

ДОНЕЦЬКИЙ ІНСТИТУТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
Української державної академії
залізничного транспорту

Кафедра “Теоретична та прикладна механіка”

Ю. В. Тимохін, В. Я. Беланов, В. М. Савенков

**ДЕТАЛІ МАШИН
ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ**

**РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ЗУБЧАСТИХ І
ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ**
(Конспект лекцій для студентів механічних спеціальностей)

Донецьк –2007

УДК 621.81.001.6

Деталі машин та основи конструювання: Розрахунок і конструювання зубчастих і черв'ячних передач (конспект лекцій для студентів механічних спеціальностей) / Ю. В. Тимохін, В. Я. Беланов, В. М. Савєнков – Донецьк: ДІЗТ, 2007. – 62 с.

Розглянуто на засіданні кафедри “Теоретична та прикладна механіка” 20 червня 2007 р., протокол № 4.

Затверджено методичною комісією факультету управління залізничним транспортом ДонІЗТ 27 червня 2007 р., протокол № 9.

Розглянуті основні параметри механічних передач. Наведені конструкція, геометричні, кінематичні і силові характеристики а також методи розрахунків зубчастих і черв'ячних передач приводів машин.

Конспект призначений для студентів фаху “Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту” що вивчають учбову дисципліну “Деталі машин і основи конструювання”.

Автори

доцент
доцент
доцент

Ю. В. Тимохін (ДонІЗТ)
В. Я. Беланов (ДонНТУ)
В. М. Савєнков (ДонНТУ)

Рецензенти

доцент
доцент

В.С. Ісадченко (ДонНТУ)
А. О. Храмов (ДонІЗТ)

ЗМІСТ

	с.
1 Основні параметри механічних передач машинних установок	5
2 Прямозубі циліндричні передачі	7
2.1 Геометричні характеристики зубчастого вінця колеса	7
2.2 Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі	9
2.3 Поняття про активну лінію зачеплення і коефіцієнт перекриття	10
2.4 Види ушкоджень зубців і критерії працездатності коліс зубчастих передач	12
2.4.1 Умови роботи зубця колеса в зачепленні	12
2.4.2 Види пошкодження зубців	13
2.4.3 Задача проектування коліс зубчастих передач	15
2.5 Розрахунок на опір контактної втоми активних поверхонь зубців коліс	15
2.6 Розрахунок зубців коліс на опір втоми при згині	21
2.7 Коефіцієнт розрахункового навантаження для зубців коліс	24
2.8 Визначення допустимих напружень	26
2.8.1 Допустимі контактні напруження	26
2.8.2 Допустимі напруження згину	29
3 Косозубі циліндричні передачі	30
3.1 Устрій, достоїнства і недоліки	30
3.2 Геометричний розрахунок зубчастого вінця циліндричного колеса з непрямыми зубцями	32
3.3 Сили, що діють у зачепленні косозубих коліс	33
3.4 Особливості косозубого зачеплення	35
3.5 Розрахунок на контактну утому активних поверхонь зубців коліс косозубих передач	37
3.6 Розрахунок зубців коліс на опір утомі при згині	38
3.7 Послідовність розрахунку коліс циліндричної передачі	39
4 Конічні передачі з прямими зубцями	41
4.1 Загальні відомості про передачі	41
4.2 Геометричний розрахунок зубчастого вінця коліс і передачі	42
4.3 Передаточне відношення	44
4.4 Приведення прямозубого конічного колеса до еквівалентного прямозубого циліндричного колеса	45
4.5 Розрахунок коліс прямозубої конічної передачі на опір контактної втоми активних поверхонь зубців	46
4.6 Розрахунок коліс прямозубої конічної передачі на опір контактної втоми при згині	47
4.7 Послідовність розрахунку коліс конічних зубчастих передач	48
5 Черв'ячні передачі з циліндричним черв'яком	49
5.1 Основні зведення про черв'ячну передачу	49

5.2	Основні геометричні співвідношення черв'яка і черв'ячного колеса	51
5.3	Кінематика і ККД черв'ячної передачі	52
5.4	Сили в зачепленні черв'ячної передачі	54
5.5	Розрахунок зубців черв'ячного колеса на опір контактної втоми	55
5.6	Розрахунок зубців черв'ячного колеса на опір втоми при згині	57
5.7	Коефіцієнт розрахункового навантаження	57
5.8	Матеріали і допустимі напруження	58
5.9	Послідовність розрахунку черв'ячних передач	60

1 ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ МАШИННИХ УСТАНОВОК

Розглянемо основні параметри механічної передачі, наприклад, зубчастий редуктор приводу стрічкового конвеєра (рисунок 1).

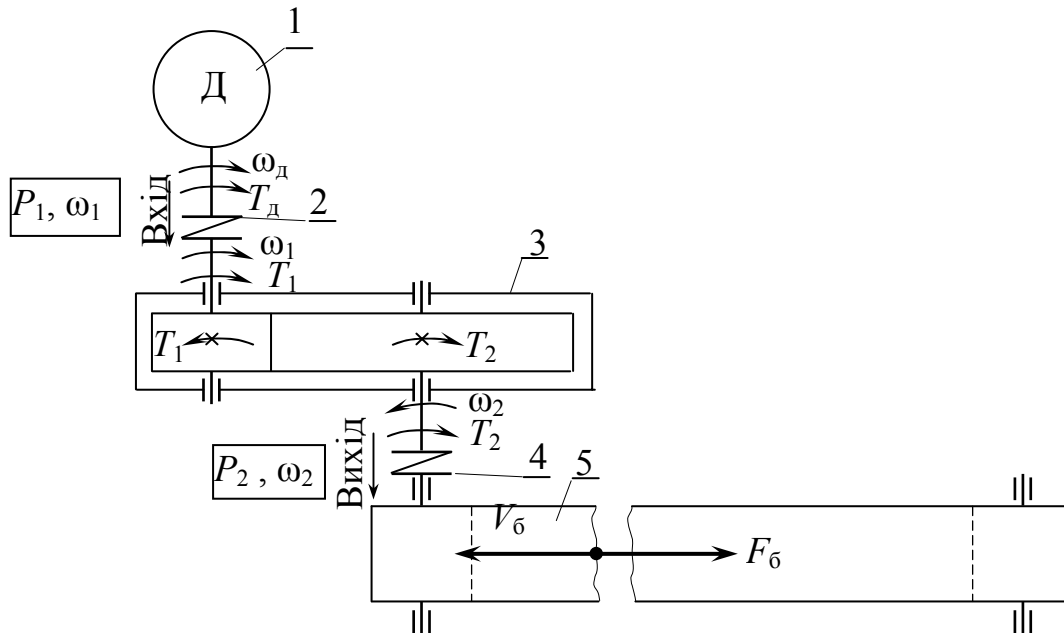


Рисунок 1 – Кінематична схема приводу стрічкового конвеєра : 1 – електродвигун ; 2, 4 – муфти; 3 – зубчастий редуктор; 5 – стрічковий конвеєр

Параметри передачі, що відносяться до ведучих ланок, будемо відзначати з індексом 1, а до відомих – з індексом 2, тобто d_{w1} , v_1 , ω_1 , P_1 , T_1 – відповідно діаметр початкового кола, колова швидкість, кутова швидкість, потужність, обертовий момент на ведучому валу; d_{w2} , v_2 , ω_2 , P_2 , T_2 – те ж саме на відомому валу.

