліпшення	850	580	241...285 НВ	
50	200	Поліпшення	750	450	192...240 НВ	
	160	Нормалізація	640	350	179...228 НВ	
20Х	160	Поліпшення	750	530	228...255 НВ	
	120	Цементация	650	400	56...63 HRC	197 НВ
40Х	120	Поліпшення	950	700	260...280 НВ	
	200	Поліпшення	850	550	230...260 НВ	
	120	Азотування	1000	800	50...59 HRC	26...30 HRC
45Х	200	Поліпшення	850	650	230...280 НВ	
	200...600	Поліпшення	750	500	163...269 НВ	
40ХН	200	Поліпшення	850	600	230...300 НВ	
	200...600	Поліпшення	800	580	≥ 241 НВ	
	80	Гартування	1600	1400	48...54 HRC	—
35ХМ	100	Поліпшення	900	800	269 НВ	
	200	Поліпшення	900	800	241 НВ	
	80	Гартування	1600	1400	45...53 HRC	—
40ХНМА	160	Поліпшення	1100	900	≥ 302 НВ	
	600	Поліпшення	700	500	≥ 217 НВ	
35ХГСА	80	Поліпшення	1100	960	310 НВ	
	120	Поліпшення	980	880	270 НВ	
	300	Поліпшення	≥ 760	≥ 500	235 НВ	
	60	Гартування	1800	1500	46...53 HRC	—
12ХНЗА	120	Цементация	900	700	56...63 HRC	250 НВ
12Х2Н4А	120...160	Цементация	1000	800	56...63 HRC	290 НВ
20ХГНРА	80...120	Цементация	1100	850	56...63 HRC	320 НВ
18ХГТ	—	Цементация	1000	900	58...63 HRC	285 НВ
25ХГТ	—	Цементация	1150	950	58...63 HRC	НВ 300
38ХМЮА	—	Азотування	1050	900	57...57 HRC	30...35 HRC

Додаток Б
(довідковий)

Таблиця Б.1 – Значення базових циклів навантажування

Середня твердість поверхні зубів	\overline{HB}	220	250	300	350	400	450	500	550	600
	\overline{HRC}	—	25	32	38	43	47	52	56	60
N_{HO} , млн.циклів		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Примітка: при проміжних значеннях твердості HB_x поверхні зубів базове число циклів зміни напружень можна визначити лінійною інтерполяцією по формулі:

$$N_{HO} = N_{HO1} + \frac{HB_x - HB_1}{HB_2 - HB_1} \cdot (N_{HO2} - N_{HO1}),$$

де N_{HO1} - число циклів навантажування відповідної найближчої меншої твердості поверхні зубів;

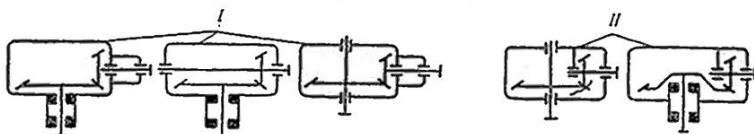
HB_1 і HB_2 - відповідно найближчі менша і більша табличні значення твердості;

N_{HO1} і N_{HO2} - числа циклів навантажування відповідні HB_1 і HB_2 .

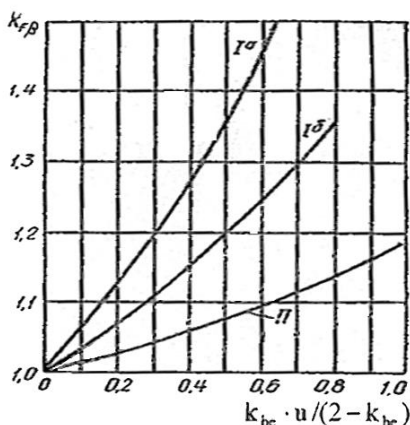
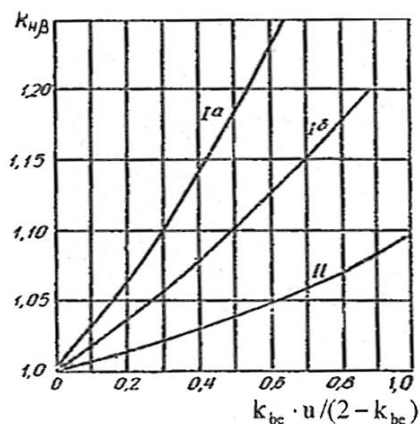
Таблиця Б.2 - Допускні напруження згину зубів коліс σ_{Flimb}

