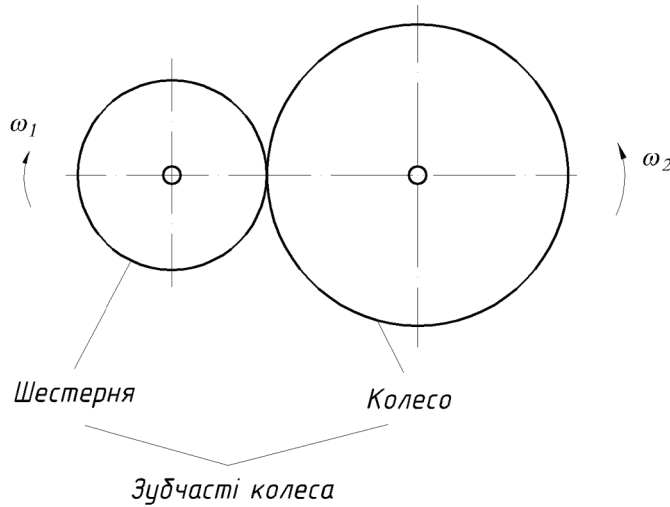


Лекція 12

Тема 5. Зубчасті передачі

5.1. Загальна характеристика. Класифікація



Зубчасті передачі призначені для передачі обертового руху і перетворення обертового руху в поступальний і навпаки

Значення параметрів передачі: :
 $\eta = 0.94 \dots 0.99$; $i = \omega_1 / \omega_2 \leq 20$;
 $V \leq 150$ м/с; $P \leq 2 \dots 3$ тис. кВт.

Переваги: сталість і достатньо великий діапазон передатного відношення, висока надійність, довговічність, компактність, великий діапазон навантажень, незначні навантаження на вали і опори, можуть зручно компонуватися у окремі агрегати.

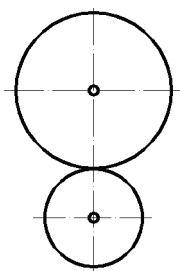
Недоліки: Високі вимоги до точності виготовлення і монтажу, шум при роботі з високими швидкостями, потреба у постійному змащуванні.

Класифікація:

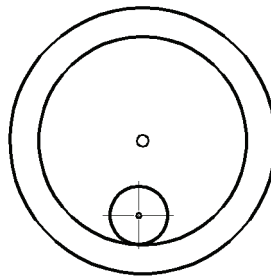
За формою профілю зубців: 1) евольвентні; 2) з круговим профілем (передачі із зачепленням Новікова); 3) циклоїдальним профілем (використовується у приладах, годинникових механізмах)

За взаємним розміщенням осей валів:

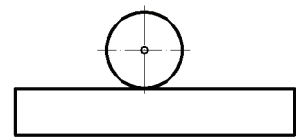
1) з паралельними осями (циліндричні передачі);



циліндричне зовнішнє зачеплення

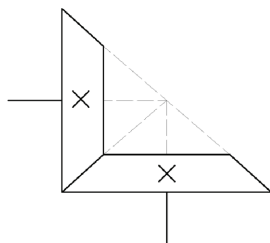


циліндричне внутрішнє зачеплення

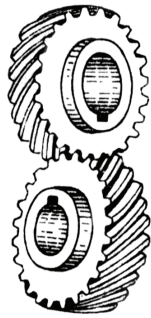


колесо-рейка

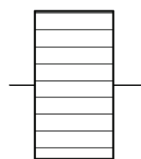
2) із валами, осі яких перетинаються (конічні передачі);



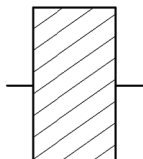
3) із мимобіжними осями валів (гвинтові передачі).



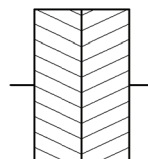
За розміщенням на ободі та формою зубців:



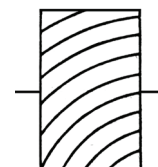
прямозубі



косо зубі



шевронні



з криволінійним
(круговим,
спіральним)

За конструктивним оформленням: закриті, відкриті.

За коловою швидкістю:

тихохідні

$$V \leq 3 \text{ м/с};$$

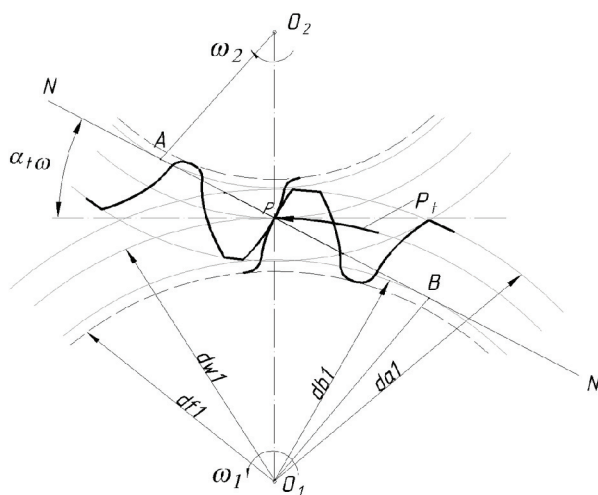
середньохідні

$$V = 3 \dots 15 \text{ м/с};$$

швидкохідні

$$V > 15 \text{ м/с}.$$

5.2. Основні параметри евольвентного зачеплення



d_{e1}, d_{e2} - діаметри основних кіл;

NN - відтворююча; при перекочуванні по основних колах т. Р описує евольвенту.

Р - полюс зачеплення - точка перетину NN і ліній центрів O_1O_2 ;

AP і BP - радіуси кривизни евольвент в т.Р;

NN - спільна нормаль до евольвент.

Точки дотику зубців коліс лежать на лінії NN, тому NN - лінія зачеплення;

α_{tw} - кут зачеплення;

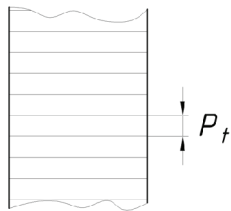
d_{w1}, d_{w2} - діаметри початкових кіл (початкові діаметри). Початкові кола котяться одне по одному без ковзання.

Передатне відношення $i = \omega_1 / \omega_2 = d_{w2} / d_{w1}$.

d_1, d_2 - діаметри ділильних кіл (ділильні діаметри). Ділильне коло (ділильна поверхня) ділить зубець на дві частини - головку та ніжку. В колесах, нарізаних без зміщення інструменту, $d_1 = d_{w1}$; $d_2 = d_{w2}$.

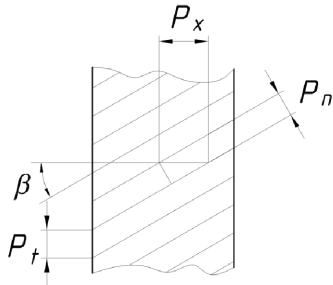
d_{a1}, d_{a2} - діаметри вершин зубців;

d_{f1}, d_{f2} - діаметр впадин..



Відстань між одноіменними профілями двох сусідніх зубців по дузі кола називається *коловим кроком* зубців - P_t . Розрізняють ділильний, початковий та інші кроки. Для косих та криволінійних зубців розрізняють *коловий крок* P_t , *нормальний крок* P_n , а також *осьовий крок* P_x .

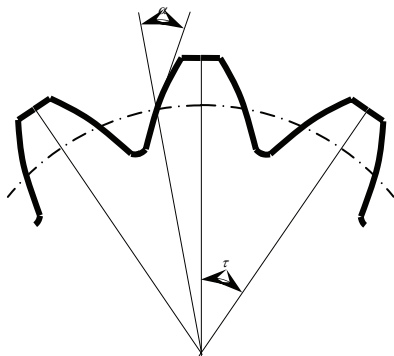
β - кут нахилу (лінії) зубця.



$$P_n = P_t \cos \beta$$

$$P_x = P_n / \sin \beta$$

$$\tau = \frac{2\pi}{z} \text{ - кутівий крок зубці, де } z \text{ -- кількість зубців у колесі.}$$



Кут повороту зубчастого колеса від моменту входу зубця в зачеплення до моменту виходу його із зачеплення називається *кутом перекриття* - φ_v

Відношення кута перекриття зубчастого колеса до його кутівого кроку називається *коефіцієнтом перекриття* ε_v ,

$$\varepsilon_v = \frac{\varphi_v}{\tau}$$

Коефіцієнт перекриття визначає середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться в зачепленні.