Будь-яка механічна передача характеризується наступними основними параметрами:

- потужністю P_2 на виході, кВт;
- швидкохідністю, яка виражається кутовою швидкістю відомого вала ω_2 , рад/с, або частотою обертання n_2 , об/хв;
- передаточним відношенням u .

Ці три основні характеристики необхідні для проектувального розрахунку будь-якої механічної передачі.

Крім основних розрізняють похідні характеристики, якими часто користаються при розрахунках:

- коефіцієнт корисної дії (ККД), що враховує втрати механічної енергії в опорах і в зачепленні, і обумовлений з вираження

$$\eta = P_2 / P_1 . \quad (1.1)$$

Для багатоступінчастої передачі, що складає з декількох послідовно з'єднаних передач, загальний ККД визначають по формулі

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (1.2)$$

де η_1, η_2, η_n – ККД відповідно 1-ої, 2-ої, n-ої ступіні складної передачі.

Обертовий момент T передачі, Н·м :

$$T = P/\omega, \quad (1.5)$$

де P – потужність, Вт; ω – кутова швидкість, рад/с.

Обертовий момент ведучого вала T_1 є моментом рушійної сили; його напрямок збігається з напрямком обертання вала. Обертовий момент веденого вала T_2 – момент сил опору (колової сили F_6 на приводному барабані стрічкового конвеєра), тому його напрямок протилежний напрямку обертання вала.

Визначимо тепер відношення обертових моментів на валах механічної передачі.

Оскільки

$$T_1 = P_1/\omega_1, \quad T_2 = P_2/\omega_2,$$

то

$$T_2 / T_1 = P_2 \omega_1 / (P_1 \omega_2) = \eta u,$$

звідки

$$T_2 = T_1 u \eta. \quad (1.6)$$

Вираз (1.6) є закон перетворення обертового моменту в механізмах обертового руху, який можна представити графічно, якщо знехтувати втратами потужності в опорах і в зачепленні (рисунок 1.2).

Як бачимо, функція передачі обертового руху від двигуна до робочої машини через механічну передачу поєднується з перетворенням параметрів руху (кутових швидкостей і відповідних змін обертових моментів), а іноді і з перетворенням самого виду руху (обертового руху двигуна в поступальне, гвинтове й інше робочого органа робочої машини).

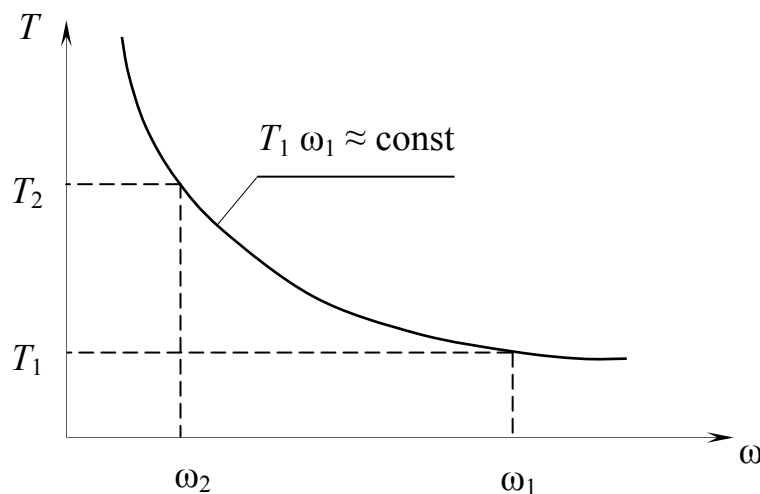


Рисунок 1.2 – Закон передачі обертового моменту в механізмах обертового руху

Необхідність перетворення руху і його параметрів обумовлена тим, що для більшості двигунів технічно й економічно доцільне використання рівномірного обертального руху двигуна з великими швидкостями, у той час як робочі органи робочої машини для виконання їхніх функцій вимагають малих кутових швидкостей обертання. Це узгодження високої кутової швидкості двигуна $\omega_{дв}$ з малими кутовими швидкостями обертання вала робочої машини супроводжується відповідним збільшенням обертового моменту на вихідному валу механічної передачі, тобто $T_2 > T_1$, а $\omega_2 < \omega_1$.

2 ПРЯМОЗУБІ ЦИЛІНДРИЧНІ ПЕРЕДАЧІ

2.1 Геометричні характеристики зубчастого вінця колеса

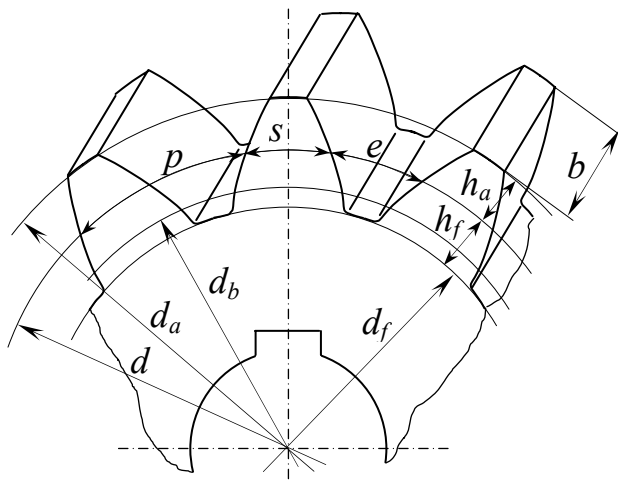
Частина зубчастого колеса, що містить усі зубці, зв'язані один з одним прилягаючою до них поверхнею тіла зубчастого колеса, називається зубчастим вінцем.

Геометрію зубчастого вінця характеризують концентричними колами з центром на геометричній осі обертання колеса, і лежачими в торцевому перерізі. Розрізняють кола: ділильне, основне, вершин зубців, западин між зубцями, яким відповідають діаметри d , d_b , d_a , d_f (рисунк 2.1).

Ділильним називають коло, по якому в процесі виготовлення зубчастого колеса проводиться розподіл циліндричної заготовки на z рівних частин (технологічне коло). Його діаметр визначається за виразом

$$\pi d = z p, \quad (2.1)$$

де p – ділильний коловий крок, тобто відстань між однойменними профілями сусідніх зубців по дузі ділильного кола колеса;
 z – число зубців колеса, що нарізається. Коловий крок по ділильному колу дорівнює сумі товщини зубця s і ширини западини e , тобто $p = s + e$.



