

Особливості конічних зубчастих передач із непрямыми зубцями

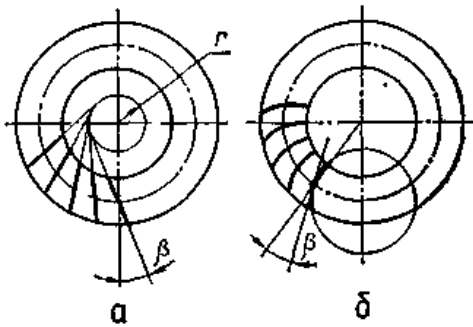


Рис. 24.6. Конічні колеса з непрямыми зубцями

Прямозубі конічні передачі використовують з порівняно невисокими коловими швидкостями до 3 м/с (інколи до 8 м/с) за умови шліфування зубців та 6-го або 7-го ступенів точності. При більш високих швидкостях доцільно застосовувати конічні колеса із тангенціальними або круговими зубцями (рис. 24.6), які забезпечують більш плавне зачеплення, більшу несучу здатність і, крім цього, вони більш технологічні.

У конічних колесах із тангенціальними зубцями (рис. 24.6, а) лінія зубців напрямлена по дотичній до деякого додаткового кола радіуса r і утворює з твірною конуса кут β . Кут нахилу зубців β не повинен перевищувати $25\text{--}30^\circ$. Колова швидкість таких коліс може бути доведена до 15 м/с. Найбільш ефективні у силових передачах колеса з тангенціальними зубцями при $m \geq 8$ мм.

У конічних колесах із круговими зубцями (рис. 24.6, б) лінія зубців має форму дуги кола, де рухається інструмент при нарізуванні зубців. Кут нахилу β кругового зубця змінний для різних перерізів зубця. За розрахунковий беруть кут нахилу зубців на колі середнього діаметра колеса. Для коліс із круговими зубцями $\beta \approx 35^\circ$. Використовують конічні зубчасті передачі з колесами з круговими зубцями у трансмісіях транспортних машин та у верстатобудуванні. Колова швидкість може досягати 30 м/с.

Для конічних коліс із тангенціальними зубцями за розрахунковий беруть зовнішній нормальний модуль m_{ne} , а для коліс із круговими зубцями – середній нормальний модуль m_{mn} .

Розрахунок конічних зубчастих передач з непрямыми зубцями наведено у відповідній довідковій літературі, а їх розрахунки на міцність можна наближено виконувати за формулами (24.32) та (24.34), враховуючи деякі особливості цих передач при виборі розрахункових коефіцієнтів. Зараз широко застосовують спеціальні розрахунки конічних передач із круговими зубцями AGMA (США), що розроблені фірмою зуборізних верстатів «Глісон», яка має великий досвід у проектуванні, виготовленні та випробуванні конічних зубчастих передач.

Циліндричні зубчасті передачі із зачепленням новікова

Особливості передач із зачепленням Новікова

Зубчасті передачі з евольвентним зачепленням при всіх їх незаперечних перевагах мають суттєві недоліки:

- низьку несучу здатність за умови контактної втоми активних поверхонь зубців (малі зведені радіуси кривини робочих поверхонь зубців);
- порівняно високі втрати у зачепленні, що пов'язані з наявністю двох видів тертя – кочення та ковзання;
- підвищену чутливість до перекосів осей коліс у зв'язку з лінійним контактом зубців.

Нове зачеплення підвищеної несучої здатності розроблене у 1954 р. М. Л. Новіковим. У зачепленні Новікова лінійний контакт зубців замінено точковим, який під навантаженням перетворюється у локальний контакт на поверхні. Найпростішими профілями зубців, що забезпечують такий контакт, є профілі, які окреслені дугами кола. При цьому зубці одного колеса роблять випуклими, а другого – угнутими.