Якщо $\varepsilon_v = 1.6$, це означає, що 0,4 періоду у зачепленні знаходиться 1 пара зубців, а 0.6 – 2 пари зубців. Із збільшенням ε_v підвищується плавність роботи передачі, зменшується динамічне навантаження та шумність передачі. Тому у швидкохідних та високонавантажених передачах замість прямозубих використовують косозубі і шевронні колеса, та колеса з криволінійними зубцями, які забезпечують більший ε_v .

Коефіцієнт перекриття ε_v - повинен бути більшим за одиницю.

$$\text{Модуль зубців: коловий } m_t = \frac{P_t}{\pi}; \text{ нормальний } m_n = \frac{P_n}{\pi}; m_n = m_t \cos \beta.$$

Для прямих зубців $m_t = m_n = m$.

Модулі стандартизовані, в косозубих передачах стандартним є m_n .

Довжина ділильного кола:

$$\pi d = zP_t = zP_n / \cos \beta$$

$$\text{Звідси} \quad d = mz; \quad d = \frac{m_n z}{\cos \beta}.$$

Кут профілю зубця – гострий кут між дотичною до профілю зубця у даній точці і лінією, що проходить через цю точку і центр колеса.

Розрізняють ділильний α і початковий α_w кути. У разі збігання початкових та ділильних кіл α_w дорівнює кутові зачеплення α_{tw} .

Ділильне коло – постійна геометрична фігура даного зубчастого колеса, $d = mz$.

Початкове коло - поняття кінематичне і у окремого взятого колеса його немає.

Початкові кола – у парі коліс. Вони дотикаються у полюсі і без ковзання перекочуються.

Якщо міжосьова відстань $a_w = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$, то ділильні і початкові кола збігаються.

При зміні a_w діаметри ділильних кіл не змінюються, а діаметри початкових кіл змінюються пропорційно a_w :

$$d_{w1} = 2a_w/(i+1); \quad d_{w2} = 2a_w i/(i+1),$$

де $i = d_{w2}/d_{w1}$; $a_w = \frac{1}{2}(d_{w1} + d_{w2})$.

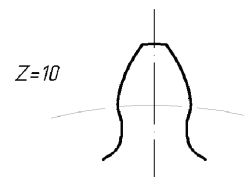
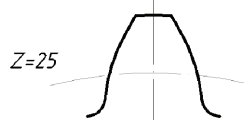
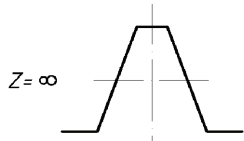
Лекція 13

5.3. Методи виготовлення і коригування зубців циліндричних зубчастих передач

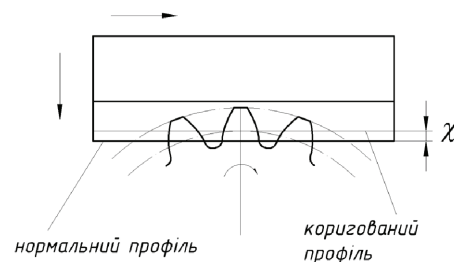
Методи виготовлення зубчастих коліс

- 1) Зубонарізуванням зубонарізним інструментом методом копіювання (за допомогою пальцевих або дискових фрез) або методом обкочуванням (за допомогою довбача, черв'ячної фрези та ін.);
- 2) литтям;
- 3) порошковою металургією;
- 4) пластичним деформуванням.

Із зменшенням числа зубців коліс збільшується кривина профілю і зменшується товщина зубців в їх основі. Якщо $z < z_{\min}$, при нарізуванні зубців відбувається підріз ніжок зубців. Це спричиняє значне зменшення їхньої міцності. Для прямозубих коліс $z_{\min} = 17$. Щоб усунути підрізання, використовують спеціальні способи виправлення їхнього профілю, які називаються *коригуванням зубчастих коліс*.



Кориговані зубчасті колеса виготовляються на тому самому обладнанні, тим же стандартним інструментом, що і не кориговані. Різниця полягає у тому, що для коригування коліс інструмент встановлюється з деяким зміщенням у радіальному напрямку. Заготовки виготовляються зі зміненим зовнішнім діаметром.



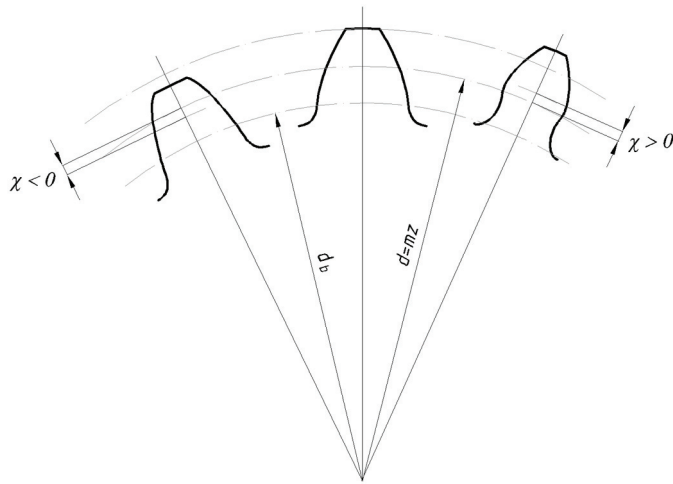
Зміщення інструменту $\chi = \chi m$, де χ – коефіцієнт зміщення;
 $\chi > 0$ – інструмент зміщують від центра заготовки;
 $\chi < 0$ – до центра заготовки;
 Чим більше χ , тим більш

віддаленими від основного кола відрізками евольвенти окреслюється профіль зубців

При цьому зменшується кривина профілю, зубець потовщується в основі і загострюється на вершині (див. рис.).

У нормальній передачі $\chi_1 = \chi_2 = 0$, тому таку передачу називають нульовою.

При коригуванні діаметри основного і ділильного кола не змінюються. Змінюються діаметри виступів і впадин, змінюється співвідношення між висотою головки і ніжки зубців (вона вимірюються від ділильного кола).



Висотна корекція

Коефіцієнти зміщення шестерні χ_1 і колеса χ_2 пов'язані співвідношенням

$$\chi_1 = -\chi_2; \quad \chi_\Sigma = \chi_1 + \chi_2 = 0;$$

χ_Σ – сумарний коефіцієнт зміщення.

При висотній корекції висота зубців – незмінна, але змінюється співвідношення висот головок та ніжок і відповідно змінюються діаметри кіл вершин зубців та впадин.

Висота головки і ніжки зубця

визначаються за формулами:

$$h_a = (h_a^* + \chi)m; \quad h_f = (h_a^* + c^* - \chi)m.$$

Початкові кола при висотній корекції збігаються із ділильними і кут зачеплення не змінюється. Товщина зубців шестерні збільшується, а зубців колеса зменшується, але сума товщин на ділильному колі залишається постійною і дорівнює кроку. Висотна корекція не вимагає зміни міжосьової відстані.

Висотна корекція дозволяє збільшувати міцність зубців шестерні з одночасним зменшенням міцності зубців колеса.

При великому числі зубців шестерні і колеса висотне корегування малоефективне – форма зубців змінюється мало, його застосовують при малому числі зубців шестерні і великому числі зубців колеса.

Кутова корекція

Коефіцієнти зміщення шестерні χ_1 і колеса χ_2 неоднакові і задовольняють умову

$$\chi_\Sigma = \chi_1 + \chi_2 > 0.$$

Рекомендації щодо вибору коефіцієнтів зміщення даються в ГОСТі.

При висотній корекції сума товщин зубців шестерні і колеса на ділильних колах більша від кроку зубців і тому ділильні кола не можуть дотикатися. Колеса повинні бути зміщеними одне відносно одного. Ділильні кола не збігаються з початковими, висота зубців зменшується, а кут профілю зубців буде збільшеним. Висота головки і ніжки зубців визначаються за формулами:

$$h_a = (h_a^* + \chi - \Delta y)m; \quad h_f = (h_a^* + c^* - \chi)m,$$

де Δy - коефіцієнт вирівнювального зміщення,

$$\Delta y = \chi_\Sigma - y; \quad y = \frac{(a_\omega - a)}{m}.$$

Тут a, a_ω – ділильна та початкова міжосьові відстані.

Переваги кутової корекції: підвищення міцності зубців двох зубчастих коліс (підвищення контактної міцності, міцності на згин, забезпечення високої стійкості проти спрацювання та опору проти заїдання зубців) і можливість вписування зубчастої передачі у наперед задану міжосьову відстань. Кутову корекцію можна використовувати при довільній комбінації числа зубців шестерні і колеса.