Рисунк 2.1 – Геометричні параметри зубчастого вінця колеса

Вираз (2.1) запишемо у вигляді

$$d = p z / \pi = m z, \quad (2.2)$$

де

$$m = p / \pi. \quad (2.3)$$

коловий ділильний модуль зубців, значення якого регламентовані ГОСТ 9563-60.

Модуль є основною характеристикою розмірів зубців і використовується для розрахунків і виміру зубчастих коліс.

Ділильне коло поділяє зубець на голівку і ніжку, висота яких позначається відповідно h_a і h_f . При цьому приймають $h_a = m$; $h_f = 1,25 m$, повна висота зубця $h = h_a + h_f = m + 1,25 m = 2,25 m$. Різниця у висоти ніжок зубців одного колеса і висоти голівок зубців іншого необхідна для утворення радіального зазору C :

$$C = h_f - h_a = 1,25 m - m = 0,25 m.$$

Найбільша відстань між торцями зубців колеса називається шириною вінця і позначається b .

Основні параметри прямозубих коліс, виражені через модуль, наступні:

параметри окремо взятого зубця –

$$p = \pi m; \quad s = e = p/2 = \pi m/2; \quad h = 2,25 m; \quad h_a = m; \quad h_f = 1,25 m; \quad C = 0,25 m;$$

концентричні кола колеса –

$$\begin{aligned} d &= m z; \quad d_a = d + 2h_a = m z + 2 m = m (z + 2); \\ d_f &= d - 2h_f = m z - 2,5 m = m (z - 2,5). \end{aligned} \quad (2.4)$$

Крім перерахованих кіл окремо розглянемо поняття початкового кола, діаметр якого позначається d_w .

Початковими називаються концентричні кола, що проходять через полюс зачеплення Π , що у процесі зачеплення перекочуються одне по іншій без ковзання.

При зміні в припустимих межах міжосьової відстані a_w міняються і діаметри початкових кіл шестірні і колеса. Отже, у парі зубчастих коліс може бути безліч початкових кіл, що визначаються в результаті монтажу. В окремо взятого колеса початкового кола не існує.

Ділильне коло належить окремо взятому колесу. При зміні міжосьової відстані діаметри ділильних кіл коліс залишаються незмінними.

Ділильні кола збігаються з початковими, якщо міжосьова відстань a_w для пари зубчастих коліс дорівнює сумі радіусів ділильних кіл, тобто

$$a_w = 0,5(d_2 \pm d_1) = d_1 (u \pm 1)/2 = m z_1 (u \pm 1)/2 = m z_\Sigma / 2, \quad (2.5)$$

де $z_\Sigma = z_2 \pm z_1$ -сумарне число зубців.

Із (2.5) можна знайти для шестірні:

$$d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1} \quad \text{або} \quad z_1 = \frac{2a_w}{m(u \pm 1)}. \quad (2.6)$$

Аналогічно одержуємо для колеса:

$$d_2 = 2 a_w u / (u \pm 1); \quad \text{або} \quad z_2 = \frac{2a_w u}{m(u \pm 1)}. \quad (2.7)$$

2.2 Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі

Основним елементом, що визначає працездатність зубчастих коліс передачі, є зубці коліс. Тому для обґрунтованого призначення розмірів коліс необхідно знати міру їхньої механічної взаємодії – напруження в зубцях і їхні граничні значення. Тим часом досить точний розрахунок напружень у точках зубців зв'язаний зі значними математичними труднощами і може бути реалізований методами теорії пружності. У зв'язку з цим при проектуванні виконують наближений розрахунок напружень у зубцях коліс у два прийоми. Спочатку знаходять нормальну силу F_n у зачепленні, що представляє собою результуючий вектор контактних напружень σ_H , що супроводжують деформацію поверхні зубців в околиці первісного їхнього контакту по лінії b (довжина зубця), дуже малої ширини δ , що перетворюється в площадку $A_H = \delta b$ (рисунок 2.2).

Потім визначають напруження в небезпечних точках зубців коліс під дією сили F_n і оцінюють міцність зубців коліс, чи визначають безпечні розміри коліс.

Нормальна сила між парою контактуючих зубців у довільній точці К:

$$F_n = \int_A \sigma_H dA.$$

Ця сила спрямована по лінії зачеплення (як по загальній нормалі до робочих поверхонь зубців) так, щоб момент її щодо осі шестірні, наприклад, врівноважував діючий обертовий момент T_1 на її валу. При цьому для спрощення розрахунків відносять силову взаємодію зубців до ділительного кола, тобто до полюса зачеплення П, а силу F_{n_1} (сила, з яким зубець колеса 2 діє на зубець шестірні 1) розкладають (умовно) на складові сили: F_{t_1} – колову силу і F_{r_1} – радіальну силу.

За умови рівноваги шестірні одержуємо, що

$$F_{t_1} = 2 T_1 / d_1; \quad F_{r_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha,$$

тоді

$$F_{n_1} = F_{t_1} / \cos \alpha. \quad (2.8)$$

Такі ж сили, але спрямовані в протилежну сторону, діють і на зубець колеса 2.

2.3 Поняття про активну лінію зачеплення і коефіцієнт перекриття

Як відомо, теоретичною лінією зачеплення зубчастої передачі є відрізок $N_1 N_2$, що являє собою траєкторію загальної точки контакту двох сполучених зубців за період зачеплення (рисунок 2.3).