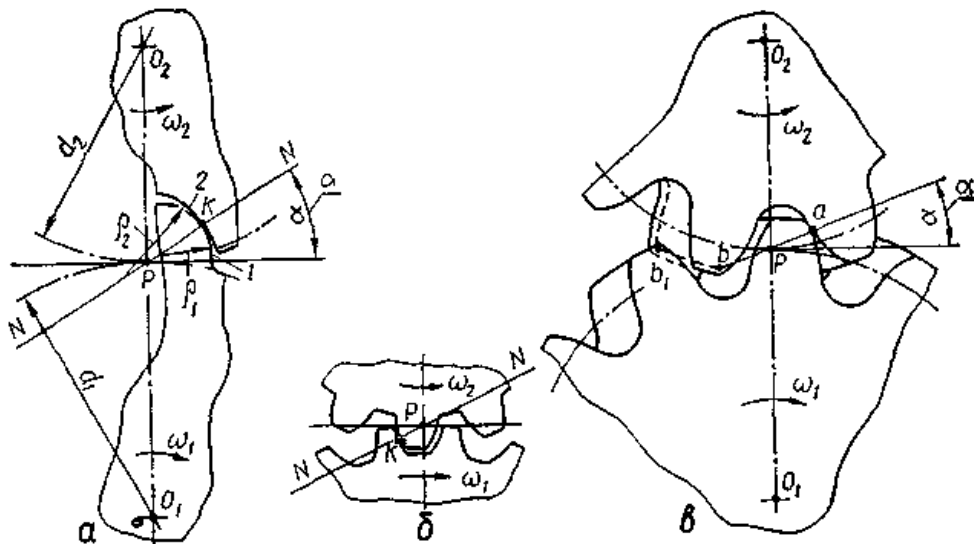


Рис. 25.1. Зачеплення зубців із круговим профілем (зачеплення Новікова)

На рис. 25.1, а показана схема зачеплення Новікова, у якому торцеві профілі зубців 1 і 2 окреслені дугами кіл із радіусами r_1 і r_2 . Ці профілі мають контакт у точці К, яка не збігається з полюсом зачеплення Р. Зміщення точок контакту зубців від полюса завжди постійне, тобто $PK = \text{const}$. При обертанні коліс із такими профілями зубців точка контакту рухається вздовж зубців і знаходиться на однаковій відстані від полюсної лінії, тобто лінія зачеплення зубців паралельна полюсній лінії (паралельна осям обертання зубчастих коліс). Щоб забезпечити неперервність зачеплення і сталість передаточного числа, зубчасті колеса із зачепленням Новікова обов'язково повинні бути косозубими, до того ж осьовий коефіцієнт перекриття ε_β повинен бути більшим за одиницю. Торцевий коефіцієнт перекриття ε_α у такій передачі дорівнює нулю. Спільна нормаль NN до профілів зубців у точці їхнього контакту проходить через полюс Р, центри дуг, якими окреслені профілі, і утворює кут зачеплення α із спільною дотичною до ділительних кіл, що мають діаметри d_1 і d_2 .

Оскільки радіуси кривини профілів зубців шестірні r_1 та колеса r_2 дуже близькі за значенням, а випукла поверхня одного зубця контактує з угнутою поверхнею другого зубця, то після припрацювання зубці контактують на значній частині своєї висоти. У свою чергу, внаслідок великих радіусів кривини гвинтових поверхонь косих зубців, їх контакт поширюється і на деяку частину довжини зубців. Отже, у передачі із зачепленням Новікова навантаження між зубцями розподіляється на порівняно велику поверхню контакту.

Під час обертання зубчастих коліс поверхня контакту зубців рухається вздовж лінії зачеплення із швидкістю

$$v_x = v \operatorname{ctg} \beta, \quad (25.1)$$

де v – колова швидкість коліс; β – кут нахилу лінії зубців. Якщо швидкість v_x значна за значенням, то створюються сприятливі умови для виникнення масляної плівки значної товщини між зубцями. Це також сприяє підвищенню несучої здатності передачі із зачепленням Новікова.

Порівняно з евольвентними зубчасті передачі із зачепленням Новікова мають у 1,5–2 рази вищу несучу здатність, підвищене значення ККД, а також вищу стійкість проти спрацювання.

До недоліків передач із зачепленням Новікова належать підвищена чутливість до неточностей монтажу і пов'язана з цим потреба достатньо високої жорсткості валів та їхніх опор.