Граничні значення коефіцієнтів χ обмежуються такими факторами: недопустиме підрізання зубців при їхньому нарізуванні, загострення зубців, тобто зменшення їхньої товщини на колі виступів нижче допустимої межі, зменшення коефіцієнта перекриття до граничного значення.

5.4. Точність зубчастих передач

Точність виготовлення зубчастих коліс визначає кінематичні та експлуатаційні показники, а також такі характеристики як інтенсивність шуму, вібрації, міцність, втрати на тертя.

Стандарт встановлює норми на наступні основні показники точності: кінематична точність, плавність роботи, контакт зубців, бічний зазор.

Норми кінематичної точності: визначають величину похибки передатного відношення – повної похибки кута повороту зубчатого колеса за один його оберт.

Норми плавності роботи визначають величину циклічної похибки передатного відношення – складових повної похибки кута повороту колеса, що багатократно повторюються за один оберт.

Норми контакту зубців визначають повноту прилягання робочих поверхонь зубців.

Норми бічного зазору – регламентують гарантований (найменший) бічний зазор між неробочими (при одному напрямі обертання) поверхнями зубців. Цей зазор запобігає заклинюванню передачі при її нагріванні та появі ударів по неробочих профілях при динамічному навантаженні, забезпечує потрібні умови змащування зубців.

За нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців встановлюється 12 ступенів точності для кожного параметру. Найбільш розповсюджений в машинобудуванні 5,6,7,8,9 (\Rightarrow точність зменшується).

Рекомендації щодо вибору ступеня точності залежно від колової швидкості наведені в таблиці.

Бічний зазор встановлюється видом спряження зубчастих коліс та видом допуску на бічний зазор. Встановлено 6 видів спряження А,В,С,Д,Е,Н (\Rightarrow зазор зменшується), та 8 видів допуску на бічний зазор x, y, z, a, b, c, d, h . При спряженні Н мінімальний бічний зазор дорівнює нулю.

Рекомендується для більшості силових передач – спряження В, для реверсивних -- С, Д.

Часто всі три види норм (кінематичної, плавності і контакту) витримують з однаковою точністю.

Система умовного позначення точності:

6-В ГОСТ 1643-81 - для циліндричних передач при однакових ступенях точності на всі параметри.

При комбінуванні норм точності:

7-8-7-В ГОСТ 1643-81 – циліндрична передача;

8-7-6-Д ГОСТ 1758-81 – конічна передача.

5.5. Матеріали і термообробка зубчастих коліс

Матеріали:

якісні вуглецеві сталі 40, 45, 50;

сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г;

леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 30ГХСА;

сірий чавун;

неметалеві матеріали – текстоліт, нейлон, поліамід.

Стальне литво – для виготовлення великогабаритних коліс.

Чавунне литво – для виготовлення великогабаритних тихохідних коліс. Зубці коліс погано працюють на згин і ударне навантаження.

Термообробка: Розрізняють дві групи ТО:

Н<350 НВ – нормалізація та поліпшення;

Н>350 НВ – об'ємне гартування, гартування СВЧ, цементация, азотування.

При Н<350 НВ нарізання зубців після ТО заготовки. Достатня точність, добре припрацьовуються, непотрібно дорогих фінішних операцій. Твердість шестерні більша

від твердості колеса ($H_1 = H_2 + (25...30) \text{ HB}$). У цьому випадку колеса краще припрацьовуються.

Використання: індивідуальне і малосерійне виробництва, мало і середньо навантажені передачі.

При $H > 350 \text{ HB}$ – труднощі у виготовленні, необхідність ТО після нарізання та дорогих фінішних операцій (шліфування, притирання, та інш.). Використовується для виготовлення високо навантажених зубчастих передач відносно невеликих розмірів при великосерійному та масовому виробництвах.

Об'ємне гартування: $H = 45...55 \text{ HRC}$ – зменшення міцності зубців при ударному навантаженні.

Цементация - $H = 58...63 \text{ HRC}$ (20X, 12XНВА та ін.). Глибина цементация 0.8...1.2 мм.

Поверхнєве гартування СВЧ або газовим полум'ям – $H = 48...54 \text{ HRC}$. Для коліс з великими зубцями ($m > 5$) (сталі 45, 40ХН та ін.)

Азотування ($H = 60...65 \text{ HRC}$) шар 0.1...0.6 мм. Непридатне для роботи в умовах абразивного спрацювання. У цьому випадку матеріали коліс – 38ХМЮА, 42Х2Н2МФЮА (сталі, що містять алюміній). Ступінь жолоблення (викривлення) при гартуванні невеликий. Тому використовують, коли важко шліфувати.

5.6. Види руйнування зубців та розрахунків їх на міцність

1) Втомне викришування активних поверхонь зубців – пов'язане з дією циклічно змінних контактних напружень. Ці напруження сприяють виникненню втомних тріщин у поверхневих шарах і викришуванню металу.

Це руйнування не завжди небезпечне. При припрацюванні спостерігається обмежене викришування. Небезпечне – прогресуюче руйнування. При наявності мастила – сприятливі умови для розвитку мікротріщин та викришування.

Запобігання: обмеження контактних напружень, підвищена твердість, точності виготовлення і монтажу.

2) Поломка зубців

а) від великих перевантажень;

б) втомна поломка внаслідок дій змінних напружень згину; тріщини виникають в області переходу зубців у обід колеса.

Поломки найчастіше мають місце в чавунних колесах і колесах із високою твердістю зубців.

Заходи: збільшення модуля, використання додатних коефіцієнтів зміщення при нарізуванні, зміцнення поверхонь в основі зубця, захист від перевантаження, підвищення точності виготовлення та монтажу.

3) Відшарування поверхневих шарів зубців. Через періодичну дію глибинних контактних напружень під зміцненим шаром виникають втомні тріщини (колеса з цементованим, азотованим або поверхнєво загартованим шаром).

Заходи: потрібно забезпечити відповідно товщину шару та достатню міцність серцевини зубця.

4) Абразивне спрацювання зубців.

Основна причина – недостатнє змащування. Суть - в стиранні активних поверхонь, яке залежить від тиску, швидкості ковзання зубців, абразивних частинок.

В результаті спрацювання збільшуються зазори, шум, динамічне навантаження, зменшується міцність.

Заходи: збільшення твердості поверхонь зубців, використання мастил, захист від попадання абразивних частинок.

5) Пластична деформація зубців може виникнути в зоні контакту зубців

Заходи: збільшення твердості зубців

б) Заїдання спостерігається переважно у висконавантажених і високошвидкісних передачах. У зоні контакту розвивається висока температура, В результаті – розрив масляної плівки \Rightarrow металевий контакт \Rightarrow зчіплювання частинок металу з подальшим відриванням.

Заходи: азотування, ціанування, модифікація профілю, інтенсивне охолодження мастилом.

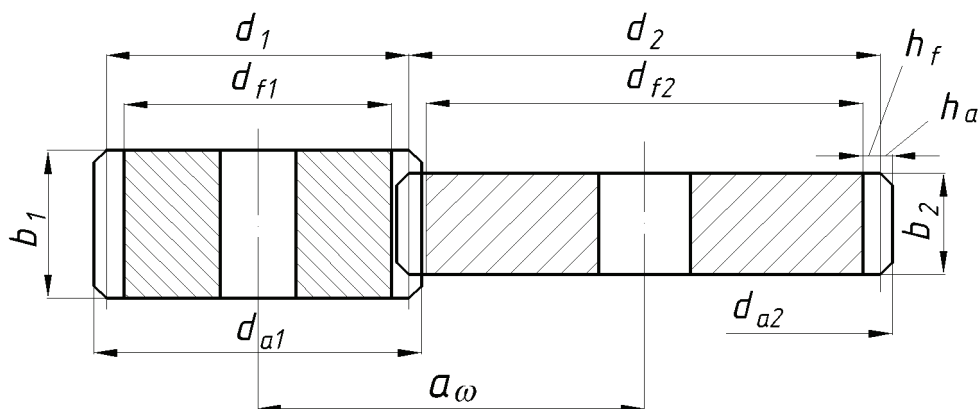
Види розрахунків на міцність:

1. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість. Виконується, щоб запобігти втомному викришуванню поверхонь зубців.
2. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність при дії максимальних навантажень.
3. Розрахунок зубців на витривалість при згині.
4. Розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням.