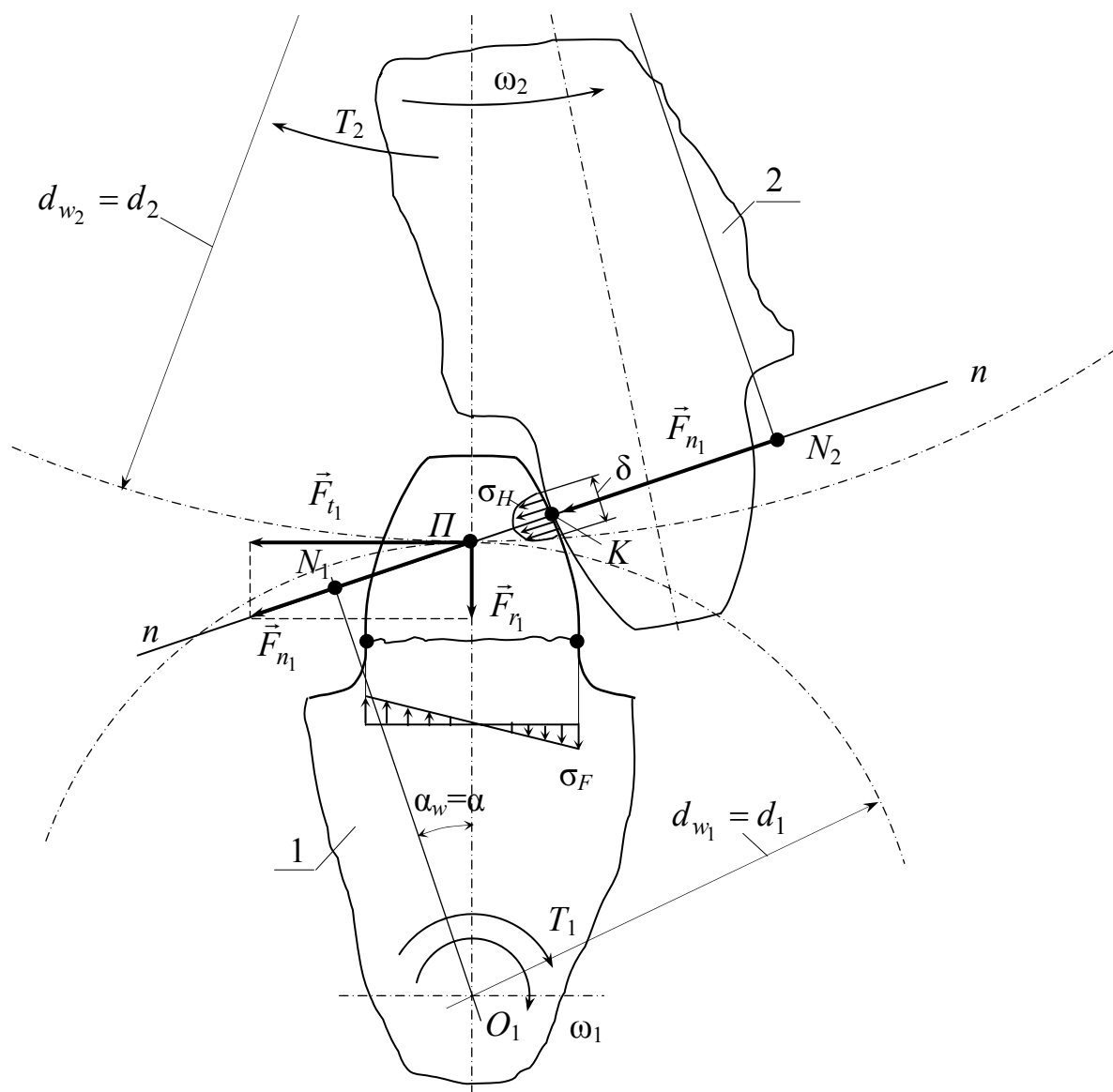


Рисунок 2.2 – Сили в зачепленні (сили на зубцю шестерні)

Активною (робочою) лінією зачеплення називається відрізок ab , що представляє собою частину теоретичної лінії зачеплення $N_1 N_2$, яка відтинається колами вершин зубців коліс. Для забезпечення безупинного обертання зубчастих коліс необхідно, щоб вихід із зачеплення однієї пари зубців попереджався входом у зачеплення наступної пари зубців. Ця властивість зубчастих передач характеризується торцевим коефіцієнтом пере-

криття ε_α , що являє собою відношення робочої лінії зачеплення ab до кроку по основному колу p_b , тобто

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\overline{ab}}{p_b} > 1. \quad (2.9)$$

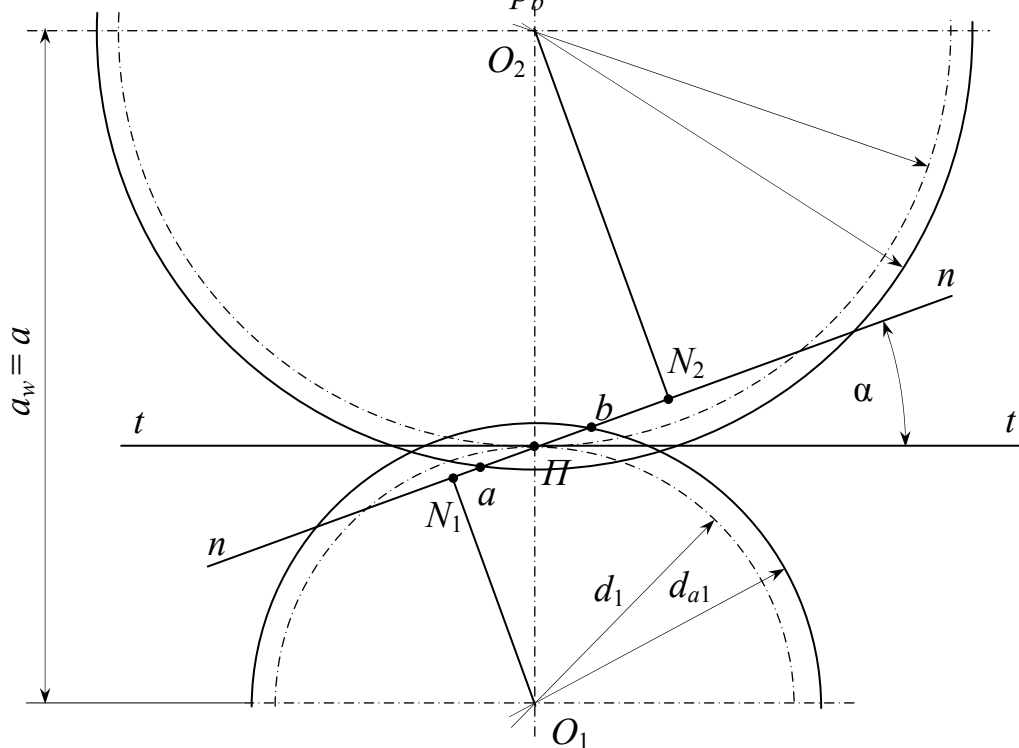


Рисунок 2.3 – Активна лінія зачеплення ab

Торцевий коефіцієнт перекриття показує, скільки пар зубців, у середньому, знаходиться одночасно в зачепленні. Наприклад, при $\varepsilon_\alpha = 1,2$ означає, що протягом $0,2t$ (t – період циклу зачеплення) у зачепленні знаходиться дві пари зубців, а $0,8t$ – одна пара зубців. І справді (рисунок 2.4), нехай у точці a (тобто на початку лінії зачеплення) знаходиться пара зубців II . Тоді при $\overline{ab}/p_b > 1$ в зачепленні буде знаходитися ще і пара зубців на відстані p_b у точці d . При обертанні ведучого колеса, коли пара зубців I прийде на границю лінії зачеплення і займе положення I' у точці b , пара зубців II займе положення II' у точці c . Отже, на ділянках ac і db лінії зачеплення знаходиться в одночасній роботі дві пари зубців. Однопарне зачеплення продовжується доти, поки пари зубців II не займе положення точки d . У цей момент в зачеплення вступить наступна пара зубців III і знову почнеться двохпарне зачеплення зубців. Переходячи від лінії зачеплення до поверхні зубця, можна відзначити, що зона однопарного зачеплення розташовується в районі полюсу зачеплення (рисунок 2.5).