Лінія зачеплення у передачах Новікова може розміщуватись до полюсної лінії і за полюсною лінією (за напрямом обертання ведучого колеса). У першому випадку зачеплення називається *дополюсним* (рис. 25.1, б), а у другому – *заполюсним* (25.1, а). Одна і та сама пара коліс може мати заполюсне і дополюсне зачеплення залежно від того, яке з коліс є ведучим. Ознакою заполюсного зачеплення є випуклий профіль зубців ведучого колеса і угнутий профіль – веденого колеса.

Профілі зубців можна виготовити так, щоб одна частина профілю була випуклою, а друга угнутою. Тоді зубці зможуть зачеплятися і до полюса і за полюсом. У цьому разі будемо мати варіант дозаполюсного зачеплення (рис. 25.1, в). Дозаполюсне зачеплення має дві лінії зачеплення, що проходять через точки а і б. Відповідно у 2 рази збільшується поверхня контакту зубців. У таких передачах зубці шестірні та колеса мають однаковий профіль: випуклий на головці і угнутий на ніжці. Дві лінії зачеплення паралельні і знаходяться в одній площині з полюсною лінією. В парі працюють випуклий профіль головки і угнутий профіль ніжки зубців відповідно шестірні та колеса.

Зубчасті колеса з дозаполюсним зачепленням можна нарізувати одним інструментом (один початковий контур) і ці колеса мають більшу несучу здатність. Тому переважне розповсюдження мають зубчасті передачі з дозаполюсним зачепленням.

Параметри зубчастої передачі із зачепленням Новікова

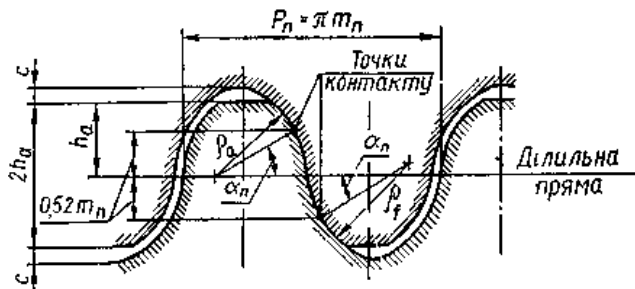


Рис. 25.2. Початковий контур зубців із круговим профілем

Для циліндричних зубчастих передач

Новікова з однією та двома лініями зачеплення модулі у нормальному перерізі зубців стандартизовані. Кути нахилу зубців беруть: $\beta = 10 \dots 25^\circ$ – для косозубих і $\beta = 25 \dots 35^\circ$ – для шевронних передач Новікова.

Розміри елементів зубців визначаються параметрами стандартного початкового контура. В передачах з двома лініями зачеплення (доза– полюсних) зубці повинні відповідати початковому контуру за ГОСТ (рис. 25.2),

область застосування якого обмежується значенням модуля $m \leq 16 \text{ мм}$, коловою швидкістю коліс $v \leq 20 \text{ м/с}$ та твердістю зубців $H \leq 320 \text{ НВ}$.

Згідно зі стандартом беруть такі параметри початкового контура: $\alpha_n = 27^\circ$; $h'_a = 0,9$; $c^* = 0,15$; $\rho_a^* = 1,147 \dots 1,150$; $\rho_f^* = 1,307 \dots 1,252$.

Розрахунок циліндричних передач Новікова виконують на основі ГОСТа. Формули для визначення основних розмірів зубчастих коліс записують у такому вигляді:

- ділильні діаметри $d_1 = mz_1 / \cos \beta$; $d_2 = mz_2 / \cos \beta$;
- діаметри вершин зубців $d_{a1} = d_1 + 2h'_a m$; $d_{a2} = d_2 + 2h'_a m$;
- діаметри впадин $d_{f1} = d_1 - 2(h'_a + c^*) m$; $d_{f2} = d_2 - 2(h'_a + c^*) m$;
- осьовий крок зубців $P_x = \pi m / \sin \beta$;
- відношення ширини вінця колеса до осьового кроку зубців (для передач редукторів загального призначення) $b_2/P_x = 1,25 \dots 1,35$;
- ширина вінця шестірні $b_1 = b_2 + (0,4 \dots 1,5)m$;
- міжосьова відстань $a = 0,5m (z_1 + z_2) / \cos \beta$.