Термообробка	Твердість зубів		Група сталей	σ_{Flimb} , МПа	$[\sigma_F]_{max}$, МПа
	на поверхні	у серцевині			
Нормалізація	180...350 HB		40; 45; 40X; 40XH;	1,8HB	2,74HB
Поліпшення					
Об'ємне гартування	35...45 HRC		40X; 40XH; та ін.	350	1400
Гартування с.в.ч. по всьому контурі (модуль $m_n \geq 3$ мм)	56...63 HRC	25...55HRC	У6; 35XM та ін.	900	1260
	45...55 HRC	25...55 HRC	40X; 40XH та ін.	650	1260
Гартування с.в.ч. наскрізне з охопленням за-падин (модуль $m_n < 3$ мм)	45...55 HRC	45...55 HRC	35XM; 40X; 40XH та ін.	550	1430
Азотування	55...67 HRC	24...40 HRC	35XЮА; 40X;	12HRC _{сст} +300	1000 1000
	50...59 HRC	24...40 HRC	38XМЮА; та ін.		
Цементация та гартування	55...63 HRC	30...45 HRC	Сталі, що цементуються	750	1200
Нітроцементування та гартування	57...63 HRC	30...45 HRC	Молибденові сталі 25XГМ, 25XГНМ	1000	1520
			Безмолибденові сталі 25XГТ, 30XГТ, 35X та ін.	750	1520

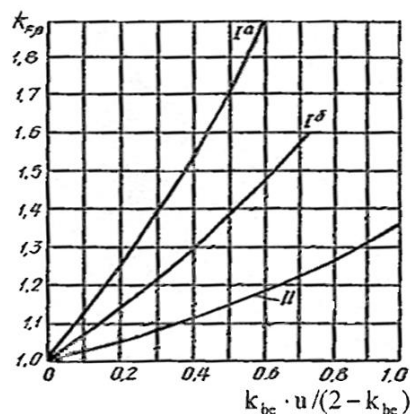
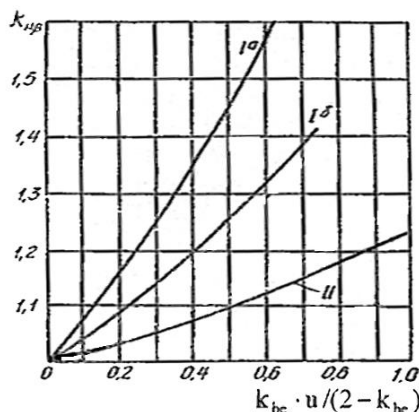
Додаток В
(довідковий)



Твердість робочих поверхонь зубів $HV_1 \leq 350$ HV і $HV_2 \leq 350$ HV
(або $HV_1 > 350$ HV і $HV_2 \leq 350$ HV)



Твердість робочих поверхонь зубів $HV_1 > 350$ HV і $HV_2 > 350$ HV



а - опори кулькові; б - опори роликові.

Примітка: $k_{\beta c}$ - коефіцієнт ширини зубчастого вінця щодо зовнішньої конусної відстані. Найбільше поширене значення $k_{\beta c} = 0,285$ [2, стор. 155].

Рисунок В.1 - Визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ для конічних коліс

Додаток Г
(довідковий)

Таблиця Г.1 - Ширина віття конічних зубчастих коліс

Номинальні діаметри	Ширина зубчастих вітців b, мм при номінальних передаточних числах u																
	1,00	(1,12)	1,25	(1,40)	1,60	(1,80)	2,00	(2,24)	2,50	(2,80)	3,15	(3,55)	4,00	(4,50)	5,00	(5,60)	6,30
50	10	9,5	9	9	8,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(56)	11	10,5	10	10	9,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(71)	14	14	13	12	12	11,5	11,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
80	16	15	15	14	13	13	12	12	12	-	-	-	-	-	-	-	-
(90)	18	17	16	16	15	15	14	14	14	-	-	-	-	-	-	-	-
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	-	-	-	-	-	-
(112)	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	-	-	-	-	-	-
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	-	-	-	-
(140)	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	-	-	-
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24
(180)	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	30	28
(225)	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40	40	40
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65
500	100	95	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75	75	70

Додаток Д
(довідковий)