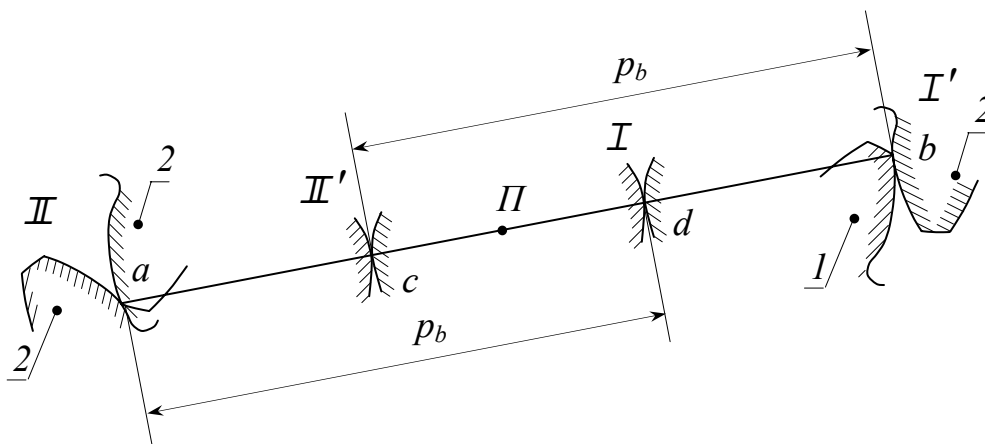


Рисунок 2.4 – До питання про торцевий коефіцієнт перекриття ϵ_α

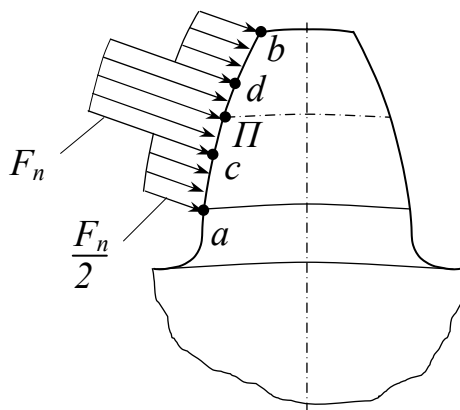


Рисунок 2.5 – Епюра навантаження зубця колеса за період зачеплення

У зоні однопарного зачеплення зубець колеса сприймає повну нормальну силу F_n , а в зонах двохпарного зачеплення $a-c$ і $b-d$ – приблизно половину нормальної сили.

2.4 Види ушкоджень зубців і критерії працездатності коліс зубчастих передач

2.4.1 Умови роботи зубця колеса в зачепленні

Основним елементом, що визначає працездатність коліс зубчастих передач, є зубці коліс. Проходячи зону зачеплення при роботі передачі, зубці піддаються циклічному контактному навантаженню силою F_n , що викликає контактні напруження σ_H , а в перерізі ніжки зубця – напруження згину σ_F (рисунок 2.6).

Ці напруження змінюються по деякому переривчасто-періодичному циклу, що обумовлено періодичним характером входження в зачеплення зубців (рисунок 2.7).

Час дії напруження σ_F за один оборот колеса t_1 дорівнює тривалості зачеплення одного зубця t_2 . Напруження σ_H діють ще менше. Цей час дорівнює тривалості перебування в зачепленні даної точки поверхні зубця.

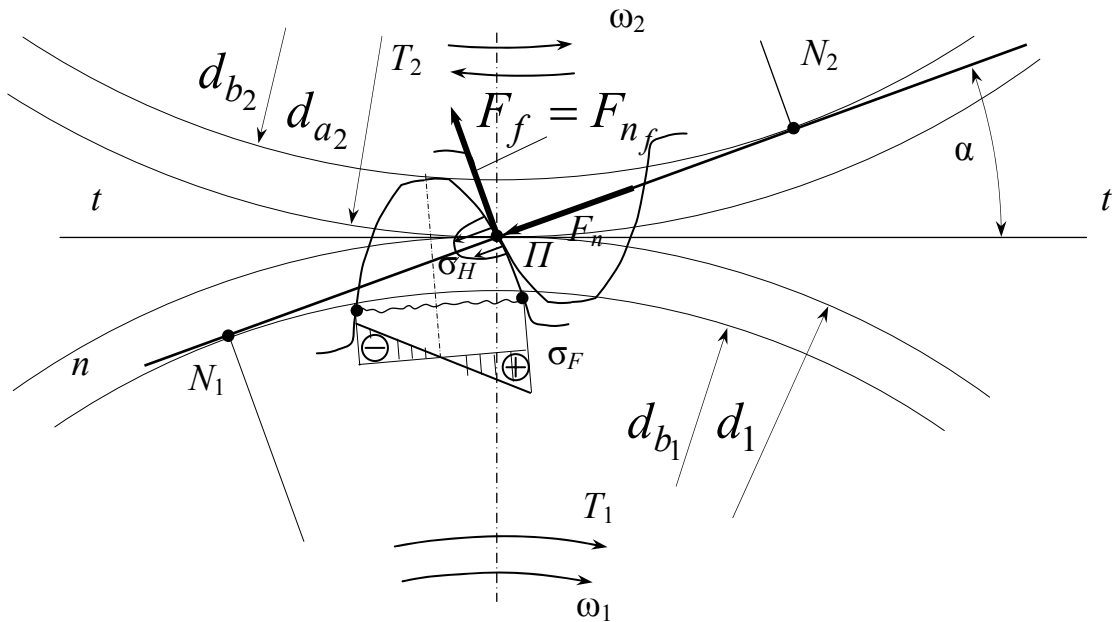


Рисунок 2.6 – Напружений стан зубця шестерні

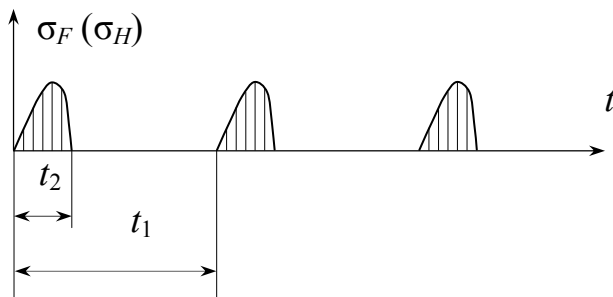


Рисунок 2.7 – Схема пульсуючого циклу контактних напружень σ_H і напружень згину σ_F у ніжці зубця колеса

Змінні напруження є причиною втомного ушкодження зубців: поломки зубців від напружень згину і викришування поверхні від контактних напружень.

2.4.2 Види пошкодження зубців

Розглянемо два види ушкодження зубців, що піддаються аналітичному розрахунку по їх запобіганню – це втомне викришування поверхні зубців і поломка зубців.

Втомне викришування від контактних напружень і сили тертя (рисунки 2.8) є основним видом ушкодження поверхні зубців при рясному рідкому мастилі передачі (закриті передачі, захищені від пилу і бруду).