Лекція 14

5.7. Циліндричні зубчасті передачі

5.7.1. Геометричний розрахунок некоригованої передачі



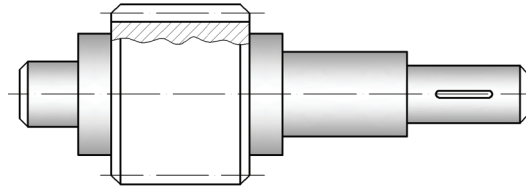
Основним геометричним параметром є модуль, від якого залежать всі розміри зубчастого зачеплення. Стандартним є нормальний модуль .

Параметри	Прямозуба передача	Косозуба передача
Кут профілю зубців	$\alpha = 20^{\circ}$	$\alpha_n = 20^{\circ}$
Кут нахилу зубців	$\beta = 0$	$\beta = 8 \dots 20^{\circ}$
Висота головки зубця	$h_a = m$	$h_a = m_n$
Висота ніжки зубця	$h_f = 1.25m$	$h_f = 1.25m_n$
Діаметр ділительних кіл	$d_1 = mz_1$ $d_2 = mz_2$	$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$ $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$
Діаметр вершин зубців	$d_{a1} = d_1 + 2m$ $d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$ $d_{a2} = d_2 + 2m_n$
Діаметр впадин	$d_{f1} = d_1 - 2.5m$ $d_{f2} = d_2 - 2.5m$	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n$ $d_{f2} = d_2 - 2.5m_n$
Міжосьова відстань	$a_{\omega} = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m(z_1 + z_2)$	$a_{\omega} = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m_n(z_1 + z_2) / \cos \beta$
Ширина зубчастого вінця	$b_2 = \psi_{ba} a_{\omega}$ $b_1 = b_2 + (2 \dots 5) \text{ мм}$	$b_2 = \psi_{ba} a_{\omega}$ $b_1 = b_2 + (2 \dots 5) \text{ мм}$
Коефіцієнт ширини зубчастого вінця	$\psi_{ba} = 0.1 \dots 0.4$	$\psi_{ba} = 0.2 \dots 0.5$

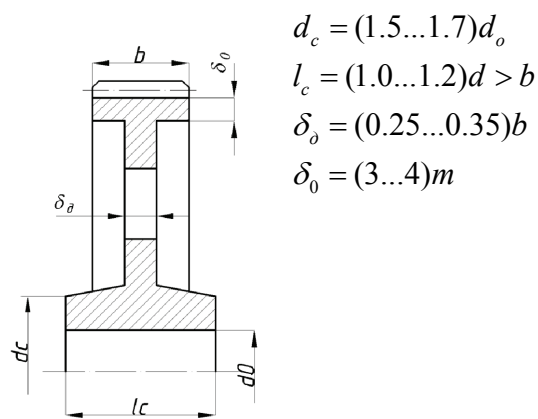
Для шевронних коліс: $\beta = 20 \dots 40^{\circ}$
 $\psi_{ba} = 0.4 \dots 0.8$

5.7.2. Конструкція зубчастих коліс

Конструкція коліс залежить від їхніх розмірів, матеріалу, технології виготовлення. Якщо діаметр кола впадин мало відрізняється від діаметра вала, шестірню виготовляють як одне ціле з валом.



Зубчасті колеса $d \leq 200$ мм виготовляють із крупного прокату, кованих, штампованих заготовок. Зубчасті колеса $d \leq 600$ мм - куванням, штампуванням. Великогабаритні колеса виготовляють литтям, зварюванням.



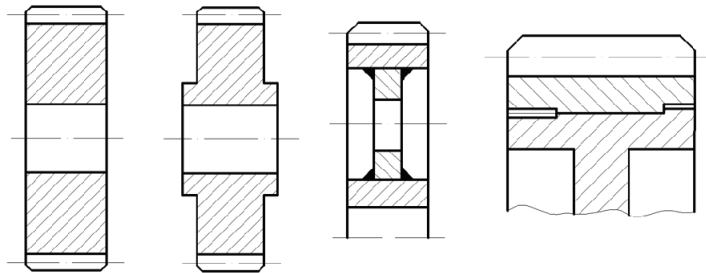
$$d_c = (1.5 \dots 1.7)d_0$$

$$l_c = (1.0 \dots 1.2)d > b$$

$$\delta_0 = (0.25 \dots 0.35)b$$

$$\delta_0 = (3 \dots 4)m$$

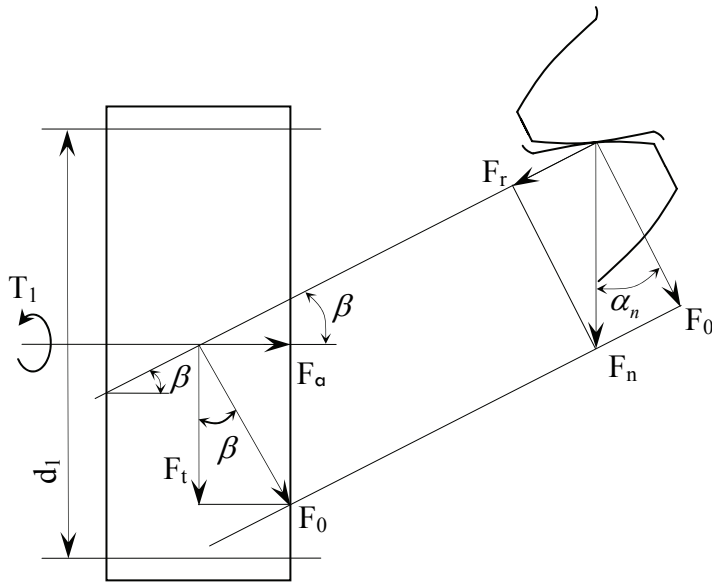
$d \leq 600$ мм



$d \leq 200$ мм

Великогабаритні колеса

5.7.3. Сили , що діють на передачі



T_1 – обертальний момент.

Сила F_n направлена по нормалі до профілів зубців у точці контакту, тобто вздовж лінії зачеплення під кутом α_n до лінії центрів. Силу F_n замінємо двома складовими F_r і F_o : $\vec{F}_n \rightarrow \vec{F}_r$ і \vec{F}_o .

На схемі колеса F_r проєктується в точку, а сила F_o направлена перпендикулярно до лінії зубця.

F_o замінимо двома складовими: F_t і F_a .

Отже, замість нормальної сили

F_n маємо три складові F_t, F_a, F_r .

Колова сила $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$, де T_1 – обертальний момент на шестірні. Осьова сила $F_a = F_t \tan \beta$.

Радіальна сила $F_r = F_o \tan \alpha_n = \frac{F_t}{\cos \beta} \tan \alpha_n$. Нормальна сила $F_n = \frac{F_t}{\cos \beta \cos \alpha_n}$. (5.1)

Недолік косозубих коліс – виникає осьова сила на опорі. Вона відсутня у шевронних коліс.

5.7.4. Розрахункове навантаження на зубці передачі

За розрахункове навантаження на зубці беруть максимальне значення питомого нормального навантаження, розподіленого вздовж лінії контакту зубців

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} K_\alpha K_\beta K_v, \quad (5.2)$$

де нормальна сила $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta}$;

l_Σ – сумарна довжина ліній контакту зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні;

$$l_\Sigma = \frac{b}{\cos \beta} \varepsilon_\alpha K_\varepsilon; \quad (5.3)$$

b – ширина зубчастого вінця; $b / \cos \beta$ – довжина зубця;

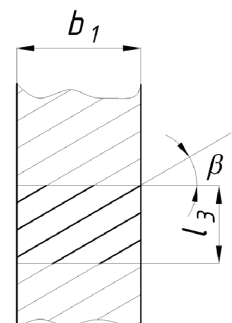
ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття, що визначає, скільки пар зубців одночасно знаходяться в зачепленні,

$$\varepsilon_\alpha = [1.88 - 3.2(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2})] \cos \beta$$

(«+» - зовнішнє зачеплення, «-» - внутрішнє):

K_ε – коефіцієнт, що враховує коливання довжини l_Σ

$K_\varepsilon = 0.9 \dots 1.0$, середнє значення $K_\varepsilon = 0.95$.



Найвигідніше коли $l_{\Sigma} = const$.

K_{α} – враховує розподіл навантаження між зубцями;

K_{β} – враховує розподіл навантаження за шириною зубчатого вінця;

K_v – враховує динамічне навантаження зубців.

Підставляючи значення (5.3) в (5.2), одержимо $q = \frac{F_t}{K_{\varepsilon} b \varepsilon_{\alpha} \cos \alpha_n} K_{\alpha} K_{\beta} K_v$.