Число зубців шестірні вибирають у межах $z_1 = 12 \dots 25$, до того ж рекомендують брати z_1 більшим для високих колових швидкостей. Число зубців колеса відповідно підраховують за формулою $z_2 = u z_1$

Особливості розрахунків на міцність циліндричних передач Новікова

Як було зазначено вище, контакт зубців у передачах Новікова здійснюється по деякій поверхні завдяки дотиканню випуклої та угнутої поверхні зубців із великими і близькими за значенням радіусами кривини. Розміри поверхні контакту

збільшуються за рахунок припрацьовування зубців. Тому у передачах Новікова рекомендують для виготовлення зубчастих коліс використовувати матеріали, які здатні припрацьовуватись. На практиці найчастіше застосовують сталеві зубчасті колеса з твердістю $H \leq 320 \text{ HB}$.

Незважаючи на поверхневий контакт зубців, руйнування їхніх активних поверхонь проявляється у вигляді втомного викришування. Контактна теорія Герца до зубців передач Новікова застосовується умовно. За цією теорією розроблені методи розрахунку зубців на втому їхніх активних поверхонь із урахуванням деяких коректуючих коефіцієнтів.

Крім розрахунків на контактну втому, для зубців передач Новікова треба виконувати розрахунки на втому при згині. Особливості геометрії зубців у розрахункових формулах враховують відповідними коефіцієнтами.

Формули для розрахунків на міцність косозубих циліндричних передач Новікова, форма зубців яких відповідає початковому контуру на ГОСТ 15023 – 76 (дозаполусне зачеплення), а відношення $b_2 / P_x = 1,25 \dots 1,35$.

Перевірний розрахунок за умовою стійкості активних поверхонь зубців проти втомного викришування ведуть за формулою [22]

$$\sigma_H = Z_M Z_\beta Z_k \sqrt{2T_1 / (d_1^2 \cdot m)} [2T_1 / (d_1^2 m)] (K_{H\alpha} K_{H\beta} / K_\epsilon) (u + 1) / u \leq [\sigma]_H. \quad (25.9)$$

У цій формулі маємо такі розрахункові коефіцієнти:

$Z_M = 275 (\text{МПа})^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості сталевих зубчастих коліс; $Z_\beta = 0,01\beta + 0,2$ – коефіцієнт кута нахилу зубців;

$Z_k = 0,8$ – коефіцієнт довжини умовної лінії контакту по висоті зубця;

$K_{H\alpha} = 1 + 0,63 \sqrt{u - 1 / z_1}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між головкою та ніжкою зубця;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт динамічного навантаження, який можна брати таким же, як і для евольвентних циліндричних передач (див. табл. 23.4);

$K_\epsilon = 2,15$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по поверхнях контакту зубців.

Розрахунок зубців передач Новікова на втому при згині можна виконати за такою умовою:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_k [2T_1 / (m^3 z_1)] (K_{F\alpha} K_{F\beta} / K_\epsilon) \leq [\sigma]_F, \quad (25.10)$$

Тут слід вибрати такі значення розрахункових коефіцієнтів:

Y_F – коефіцієнт форми зубців, який беруть залежно від еквівалентного числа зубців $z_v = z / \cos^3 \beta$ за табл. 25.2;

$Y_\beta = 0,006 \beta$ – коефіцієнт нахилу зубців;

$Y_k \approx 0,5$ – коефіцієнт переміщення контакту вздовж зубців;

$K_{F\alpha} = 1 + 0,76 \sqrt{u - 1/Z_1}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження при згині між головкою та ніжкою зубця;

K_{Fv} – коефіцієнт динамічного навантаження (див. табл. 23.4).

При виконанні проектного розрахунку циліндричної передачі Новікова наближене значення дільного діаметра шестірні визначають за формулою, добутою з умови (25.9) при усереднених значеннях розрахункових

коефіцієнтів: $d_{1min} = 210 \cdot \sqrt[3]{(T_1 \cdot z_1 / [\sigma]_H^2) \cdot (u + 1) / u}$. (25.11)

Тут обертовий момент на ведучому валу передачі T_1 у ньютон–метрах ($N \cdot m$); $[\sigma]_H$ – у мегапаскалях (МПа); d_{1min} – у міліметрах (мм), а число зубців шестірні z_1 вибирають згідно з рекомендаціями 25.2.