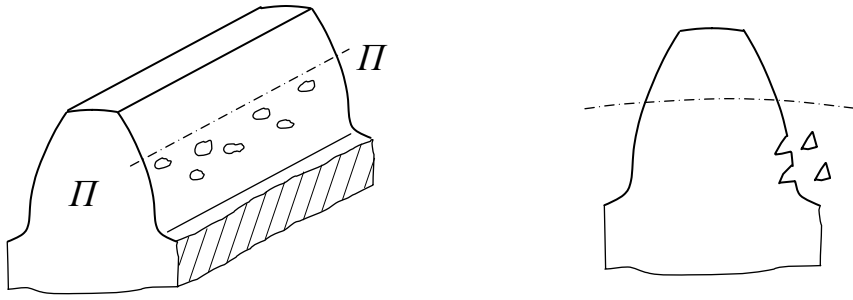


Рисунок 2.8 – Втомне викришування поверхні зубця колеса

Втомному викришуванню поверхні зубця (тобто випаданню шматочків металу з поверхні зубця колеса) передують зародження тріщин на його поверхні, що можливо, якщо в місцях тріщин контактне напруження $u_H > u_{HO}$ (межі контактної витривалості матеріалу зубця). Слід при цьому відзначити, що зародження зазначених тріщин і наступне за ним викришування починається поблизу полюсної лінії на ніжках зубців там, де навантаження передається однією парою зубців, а ковзання і перекочування зубців спрямовані так, що масло запресовується в тріщини і сприяють викришуванню часток металу. Особливо схильні до викришування зубці з низкою і середньою твердістю поверхні (при $H < 350\text{HB}$). Тому основним критерієм працездатності зубців таких коліс є втомна контактна міцність.

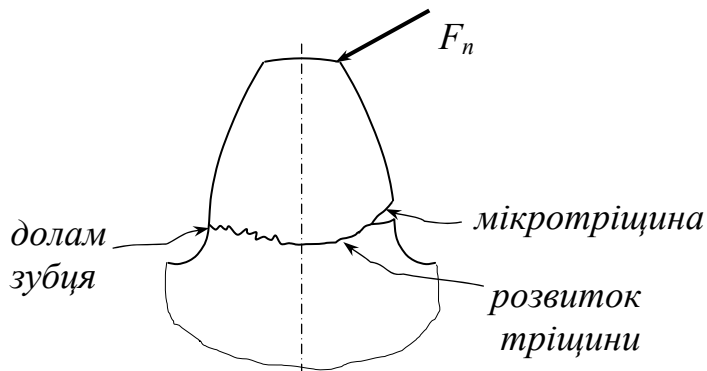


Рисунок 2.9 – Схема поломки зубця колеса

Поломка зубців (рисунок 2.9) найчастіше носить втомний характер від тривалої дії змінних напружень згину σ_F в ніжках зубців.

Виникненню втомної тріщини сприяє і концентрація напружень, а тріщина, що з'явилася, розвивається, приводячи до раптової поломки зубців. Особливо схильні до поломки зубці з високою твердістю поверхні (при $H > 350\text{HB}$). Тому основним критерієм працездатності таких коліс є втомна міцність зубців при згині.

2.4.3 Задача проектування коліс зубчастих передач

Вона складається у визначенні таких значень основних параметрів передачі (міжосьової відстані a_w , модуля зубців m і числа зубців z_1), що щонайкраще задовольняють міцністним, кінематичним, геометричним і економічним вимогам. Для передач загального призначення задача зводиться до вибору матеріалу (з урахуванням технології їхнього виготовлення) і визначенню розмірів коліс, що запобігають лише передчасному ушкодженню зубців. Але навіть у цьому випадку проектування коліс передачі виявляється досить складним процесом через порівняно велике число перемінних проектування і критеріїв працездатності. Для спрощення задачі скорочують число перемінних проектування, використовуючи досвід проектування і результати досліджень роботи передачі.

При цьому для розрахунку коліс передач необхідно установити залежність показника працездатності (напружень) зубців від зовнішнього навантаження і її основних параметрів.

2.5 Розрахунок на опір контактної втоми активних поверхонь зубців коліс

Цей розрахунок є основним для закритих (працюючих в умовах рідкого мастила) передач з низкою і середньою твердістю поверхні зубців ($H < 350$ HB).

Мета розрахунку – установлення залежності показника працездатності (контактного напруження σ_H) від зовнішнього навантаження і геометричних розмірів коліс передачі.

Вихідні засновники розрахунку:

1) У якості вихідної приймається формула Герца для випадку стиснутих по утворюючим двох циліндрів (рисунки 2.10)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_n E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1-\mu^2)}}, \quad (\text{a})$$

де $q_n = F_n / l$ – питоме нормальне навантаження (інтенсивність взаємодії циліндрів довжиною l , стиснутих силою F_n);

$\rho_{\text{пр}} = \rho_1 \rho_2 / (\rho_2 \pm \rho_1)$ – приведений радіус кривизни циліндрів;

$E_{\text{пр}} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведений модуль подовжньої пружності матеріалу циліндрів;

E_1, E_2 – модулі подовжньої пружності матеріалу відповідно першого і другого циліндра;

μ – коефіцієнт Пуассона.

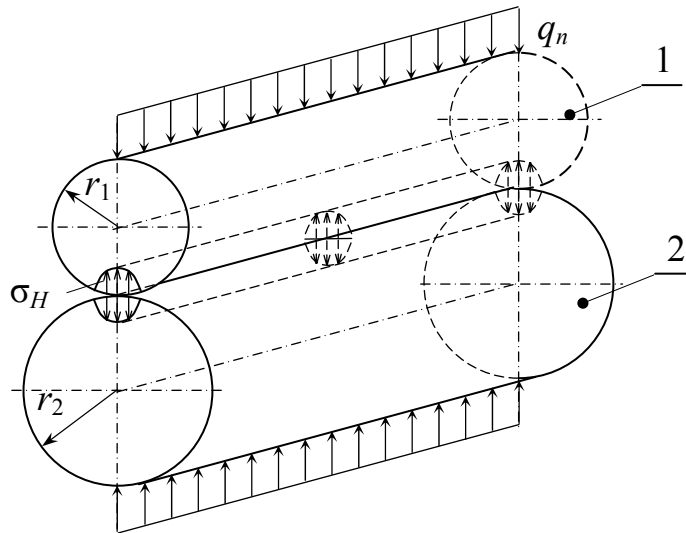


Рисунок 2.10 – Контактні напруження σ_H на поверхні стиснутих циліндрів

2) Експериментально встановлено, що найменшу контактну міцність має біляполюсна зона робочих поверхонь зубців, у якій на зубці діють найбільші навантаження (повне навантаження передається однією парою зубців) і швидкість ковзання зубців $v_{ск}$ не дорівнює нулю. Однак розрахунок зубців на контактну міцність виконують для фази зачеплення в полюсі, тому що положення полюса Π заздалегідь відомо (рисунок 2.11).