Таблиця Д.1 – Коефіцієнт зсуву χ_{e1} для шестерень конічних передач

Кількість зубів, Z_1	Передаточне число u				
	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	–	0,50	0,53	0,56	0,57
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27

Таблиця Д.2 - Ступінь точності зубчастих передач

Ступінь точності, не нижче	Колова швидкість, м/с, не більш		Приклади застосування
	прямозубих	косозубих	
6 (високої точності)	15	30	Високошвидкісні передачі, механізми точного кінематичного зв'язку - дільний, відліковий і т.п.
7 (точні)	10	15	Передача при підвищених швидкостях і помірних навантаженнях або при підвищених навантаженнях і помірних швидкостях
8 (середньої точності)	6	10	Передачі загального машинобудування, які не вимагають підвищеної точності
9 (зниженої точності)	2	4	Тихохідні передачі зі знизженими вимогами до точності

Додаток Е
(довідковий)

Таблиця Е.1 – Значення коефіцієнтів K_{HV} та K_{FV} для прямозубих передач

Ступінь точності	Коефіцієнт	$V, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
При твердості $H_1 \leq 350\text{HB}$ та $H_2 \leq 350\text{HB}$, або $H_1 \geq 45\text{HRC}$, а $H_2 \leq 350\text{HB}$							
6	K_{HV}	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
	K_{FV}	1,06	1,13	1,26	1,40	1,53	1,67
7	K_{HV}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
	K_{FV}	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
8	K_{HV}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
	K_{FV}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
9	K_{HV}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
	K_{FV}	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
При твердості $H_1 \geq 45\text{HRC}$ і $H_2 \geq 45\text{HRC}$							
6	K_{HV}	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
	K_{FV}	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
7	K_{HV}	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
	K_{FV}	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
8	K_{HV}	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
	K_{FV}	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
9	K_{HV}	1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32
	K_{FV}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34

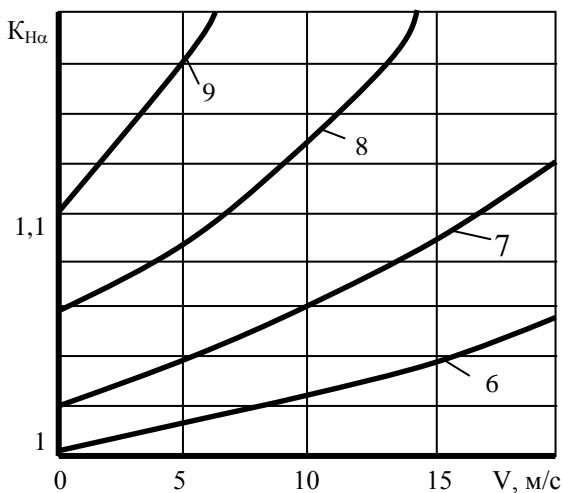


Рисунок Е.1 – Графік визначення коефіцієнта $K_{H\alpha}$

Додаток Ж
(довідковий)

Таблиця Ж.1 - Коефіцієнт форми зубів Y_F

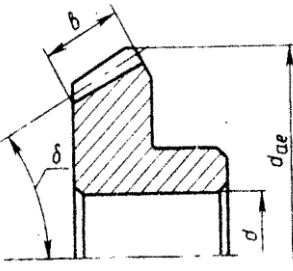
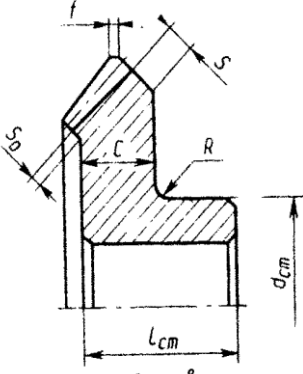
Z_V	Коефіцієнт зсуву ріжучого інструменту X_{ei}										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12	–	–	–	–	–	–	–	–	3,90	3,67	3,46
14	–	–	–	–	–	–	4,24	4,00	3,78	3,59	3,42
17	–	–	–	–	4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20	–	–	–	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25	–	4,6	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	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	3,65	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

Таблиця Ж.2 - Нормальні лінійні розміри

Ряд $R_a 40$	1,0 1,05 1,1 1,15 1,2 1,3 1,4 1,5 1,6 1,7 1,8 1,9
	2,0 2,1 2,2 2,4 2,5 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8 4,0 4,2
	4,5 4,8 5,0 5,3 5,6 6,0 6,3 6,7 7,1 7,5 8,0 8,5 9,0 9,5
	10 10,5 11 11,5 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
	53 56 60 63 67 71 75 80 85 90 95
	100 105 110 120 125 130 140 150 160 170 180 190