Допустимі напруження контактне $[\sigma]_H$ та згину $[\sigma]_F$ для зубців циліндричних передач Новікова визначають за такою ж методикою, як і для евольвентних зубчастих передач.

Сили, що виникають у зачепленні циліндричної передачі Новікова і передаються на вали та їхні опори, можна обчислити за формулами (23.15), (23.16) та (23.17) для циліндричних евольвентних передач за умови, що кут профілю зубців $\alpha_n = 27^\circ$. При визначенні сил реакцій опор валів слід мати на увазі їхню циклічну зміну, оскільки зона контакту зубців у передачах Новікова переміщається від одного торця коліс до другого.

Порівнюючи габаритні розміри (наприклад, міжосьову відстань) косозубої циліндричної передачі та циліндричної передачі Новікова, зазначимо, що міжосьова відстань передачі Новікова в 1,34 раза менша для тих самих параметрів навантаження.

Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі

Загальні відомості

Гвинтові і гіпоїдні зубчасті передачі застосовують у разі потреби передавання обертового руху між валами, осі яких мимобіжні у просторі. При такому положенні осей валів опори можна розміщувати по обидва боки від зубчастих коліс, передавати обертовий рух від одного ведучого вала кільком веденим. Ці особливості зубчастих передач із мимобіжними осями валів, на відміну від передач з осями валів, що перетинаються, часто використовують у практиці проектування приводних пристроїв різних машин.

Головним недоліком передач із мимобіжними осями валів є значне ковзання у зачепленні зубців і пов'язані з ним підвищене спрацювання та здатність до заїдання зубців.

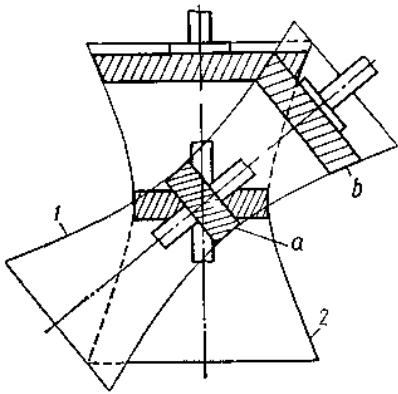


Рис. 26.1. Утворення гвинтових та гіпоїдних зубчастих передач

У гвинтових та гіпоїдних зубчастих передачах початкові поверхні коліс утворюються окремими частинами поверхонь гіперболоїдів обертання 1 і 2 (рис. 26.1), які дотикаються між собою. Якщо за початкові поверхні зубчастих коліс вибрати поверхні горловин гіперболоїдів, то можна дістати гвинтову зубчасту передачу а.

Для спрощення виготовлення зубчастих коліс поверхні горловин гіперболоїдів замінюють циліндричними поверхнями. За такої заміни початкові поверхні і відповідно зубці коліс контактують у точці, а колеса, що утворюють такі передачі, повинні бути косозубими циліндричними. Якщо за початкові поверхні зубчастих коліс вибрати віддалені від горловини поверхні гіперболоїдів і замінити їх бічними поверхнями зрізаних конусів, то будемо мати гіпоїдну передачу b (рис. 26.1). Зубчасті колеса гіпоїдної передачі можуть мати тангенціальні або криволінійні зубці. Теоретично зубці гіпоїдної передачі також повинні контактувати у точці, але, застосовуючи відповідні спеціальні методи нарізування, можна дістати гіпоїдні передачі з лінійним контактом зубців.

Гвинтова зубчаста передача

У гвинтовій зубчастій передачі кут між мимобіжними осями валів може бути довільним, однак, переважне використання мають передачі з кутом 90° між осями валів (рис. 26.2). Гвинтові передачі відрізняються низькою несучою здатністю, оскільки початкове дотикання зубців відбувається у точці з малими приведеними радіусами кривини активних поверхонь, а умови змащування контакту зубців несприятливі при значних швидкостях ковзання. Щоб підвищити опір заїданню зубчастих коліс гвинтових передач, слід використовувати поєднання матеріалів з високими антифрикційними властивостями, наприклад текстоліт – чавун, текстоліт – загартована сталь, чавун – бронза. За потребою передавання порівняно великих навантажень обидва зубчасті колеса виготовляють із загартованої сталі (40–50 HRC) за умови застосування відповідних протизадирних мастильних матеріалів.