3) Зубці розглядаються як два циліндри довжиною b (ширина зубчастого вінця) з радіусами, рівними радіусам кривизни евольвент профілів зубців шестерні і колеса в полюсі зачеплення, тобто c_1 , c_2 . З трикутників $O_1 N_1 \Pi$ і $O_2 N_2 \Pi$ можна записати радіуси кривизни сполучених профілів зубців

$$c_1 = N_1 \Pi = \frac{d_1}{2} \sin \alpha; \quad c_2 = N_2 \Pi = \frac{d_2}{2} \sin \alpha$$

і через них приведений радіус кривизни

$$\rho_{пр} = \frac{d_1 d_2 \sin^2 \alpha}{4(d_2 \pm d_1) \sin \alpha} = \frac{d_2 \sin \alpha}{2(u \pm 1)} = \frac{d_1 u \sin \alpha}{2(u \pm 1)};$$

тут знак “плюс” для зовнішнього, “мінус” – для внутрішнього зачеплення.

Питоме навантаження на сполучені зубці

$$q_n = \frac{F_n}{l_\Sigma} = \frac{F_n}{b \varepsilon_\alpha} = \frac{F_t}{b \varepsilon_\alpha \cos \alpha},$$

де $l_\Sigma = b \varepsilon_\alpha$ – сумарна довжина контактних ліній на границі одно- и двох-парного зачеплення.

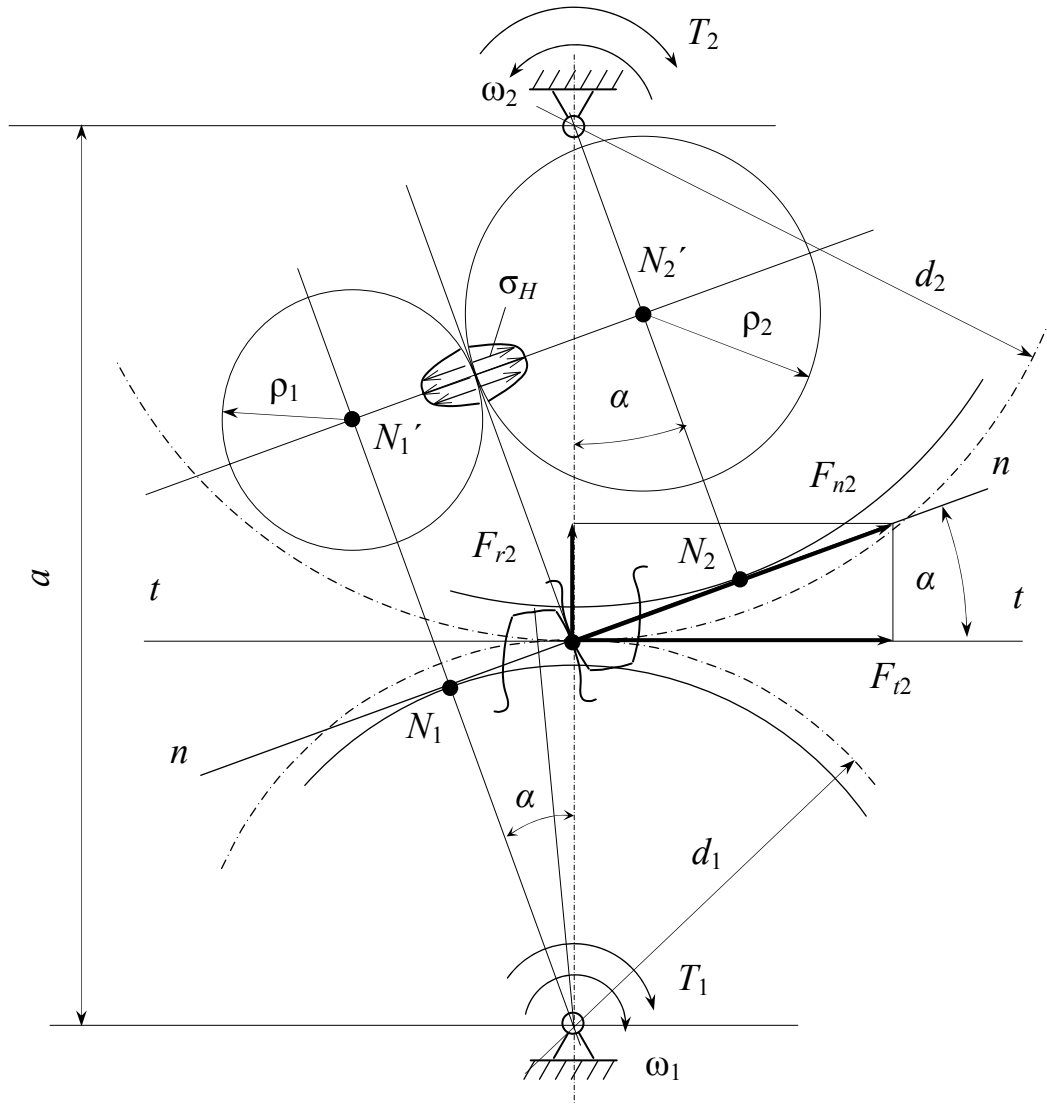


Рисунок 2.11 – До розрахунку поверхні зубців коліс на контактну міцність

Підставляючи значення $\rho_{пр}$ і q_n в формулу Герца (а) і замінивши $\sin \alpha \cos \alpha = \frac{1}{2} \sin 2\alpha$, одержимо

$$y_H = \sqrt{\frac{2E_{пр} 2F_t(u \pm 1)}{\sin 2\alpha 2\pi(1-\mu^2)bd_1\epsilon_\alpha}}$$

Позначимо:

$Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha}$ -коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубців (для нормальних коліс при $\alpha = 20^\circ$, $Z_H = 1,76$);

$Z_M = \sqrt{\frac{E_{пр}}{\pi(1-\mu^2)}}$ -коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів

сполучених коліс (для сталевих коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$);

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній (для прямозубої передачі $Z_\varepsilon \approx 1$).

Тоді одержимо розрахункову залежність у формі, що рекомендується ГОСТом для *перевірочного розрахунку*:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t(u \pm 1) K_{H\beta} K_{HV}}{d_1 b u}} \leq [\sigma_H], \quad (2.9)$$

де $K_{H\beta}$ -коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині контактних ліній зачеплення (по довжині зубця для прямозубих коліс), внаслідок перекосу зубців коліс, викликаний прогином валів, деформаціями корпусу, підшипників, погрішністю складання;

K_{HV} -коефіцієнт динамічного навантаження, що враховує виникнення в зачепленні додаткових динамічних навантажень, тобто враховує внутрішню динаміку передачі, викликану неточностями виготовлення зубців коліс по коловому кроці (як правило, $p_1 \neq p_2$).

Вибираються зазначені коефіцієнти по заздалегідь складених таблицях.