Введемо поняття – питома розрахункова колова сила

$$\omega_t = \frac{F_t}{b} K_{\alpha} K_{\beta} K_v. \quad (5.4)$$

Тоді

$$q = \frac{\omega_t}{K_{\varepsilon} \varepsilon_{\alpha} \cos \alpha_n}. \quad (5.5)$$

Коефіцієнти $K_{\alpha}, K_{\beta}, K_v$ – різні у розрахунках на контактну витривалість і на витривалість при згині: $K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{Hv}$ – на контактну витривалість; $K_{F\alpha}, K_{F\beta}, K_{Fv}$ – на витривалість при згині. Тоді розрахункові формули (5.4) і (5.5) приймають вигляд:

для розрахунку на контактну витривалість:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}; \quad q_H = \frac{\omega_{Ht}}{K_{\varepsilon} \varepsilon_{\alpha} \cos \alpha_n};$$

для розрахунку на витривалість при згині:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}; \quad q_F = \frac{\omega_{Ft}}{K_{\varepsilon} \varepsilon_{\alpha} \cos \alpha_n}.$$

Лекція 15

5.7.5. Розрахунок циліндричних зубчастих передач на міцність

Введемо поняття передатного числа U як відношення числа зубців колеса $z_2 = z_{\max}$ до числа зубців шестірні $z_1 = z_{\min}$, незалежно від того, яке з коліс є ведучим:

$$U = z_{\max} / z_{\min}$$

Якщо ведуча шестірня, передатне відношення $i = z_2 / z_1 = z_{\max} / z_{\min} = U$.

Якщо ведуче колесо, $i = z_1 / z_2 = z_{\min} / z_{\max} = 1/U$.

Використання передатного числа U замість передатного відношення i в розрахункових формулах пов'язано з тим, що при розрахунках на міцність не має значення, яке з коліс є ведучим. А одержані формули можна використовувати як для передач редукторів, так і для передач мультиплікаторів.

1) Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість.

Параметри шестірні: d_1, z_1, T_1 .

Параметри зубчастого колеса: d_2, z_2 .

Контактні напруження визначаються за формулою Герца:

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{3\phi}}}, \quad (5.6)$$

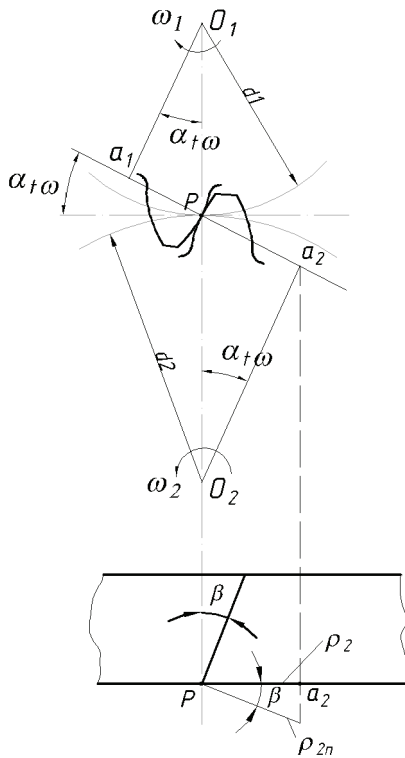
де коефіцієнт, що враховує властивості матеріалів коліс,

$$z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_1(1-\mu_1^2) + E_2(1-\mu_2^2)]}};$$

питома колова сила $q_H = \frac{\omega_{Ht}}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \cos \alpha_n}$; (5.7)

$\rho_{зв}$ – зведений радіус кривизни профілів зубців, $\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{1}{\rho_{1n}} \pm \frac{1}{\rho_{2n}}$, (5.8)

де ρ_{1n}, ρ_{2n} – радіуси кривизни евольвент в полюсі Р нормального перерізу.



В торцевий площині:

$$\rho_1 = a_1 P = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_{t\omega} \quad (5.9)$$

$$\rho_2 = a_2 P = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_{t\omega}$$

В нормальному перерізі косозубих коліс:

$$\rho_{1n} = \rho_1 / \cos \beta \quad (5.10)$$

$$\rho_{2n} = \rho_2 / \cos \beta$$

де β – кут нахилу зубців.

Враховуючи, що для некоригованих коліс $\alpha_{t\omega} = \alpha_n = 20^\circ$, а також співвідношення (5.8),

(5.9) і (5.10) одержимо

$$\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{2 \cos \beta}{d_1 \sin \alpha_n} \pm \frac{2 \cos \beta}{d_2 \sin \alpha_n} = \frac{2 \cos \beta}{d_1 \sin \alpha_n} \frac{U \pm 1}{U} \quad (5.11)$$

Тут $U = d_2 / d_1$

Підставляючи (5.7) і (5.11) в (5.6), маємо:

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \cos \alpha_n} \frac{\cos \beta}{d_1 \sin \alpha_n} \frac{U \pm 1}{U}}$$

Позначимо: $z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta}{\sin \alpha_n \cos \alpha_n}}$; $z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}}$,

де z_H – коефіцієнт форми зубців, визначається за графіком або таблицями.

z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній.

Умова контактної витривалості приймає вигляд:

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \frac{U \pm 1}{U}} \leq [\sigma]_H \quad (5.12)$$

Розрахунок допустимих напружень на контактну витривалість.

Допустиме контактне напруження для розрахунків на контактну витривалість активних поверхонь зубців.

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b} Z_R K_{HL}}{S_H},$$

де S_H – коефіцієнт запасу, $S_H = 1.1 \dots 1.2$;

$\sigma_{H \lim b}$ – границя контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідає базі

$N_{HO} = 30 H_{HB}^{2.4}$ циклів (H_{HB} – твердість в одиницях Брінелля)

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхонь зубців:

$Z_R = 1$ при $R_a = 1.25 \dots 0.63$;

$Z_R = 0.95$ при $R_a = 2.5 \dots 1.25$;

$Z_R = 0.9$ при $R_a = 40 \dots 10$.

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, що враховує відмінність еквівалентного числа циклів N_{HE} навантажень за строк служби передач від бази випробувань N_{H0} ,

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0}/N_{HE}}.$$

Еквівалентне число циклів $N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}$, де сумарне число циклів навантаження за строк служби h годин при кутовій швидкості ω рад/с

$$N_{\Sigma} = \frac{1800\nu\omega h}{\pi} = 60h\nu\omega;$$

ν – число зубчастих коліс, спряжених з даним колесом.

K_{HE} – коефіцієнт, що враховує режим навантаження (визначається за таблицями).

У розрахунках прямо- і косозубих передач при $H > 350$ HB розрахункове допустиме напруження $[\sigma]_H = \min([\sigma]_{H1}, [\sigma]_{H2})$.

При $H \leq 350$ HB $[\sigma]_H = 0.45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \leq 1.23[\sigma]_{H\min}$. Тут σ_{H1}, σ_{H2} – допустимі напруження для шестірні і колеса.

2) Розрахунок на контактну міцність під час дії максимального навантаження

Розрахунок виконується, щоб запобігти руйнуванню поверхневого шару зубців під час перевантаження. Умова міцності:

$$\sigma_{H\max} \leq [\sigma]_{H\max},$$

де $\sigma_{H\max}$ – максимальне розрахункове контактне напруження, що виникають від дії найбільшого $T_{1\max}$ із спектра навантажень за період експлуатації.

Враховуючи, що σ_H пропорційне квадратному кореню з навантаження, отримаємо

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1\max}}{T_1}},$$

T_1 – тривало діючий обертальний момент;

σ_H - визначається за формулою (5.12).

Допустимі граничні контактні напруження для зубчастих коліс:

після нормалізації, поліпшення, об'ємного гартування з низьким відпусканням

$[\sigma]_{H\max} = 2.8\sigma_T$, де σ_T – границя текучості при розтягу;

після цементації, гартування СВЧ

$[\sigma]_{H\max} = 40 HRC$;

після азотування $[\sigma]_{H\max} = 3 H_{HV}$.