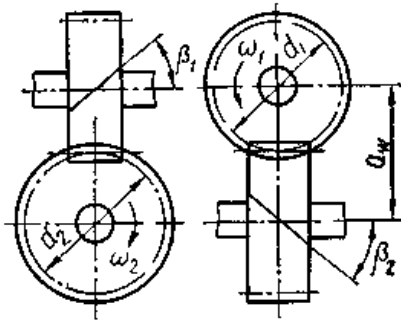


Рис. 26.2 Схема гвинтової зуб-
частої передачі

Розрахунок зубчастих коліс гвинтових передач виконується аналогічно розрахунку косозубих циліндричних коліс. Якщо немає спеціальних обмежень у вибиранні кутів нахилу зубців коліс, то ці кути у реверсивних передачах беруть однаковими $\beta_1 = \beta_2$. Для передач, що передають обертовий рух тільки в один бік, кути нахилу зубців шестірні беруть більшими від кутів нахилу зубців у колеса, тобто $\beta_1 > \beta_2$.

За розрахунковий модуль у гвинтових передачах використовують модуль зубців m_n у нормальному перерізі їх. Тому ділильні діаметри коліс і міжосьову відстань визначають за формулами:

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta_1; d_2 = m_n z_2 / \cos \beta_2; \quad (26.1)$$

$$a_w = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5 m_n (z_1 / \cos \beta_1 + z_2 / \cos \beta_2). \quad (26.2)$$

Ширина зубчастих коліс гвинтової передачі залежить від модуля зубців та кутів їхнього нахилу і підраховується за формулою $b_{1(2)} = 3\pi m_n \sin \beta_{1(2)}$.

Передаточне число гвинтової передачі $u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$;

$$z_1 = (d_1 / m_n) \cos \beta_1; z_2 = (d_2 / m_n) \cos \beta_2.$$

Тоді при $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ дістанемо $u = (d_2 / d_1) \operatorname{tg} \beta_1$. (26.4)

Якщо $d_2 / d_1 = \text{const}$, то із зміною β_1 можна міняти передаточне число u гвинтової передачі.

Швидкість ковзання зубців у зачепленні гвинтової передачі визначають за формулою

$$v_s = v_1 / \sin \beta_1 = 0,5 \omega_1 d_1 / \sin \beta_1. \quad (26.5)$$

Розрахунок на стійкість проти спрацювання та заїдання зубців гвинтової передачі ведуть за умовою обмеження питомого тиску у контакті зубців за емпіричною залежністю:

$$p = 2T_1 / (d_1^3 K_u K_s \cos \alpha_n \cos \beta_1) \leq [p]. \quad (26.6)$$

Тут $K_u = 4u^2 / (u + \operatorname{tg} \beta_1)^2$ – коефіцієнт передаточного числа; $K_s = (1 + 0,5v_s) / (1 + v_s)$ – коефіцієнт швидкості ковзання; α_n – кут зачеплення у нормальному перерізі зубців.

Допустимий умовний тиск у контактi зубцiв беруть залежно вiд поєднання матерiалiв зубчастих колiс: $[p] = (0,035...0,085)$ МПа для матерiалiв сталь ($H > 50$ HRC) – бронза; $[p] = (0,040...0,105)$ МПа для матерiалiв сталь ($H > 50$ HRC) – сталь ($H > 50$ HRC); $[p] = (0,055...0,140)$ МПа для матерiалiв чавун – чавун або бронза; $[p] = (0,070...0,175)$ МПа для матерiалiв пластмаса – чавун або сталь ($H > 50$ HRC). Меншi з наведених значень допустимого умовного тиску – для пари гвинтових колiс пiсля короткочасного притирання, бiльшi – для добре притертих гвинтових колiс.