Додаток И
(обов'язковий)

Таблиця И.1 – Конструктивні параметри конічних зубчастих коліс

Елемент	Параметр		
	Спосіб отримання заготовки	коловий прокат	поковка
Обід	Діаметр	$d_{ae} \leq 120 \text{ мм}$	
	Товщина	$S = 2,5m_{te}; S_o \geq 1,2m_{te}$	
	Ширина	–	
Маточина	Діаметр отвору	$d = (T_i \cdot 10^3 / 0,2 \cdot [\tau])^{1/3}$, де $[\tau] = 16 \dots 25 \text{ МПа}$	
	Діаметр зовнішній	$d_{ст} = 1,55d$ при з'єднанні шпонкою або з натягом	
	Товщина	$\delta_{ст} = 0,3d$	
	Довжина	$l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d$	
Диск	Товщина	С - встановлюється графічно	
	Радіуси закруглень	$R \geq 1$	
	Отвори	–	

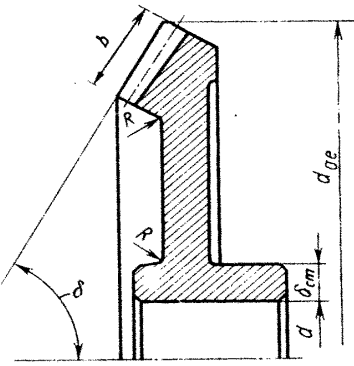
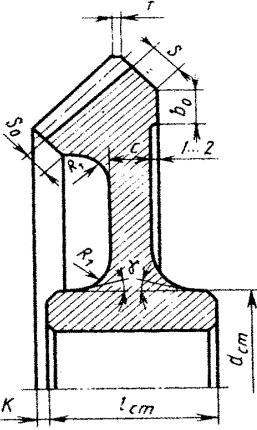
Примітка: 1. На торцях зубів виконують фаски розміром $f = 0,5m_{te}$ з округленням до стандартного значення.

2. Фаски знімають паралельно вісі отвору колеса.

3. Колеса конструюють з маточиною, яка виступає за торець диска з сторони більшого конуса.

Додаток И
(обов'язковий)

Таблиця И.2 – Конструктивні параметри конічних зубчастих коліс

Елемент	Параметр		
	Спосіб отримання заготовки	поковка	штампування
Обід	Діаметр	$d_{ae} > 120 \text{ мм}$	
	Товщина	$S = 2,5m_{te}; S_0 \geq 1,2m_{te}$	
	Ширина	$b_0 = S$	
Маточина	Діаметр отвору	$d = (T_2 \cdot 10^3 / 0,2 \cdot [\tau])^{1/3}$, де $[\tau] = 16 \dots 25 \text{ МПа}$	
	Діаметр зовнішній	$d_{ст} = 1,55d$ при з'єднанні шпонкою або з натягом	
	Товщина	$\delta_{ст} = 0,3d$	
	Довжина	$l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d$	
Диск	Товщина	$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b$	
	Радіуси закруглень	$R \geq 1; R_1 \geq 6$	
	Отвори	—	

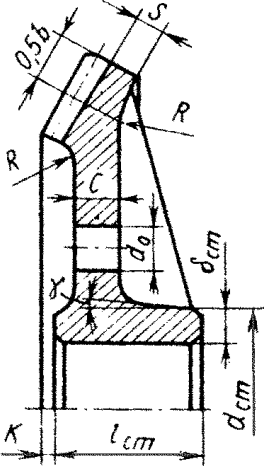
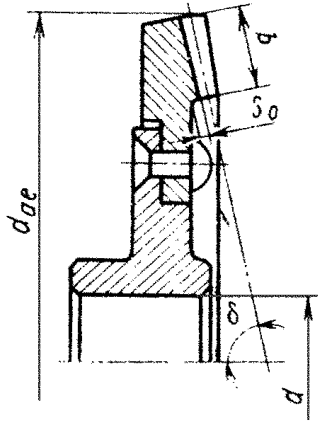
Примітка: 1. На торцях зубів виконують фаски розміром $f = 0,5m_{te}$ з округленням до стандартного значення.