Лекція 16

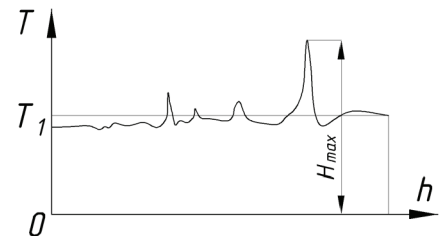
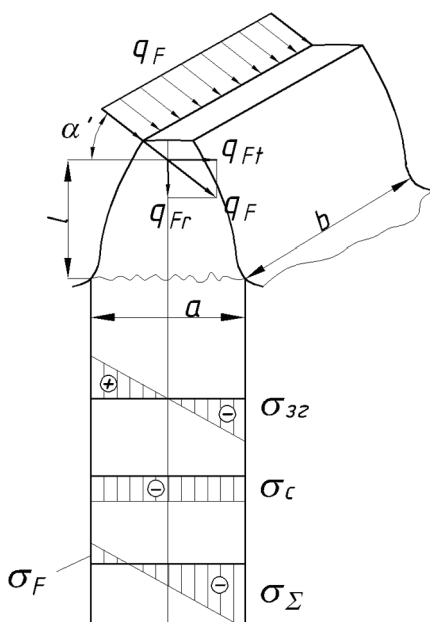
3) Розрахунок зубців на витривалість при згині

Зубець розглядаємо як консольну балку, навантажену розподіленою силою q_F . Розкладемо силу q_F на дві складові:

$$q_{Ft} = q_F \cos \alpha'$$

$$q_{Fr} = q_F \sin \alpha'$$

Напруження згину $\sigma_{z2} = \frac{M_{z2}}{W_o} = \frac{6q_{Ft}bl}{ba^2} = \frac{6q_{Ft}}{a^2} \cos \alpha'$.



$$\text{Напруження стиску } \sigma_c = \frac{N}{F} = \frac{q_{Fr} b}{ab} = \frac{q_F}{a} \sin \alpha'$$

Втомні тріщини виникають на розтягнутому боці зубця. Тому небезпечними є максимальні напруження розтягу.

$$\text{Розрахункове напруження } \sigma_F = (\sigma_{3z} - \sigma_c) Y_\beta \alpha_K,$$

Y_β – коефіцієнт, що враховує зменшення напруження при нахиленому розміщенні зубців у косозубих передачах (коефіцієнт нахилу зубців);

α_K – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

З врахуванням значень напружень маємо

$$\sigma_F = \left(\frac{6q_F l}{a^2} \cos \alpha' - \frac{q_F}{a} \sin \alpha' \right) Y_\beta \alpha_K = q_F \left(\frac{6l}{a^2} \cos \alpha' - \frac{1}{a} \sin \alpha' \right) Y_\beta \alpha_K.$$

Виражаючи геометричні розміри через модуль: $l = \lambda_1 m_n$; $a = \lambda_2 m_n$; (λ_1, λ_2 – коефіцієнти) і

враховуючи, що розрахункове навантаження $q_F = \frac{\omega_{Ft}}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \cos \alpha_n}$, отримаємо

$$\sigma_F = \frac{\omega_{Ft} Y_\beta \alpha_K}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \cos \alpha_n m_n} \left(\frac{6\lambda_1}{\lambda_2^2} \cos \alpha' - \frac{\sin \alpha'}{\lambda_2} \right).$$

Введемо позначення:

коефіцієнт, що враховує перекриття зубців, $Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}$;

коефіцієнт форми зубців: $Y_F = \left(\frac{6\lambda_1}{\lambda_2^2} \cos \alpha' - \frac{\sin \alpha'}{\lambda_2} \right) \frac{\alpha_K}{\cos \alpha_n}$.

Умова міцності прийме вигляд:

$$\sigma_F = Y_\varepsilon Y_F Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma]_F \quad (5.13)$$

Для косозубих і прямозубих передач:

$$Y_\varepsilon \approx 1$$

$$Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ$$

Y_F – визначається за графіками або таблицями.

Розрахунок допустимих напружень на витривалість при згині

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} K_{FC} K_{FL},$$

$\sigma_{F \text{ limb}}$ – границя витривалості зубців при згині, що відповідає базі випробувань $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ циклів при коефіцієнті асиметрії циклу $R=0$;

S_F – коефіцієнт запасу; $S_F = 1,75$ при ймовірності не руйнування 0.90; $S_F = 2,2$ при ймовірності не руйнування 0.99;

K_{FC} – коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження на зубці.

При однобічному прикладанні навантаження (нереверсивна передача) $K_{FC} = 1$; при двобічному (реверсивна передача) $K_{FC} = 1 - \gamma_{FC} \frac{T_1''}{T_1'}$, де γ_{FC} – коефіцієнт, що враховує

здатність матеріалу чинити опір руйнуванню при змінні напрямку навантаження,

T_1', T_1'' – обертальні моменти, що навантажують передачу у протилежних напрямках,

$T_1' > T_1''$.

$$\text{Коефіцієнт довговічності } K_{FC} = m_F \sqrt{N_{F0} / N_{FE}},$$

де m_F - показник степеня кривої втоми (для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубців $H \leq 350 \text{ HB}$ та зі шліфованою поверхнею незалежно від твердості $m_F = 6$);

N_{FE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців, $N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}$.

Тут $N_{\Sigma} = 60nh$ - сумарне число циклів навантаження зубців за h годин, при частоті обертання вала $n \text{ хв}^{-1}$;

K_{FE} – коефіцієнт режиму навантаження, визначається за таблицями, в залежності від типу режиму.

Якщо режим навантаження задається ступінчастою діаграмою,

$$K_{FE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^6 \frac{h_i}{h}$$

4) Розрахунок зубців на міцність при згині максимумами навантаженням

Максимальне напруження при згині, що відповідає максимальному моменту T_{\max} при короткочасному навантаженні, – $\sigma_{F \max}$

Згинальне напруження, що відповідає номінальному моменту T , – σ_F визначається за формулою (5.13).

Умова міцності на згин при перевантаженні:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} \leq [\sigma]_{F \max}.$$

Граничне допустиме напруження на згин.

$[\sigma]_{F \max} = \sigma_{F \lim M} S_F$; $\sigma_{F \lim M}$ – граничне напруження на згин. S_F – коефіцієнт запасу, $S_F = 1.75 \dots 2.2$.

$\sigma_{F \lim M} = 4.8 H_{HB}$ (МПа) для вуглецевих і легованих сталей після нормалізації та поліпшення;

$\sigma_{F \lim M} = 6 H_{HB}$ (МПа) - вуглецевих і легованих сталей після гартування з нагрівом СВЧ та твердістю серцевини 200...300 HB;

$\sigma_{F \lim M} = 2800$, МПа - для легованих сталей з вмістом нікелю більше 1% після об'ємного гартування.

5.7.6. Проектний розрахунок циліндричної зубчастієї передачі

Вихідні данні: момент на шестірні T_1 , передатне число U , коефіцієнт ширини колеса ψ_{ba} .

В основі проектного розрахунку лежить розрахунок на контактну витривалість (5.12)..

$$\sigma_H = z_M z_H z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \frac{U \pm 1}{U}} \leq [\sigma]_H, \quad (5.14)$$

$$\text{де } \omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}; \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad b_2 = \psi_{ba} a_{\omega}; \quad \omega_{Ht} = \frac{2T_1}{d_1 \psi_{ba} a_{\omega}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$$

Підставимо в (5.14):

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1 \psi_{ba} a_\omega} \frac{U \pm 1}{U}} \leq [\sigma]_H$$

$$d_1 = \frac{2a_\omega}{U \pm 1}$$

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1 \psi_{ba} a_\omega} \frac{(U \pm 1)^3}{U}} \leq [\sigma]_H$$

$$\frac{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1 \psi_{ba} a_\omega} \frac{(U \pm 1)^3}{U} \leq \frac{[\sigma]_H^2}{(z_M z_H z_\varepsilon)^2}$$

$$a_\omega \geq (U \pm 1)^3 \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (z_M z_H z_\varepsilon)^2 10^3}{2\psi_{ba} U [\sigma]_H^2}}$$

Коефіцієнт 10^3 ввели для того, щоб T_1 виразити в $H \cdot м$. Позначимо

$$\sqrt[3]{\frac{1}{2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (z_M z_H z_\varepsilon)^2 10^3} = K_a$$

Остаточно отримаємо

$$a_{\omega \min} = K_a (U \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} U [\sigma]_H^2}}$$

Тут $a_{\omega \min}$, мм; T_1 , $H \cdot м$; $[\sigma]_H$, МПа.