2. Фаски знімають паралельно вісі отвору колеса.

3. Колеса конструюють з маточиною, яка виступає за торець диска з сторони більшого конуса, при цьому розмір K приймається конструктивно.

Додаток И
(обов'язковий)

Таблиця И.3 – Конструктивні параметри конічних зубчастих коліс

Елемент	Параметр		
	Спосіб отримання заготовки	ЛИТВО	складові
Обід	Діаметр	$d_{ae} > 180\text{мм}$	
	Товщина	$S = 2,5m_{te}; S_0 \geq 1,2m_{te}$	
	Ширина	$b_0 = 0,5b$	
Маточина	Діаметр отвору	$d = (T_2 \cdot 10^3 / 0,2 \cdot [\tau])^{1/3}$, де $[\tau] = 16 \dots 25 \text{ МПа}$	
	Діаметр зовнішній	$d_{ст} = 1,55d$ при з'єднанні шпонкою або з натягом	
	Товщина	$\delta_{ст} = 0,3d$	
	Довжина	$l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d$	
Диск	Товщина	$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b$	
	Радіуси закруглень	$R \geq 10$	
	Отвори	$d_0 \geq 25 \text{ мм}; n_0 = 4 \dots 6$	

Примітка: 1. На торцях зубів виконують фаски розміром $f = 0,5m_{te}$ з округленням до стандартного значення.

2. Фаски знімають паралельно вісі отвору колеса.

3. Колеса конструюють з маточиною, яка виступає за торець диска з сторони більшого конуса, при цьому розмір K приймається конструктивно.

Додаток К
(обов'язковий)

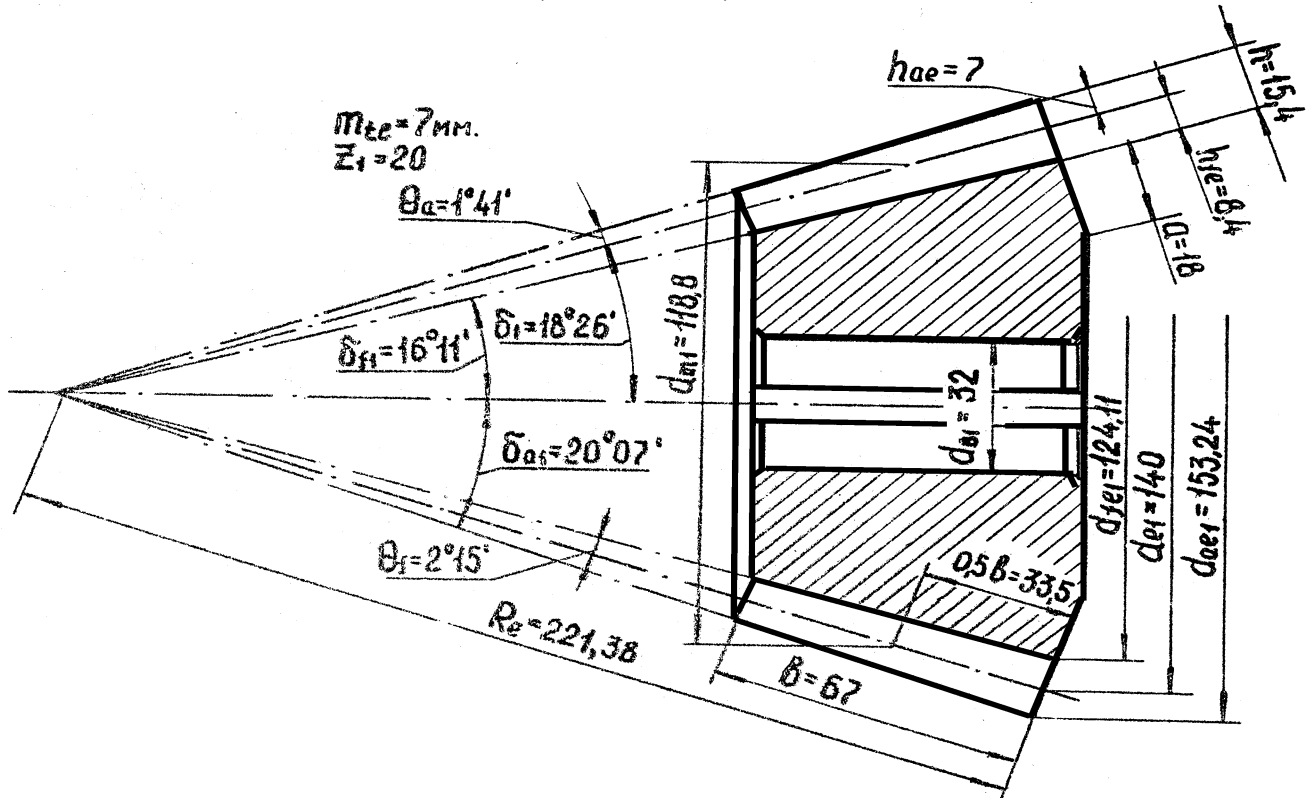


Рисунок К.1 – Ескіз конічної прямозубої шестерні

Додаток Л
(обов'язковий)

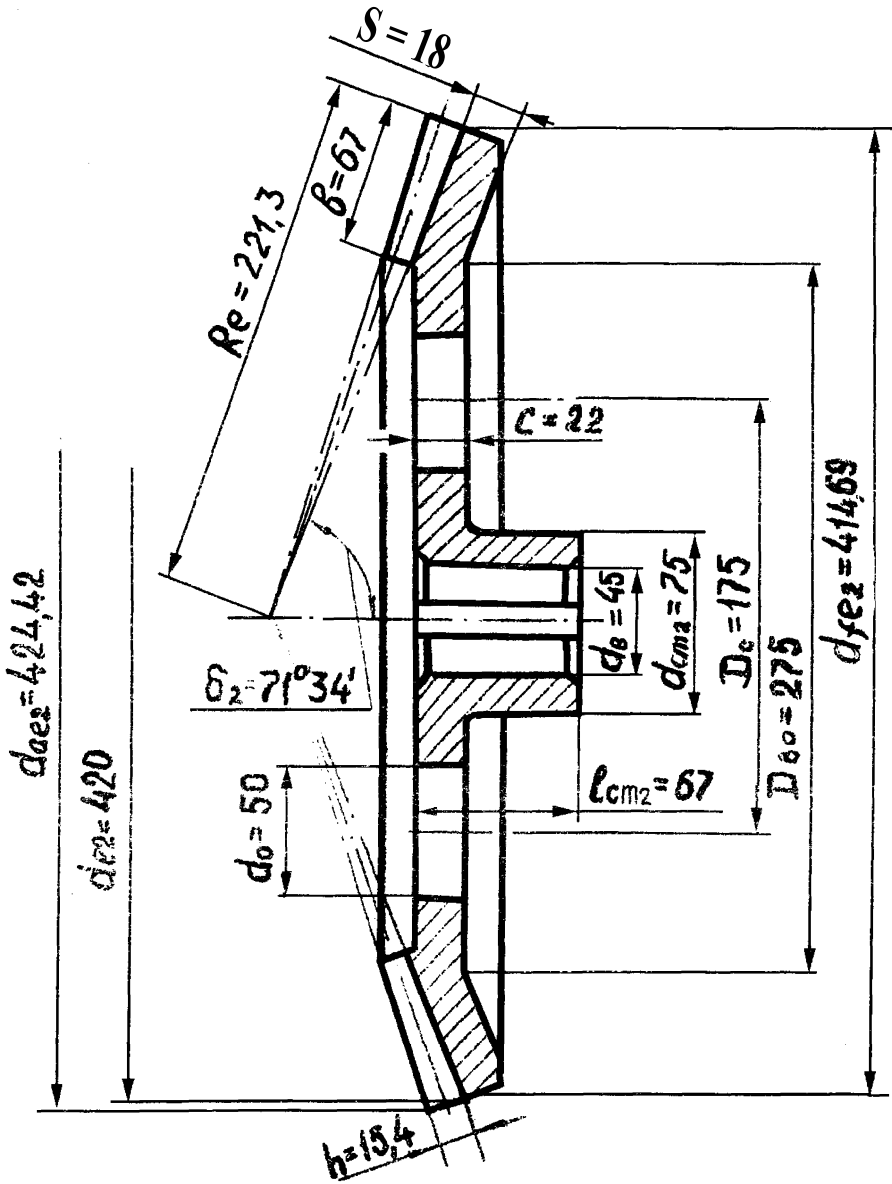


Рисунок Л.1 - Ескіз конічного прямозубого колеса