Прямозуба передача:

$$K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3} - \text{сталь}; \quad K_a = 415 \text{ МПа}^{1/3} - \text{чавун};$$

Косозуба передача:

$$K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3} - \text{сталь}; \quad K_a = 360 \text{ МПа}^{1/3} - \text{чавун}.$$

Таким чином, розрахунок передачі починається з визначення мінімальної міжосьової відстані. Після чого призначаємо кількість зубців шестірни з урахуванням того, що для прямозубих передач $z_{1\min} = 17$, для косозубих $z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta$, знаходимо $z_2 = z_1 U$ і

розраховуємо модуль $m_n = \frac{2a_{\omega \min} \cos \beta}{z_1 + z_2}$. Далі проводимо геометричний розрахунок

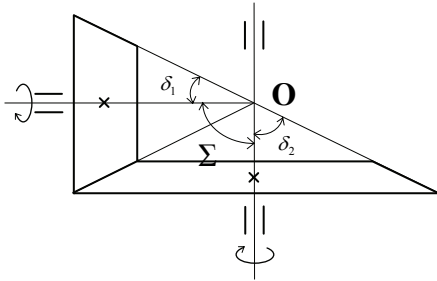
передачі і перевірні розрахунки на міцність.

Рекомендується для силових передач $m_n \geq 1.5$, для швидкохідних $z_{1\min} = 25$.

Лекція 17

5.8. Конічні зубчасті передачі

5.8.1. Загальна характеристика



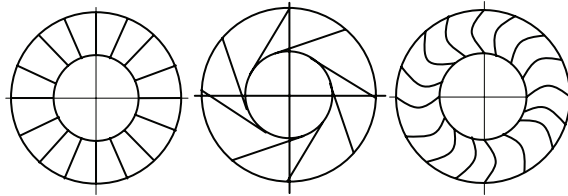
Конічна передача призначена для передачі руху під кутом. Кут між осями може бути довільним. Якщо $\Sigma = 90^\circ$, передача називається ортогональною. Початковими поверхнями є бічні поверхні кругових контурів з вершинами в точці O. Початкові конуси перекочуються один по другому без ковзання. Профілі зубців окреслюються евольвентою.

Порівняно з циліндричними передачами, конічні передачі складніші у виготовленні і монтажі. Для виготовлення необхідно спеціальне обладнання та інструмент. Крім допусків на лінійні розміри потрібно забезпечити допуски на кути $\delta_1, \delta_2, \Sigma$, а також забезпечити збіг вершин при монтажі.

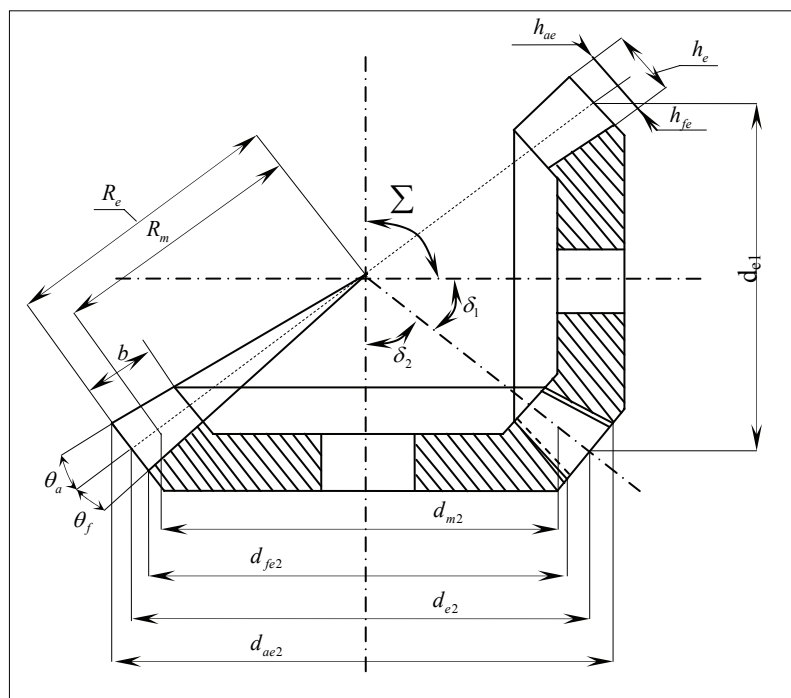
У більшості випадків одне колесо розміщується консольно на валу, звідки виникає нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців. В результаті несуча здатність конічної передачі складає 85% від несучої здатності циліндричної. К.К.Д. конічної передачі 0,95...0,96, що нижче, ніж К.К.Д. циліндричної.

За формою зубців передачі поділяються на:

- 1) прямозубі
- 2) з тангенціальним зубцем
- 3) з круговим зубцем.



5.8.2. Геометричний розрахунок прямозубої конічної передачі



Міжосьовий кут $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$;

δ_1, δ_2 - кути при вершині ділительних конусів шестірні і колеса.

Модуль не є однаковим в різних нормальних перерізах зубців. Стандартним є модуль у зовнішньому нормальному перерізі зубців – зовнішній коловий модуль m_e .

Розміри зубців:

зовнішня висота головки зубця $h_{ae} = m_e$.

зовнішня висота ніжки зубця $h_{fe} = 1,2m_e$.

зовнішня висота зубця $h_e = h_e + h_{fe} = 2,2m_e$.

Розміри зубчастих вінців

зовнішні ділительні діаметри:

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2;$$

зовнішні діаметри вершин зубців:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1 = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2 = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2;$$

зовнішні діаметри впадин:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe} \cos \delta_1 = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe} \cos \delta_2 = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_2;$$

зовнішня конусна відстань:

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2};$$

ширина зубчастого вінця:

$$b = K_{be} R_e; \quad K_{be} = 0,25 \dots 0,30;$$

Середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,5b;$$

середній коловий модуль:

$$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e};$$

середні ділительні діаметри:

$$d_{m1} = m_m z_1; \quad d_{m2} = m_m z_2;$$

кути головки θ_a та ніжки θ_f зубця:

$$\operatorname{tg} \theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e}; \quad \operatorname{tg} \theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e};$$

кути конусів вершин зубців:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a; \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a;$$

кути конусів впадин зубців:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f; \quad \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f.$$

5.8.4. Кінематика передачі

Передатне відношення $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{z_2}{z_1}$.

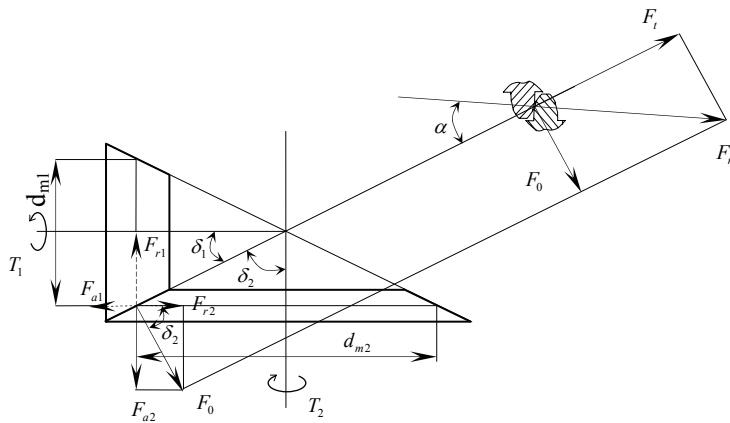
Передатне число $u = \frac{z_{\max}}{z_{\min}}$. Для передач редукторів $z_{\min} = z_1; z_{\max} = z_1$, тому $u = i$.

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{e1}}{d_{e2}} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = i;$$

Колова швидкість точок на середньому ділільному діаметрі

$$v = \omega_1 \frac{d_{m1}}{2} = \omega_2 \frac{d_{m2}}{2}.$$

5.8.5. Навантаження на зубці конічної передачі



F_n - нормальна сила, що діє на зубець колеса і направлена вздовж лінії зачеплення;
 α - кут зачеплення.

$$\vec{F}_n \Rightarrow \vec{F}_t + \vec{F}_o;$$

F_t - колова сила;

$$\vec{F}_o \Rightarrow \vec{F}_{r2} + \vec{F}_{a2};$$

\vec{F}_{r2} - радіальна сила на колесі.

\vec{F}_{a2} - осьова сила на колесі.

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad F_o = F_t \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_{r2} = F_o \cos \delta_2 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2; \quad F_{a2} = F_o \sin \delta_2 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2;$$

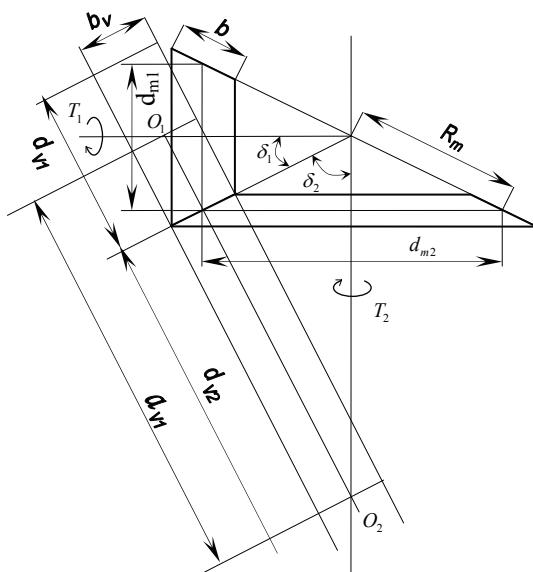
Аналогічні сили діють на зубці шестірні зі сторони зубців колеса, але в протилежному напрямку:

$$F_{a1} = F_{r2}; \quad F_{r1} = F_{a2}; \quad F_{t1} = F_{t2} = F_t;$$

Лекція 18

5.8.6. Заміна конічної передачі еквівалентною прямозубою циліндричною

Початкові циліндри еквівалентних циліндричних коліс будуть розгортками додаткових конусів у середньому перерізі зубців.



Параметри еквівалентних коліс:

модуль $m_v = m_m$;

ширина зубчатого вінця $b_v = b$;

ділільні діаметри еквівалентних коліс d_{v1}, d_{v2} .

$$d_{v1} = 2R_m \operatorname{tg} \delta_1; \quad (5.15)$$

$$R_m = \sqrt{\left(\frac{d_{m1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{m2}}{2}\right)^2} = \frac{d_{m1}}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{d_{m2}}{d_{m1}}\right)^2} = \frac{d_{m1}}{2} \sqrt{1 + u^2};$$

u - передатне число;

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{m1}/2}{d_{m2}/2} = \frac{1}{u};$$

підставляючи значення R_m і $\operatorname{tg} \delta_1$ в (5.15), отримаємо $d_{v1} = \frac{d_{m1} \sqrt{1+U^2}}{U}$;

$$d_{v2} = 2R_m \operatorname{tg} \delta_2; \quad \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{m2}/2}{d_{m1}/2} = u;$$

підставляючи значення R_m і $\operatorname{tg} \delta_2$, одержимо: $d_{v2} = d_{m2} \sqrt{1+U^2}$.

Число зубців еквівалентних коліс:

$$z_{v1} = \frac{d_{v1}}{m_v} = \frac{d_{m1} \sqrt{1+U^2}}{m_m U}; \quad \text{оскільки } d_{m1}/m_m = z_1, \text{ маємо } z_{v1} = \frac{z_1 \sqrt{1+U^2}}{U}.$$

$$z_{v2} = \frac{d_{v2}}{m_v} = \frac{d_{m2} \sqrt{1+U^2}}{m_m}; \quad d_{m2}/m_m = z_2; \quad z_{v2} = z_2 \sqrt{1+U^2}.$$

Передатне число

$$U_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2}{z_1} U = U^2; \quad U_v = U^2.$$

Міжосьова відстань

$$a_v = \frac{1}{2}(d_{v1} + d_{v2}).$$

5.8.7. Розрахунок зубців конічних зубчатих передач на міцність

1) Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість

Для еквівалентної циліндричної передачі умова контактної витривалості має вигляд:

$$\sigma_H = Z_m Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{v1}} \frac{U_v + 1}{U_v}} \leq [\sigma]_H.$$

Виразимо параметри еквівалентної циліндричної передачі через параметри конічної передачі:

$$d_{v1} = d_{m1} \frac{\sqrt{1+U^2}}{U}; \quad U_v = U^2.$$

В результаті розрахунку залежність для конічної передачі прийме вигляд

$$\sigma_H = Z_m Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{m1}} \frac{\sqrt{U^2+1}}{U}} \leq [\sigma]_H,$$

де ω_{Ht} - питома розрахункова колова сила, яка визначається за виразом, подібним до виразу для циліндричної передачі

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{0,85b} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Вважається, що на відміну від циліндричної передачі в конічній тільки 0,85 ширини зубчастого вінця передає навантаження.

Для прямозубої передачі $K_{H\alpha} = 1$.

$$\text{Коефіцієнт } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \text{ де коефіцієнт торцевого перекриття } \varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}} \right).$$

Методика знаходження коефіцієнтів $Z_m, Z_H, K_{H\beta}, K_{H\nu}$ така ж, як для циліндричної передачі.

2) Розрахунок на контактну міцність при перевантаженні

Умова міцності така ж, як для циліндричних коліс

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1 \max}}{T_1}} \leq [\sigma]_{H \max}.$$

3) Розрахунок на витривалість при згині

Для еквівалентної циліндричної передачі

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Fl}}{m_v} \leq [\sigma]_F$$

Виражаючи модуль еквівалентної циліндричної передачі m_ω через середній коловий модуль конічної передачі m_m ($m_v = m_m$), одержимо

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Fl}}{m_m} \leq [\sigma]_F$$

Питома розрахункова колова сила

$$\omega_{Fl} = \frac{F_t}{0,85b} K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Для прямозубих коліс $Y_\varepsilon = 1, Y_\beta = 1, K_{Fa} = 1$.

Інші коефіцієнти визначаються так, як для циліндричних передач.

4) Розрахунок на міцність при згині під час перевантаження

Формули і рекомендації такі, як для циліндричних передач

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{1 \max}}{T_1} \leq [\sigma]_{F \max}$$

Перевірка на витривалість і міцність при згині проводиться окремо для шестірні і колеса. Всі допустимі напруження розраховуються, як для циліндричних передач.

5.8.8. Проектний розрахунок конічної зубчастої передачі

Вихідні данні: $T_1, U, K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,3 \dots 0,4$

В основі проектного розрахунку лежить розрахунок на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{m1}} \frac{\sqrt{U^2 + 1}}{U}} \leq [\sigma]_H.$$

$\omega_{Ht} = \frac{F}{0,85} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$. Враховуючи, що $F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}$; $b = K_{be} R_e$, маємо

$$\omega_{Ht} = \frac{2T_1}{0,85 K_{be} R_e d_{m1}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}; \text{ звідси}$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{0,85 K_{be} R_e d_{m1}^2} \frac{\sqrt{U^2 + 1}}{U}} \leq [\sigma]_H. \quad (5.16)$$

Виразимо d_{m1} через d_{e1} : $\frac{d_{m1}}{d_{e1}} = \frac{R_m}{R_e} = \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = 1 - 0,5K_{be}$; $d_{m1} = d_{e1}(1 - 0,5K_{be})$;

$$d_{m1}^2 = d_{e1}^2 (1 - K_{be} + 0,5^2 K_{be}^2) \approx d_{e1}^2 (1 - K_{be}).$$

$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} = \frac{d_{e1}}{2} \sqrt{1 + U^2}$. Підставляючи в (5.16), отримаємо

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \cdot 2}{0,85 K_{be} d_{e1} d_{e1}^2 (1 - K_{be}) U}} \leq [\sigma]_H . \text{ Знайдемо звідси } d_{e1}$$

$$(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 \frac{4T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}{0,85 K_{be} (1 - K_{be}) d_{e1}^3 U} \leq [\sigma]_H^2 ;$$

$$d_{e1} \geq \sqrt{\frac{4T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 \cdot 10^3}{0,85 K_{be} (1 - K_{be}) [\sigma]_H^2 U}} .$$

Позначимо $K_d \geq \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^3}{0,85} T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2}$. Остаточно отримаємо

$$d_{e1\min} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{K_{be} (1 - K_{be}) U [\sigma]_H^2}}$$

Для сталі $K_d = 1000 \text{ МПа}^{1/3}$, чавуну $K_d = 825 \text{ МПа}^{1/3}$;

$T_1 - \text{Н} \cdot \text{м}$ $[\sigma]_H - \text{МПа}$ $d_{e1\min} - \text{мм}$.

Рекомендується $Z_1 = 17 - 20$ при $U = 1,0 \dots 1,5$;

$Z_1 = 13 - 18$ при $U = 2 \dots 4$.

$z_2 = z_1 U$. При цьому $z_1 + z_2 \leq 80 \dots 85$

$m_e = d_{e1\min} / z_1$ - узгоджується зі стандартом.

Далі проводять розрахунок параметрів вінців зубчастих коліс і перевіряють розрахунки на міцність.