Слід зазначити, що перевірочний розрахунок ведеться по колесу, тому що матеріал колеса приймається меншої міцності, чим шестерні через те, що зубець колеса рідше вступає в зачеплення (у передаточне відношення раз), чим зубець шестерні. Тому формула (2.9) може бути змінена. Для цього вводимо наступні підстановки:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} 10^3 = \frac{2T_2}{d_1 u} 10^3; \quad d_1 = 2 a_w / (u \pm 1).$$

Тоді

$$\sigma_{H_2} = \frac{Z_H Z_M Z_\varepsilon}{a u} \sqrt{\frac{T_2 10^3 K_{H\beta} K_{HV} (u \pm 1)^3}{2 b_2}} \leq [\sigma_{H_2}]. \quad (2.10)$$

В формулі (2.10) обертовий момент T_2 даний в Н·м, $a = a_w$ – в мм, контактні напруження σ_{H_2} в МПа. Для узгодження розмірностей зазначених величин служить числовий коефіцієнт 10^3 .

При проектувальному розрахунку по заданому обертовому моменту T_2 і передаточному відношенню u необхідно визначити a чи d_1 .

Для одержання розрахункової формули міжосьової відстані a введемо у вираження (2.10) $b = \psi_{ba} a$, де ψ_{ba} – коефіцієнт ширини колеса щодо міжосьової відстані. Тоді виражаючи з цієї формули a , одержимо

$$a_w = a = (u \pm 1) \sqrt[3]{0,5 (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{HV}} \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_{H_2}]^2}}.$$

Позначимо $K_a = \sqrt[3]{0,5(Z_H Z_M Z_e)^2 K_{HV}}$ – допоміжний коефіцієнт; для прямозубих передач рекомендується $K_a = 49,5 \text{ МПа}^{1/3}$ (при $K_{HV} = 1$).

Остаточною формулою для *проектувального розрахунку* міжосьової відстані закритих циліндричних прямозубих сталевих передач

$$a_w = a = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_{H_2}]^2}}. \quad (2.11)$$

При необхідності визначення d_1 у початковій стадії *проектувального розрахунку* вводимо у формулу (2.9) коефіцієнт ширини вінця шестірні $\psi_{bd} = b/d_1$, і вираження

$$\frac{F_t}{d_1 b} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1^3 \psi_{bd}} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_1^3 \psi_{bd} u},$$

після чого одержимо

$$\sigma_{H_2} = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 T_2 (u \pm 1)^3}{d_1^3 \psi_{bd} u^2} K_{H\beta} K_{HV}} \leq [\sigma_{H_2}].$$

Звідси ділительний діаметр шестірні

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta} (u \pm 1)}{\psi_{bd} u^2 [\sigma_{H_2}]^2}}, \quad (2.12)$$

де $K_d = \sqrt[3]{2(Z_H Z_M Z_e)^2 K_{HV}}$ – допоміжний коефіцієнт; для сталевих прямозубих коліс рекомендується $K_d = 78 \text{ МПа}^{1/3}$. В формулах (2.11) і (2.12) T_2 – в Н·м; σ_{H_2} – в МПа; d_1 и a – в мм.

Значення ψ_{bd} вибирають по рекомендаціях таблиці 1. Вибравши ψ_{bd} , визначають ψ_{ba} по формулі $\psi_{ba} = 2\psi_{bd}/(u+1)$.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнта $\psi_{bd} = b/d_1$, що рекомендуються

Розташування коліс щодо опор	Твердість активних поверхонь зубців	
	НВ ₁ ≤ 350 чи НВ ₁ і НВ ₂ ≤ 350	НВ ₁ и НВ ₂ > 350
Симетричне	0,8...1,4	0,4...0,9
Несиметричне	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольне	0,3...0,4	0,2...0,25

З формул (2.9), (2.10), (2.11) випливає, що величина контактних напружень σ_H не залежить окремо від модуля чи від числа зубців, а визначається тільки їх добутком чи діаметрами коліс. За умовами контактної міцності при даних d_1 чи a модуль передачі може бути як завгодно малим, аби дотримувалися рівності $mz = d_1$ і $m(z_1 + z_2) = 2a$.

Величину m вибирають, орієнтуючись на рекомендації, вироблені практикою, і потім перевіряють зубець на втому при згині. При перевірці можна одержати σ_F значно менше $[\sigma_F]$, тому що навантажувальна здатність при твердості поверхні зубців $H \leq 350$ НВ обмежується контактною втомою, а не втомою при згині.

Якщо розрахункове значення перевищує допустиме σ_F , то при прийнятних значеннях d і m збільшують m . Це значить, що в даній передачі з обраних матеріалів вирішальне значення має не контактна втома, а втома при згині. На практиці такі випадки зустрічаються у коліс з високотвердими зубцями при $H > 50$ НРС.

При виборі модуля необхідно враховувати наступне.

Дрібномодульні колеса з великим числом зубців краці за умовами плавності ходу передачі (збільшується ε_α) і по економічних розуміннях.

Однак для силових передач рекомендують приймати $m \geq 2$ мм. В швидкохідних передачах для зменшення шуму рекомендують брати $z_1 \geq 26$.

Крупномодульні колеса можуть працювати тривалий час після початку викришування, менш чуттєві до перевантажень.

При орієнтованій оцінці модуля варто скористатися наступними рекомендаціями.

1. Вибравши ψ_m по таблиці 2, визначають $m = b/\psi_m$, де $b = \psi_{bd} d_1$; d_1 отримано з розрахунку на контактну втому. Якщо з розрахунку маємо a , то визначаємо $d_1 = 2a/(u \pm 1)$, потім $\psi_{bd} = \psi_{ba}(u \pm 1)/2$, $b = \psi_{bd} d_1$ і далі m .

Таблиця 2 – Вибір модуля зубців коліс

Характеристика конструкції	$\psi_m = b/m$, не більш
Високонавантажені точні передачі, вали, опори і корпуси підвищеної жорсткості при НВ:	
до 350	45...30
понад 350	30...20
Звичайні передачі редукторного типу в окремому корпусі з досить жорсткими валами й опорами при НВ:	
до 350	30...25
понад 350	20...15
Грубі передачі (в тому числі з консольними валами)	15...10

2. Вибирають модуль за емпіричними залежностями:

$m = (0,01 \dots 0,02) a_w$ – при твердості зубців шестерні і колеса $H \leq 350 HB$;

$m = (0,016 \dots 0,0315) a_w$ – при твердості шестерні і колеса $H \geq 45 HRC$.

Полученное значение модуля округляют до значений СТ СЭВ 310-76.

Ряд 1-й: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20... . Ряд 2-й: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22... . При призначенні модулів 1-й ряд варто віддавати перевагу 2-му.

При виборі ψ_{ba} рекомендується користатися рядом: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25.

2.6 Розрахунок зубців коліс на опір втоми при згині

Цей розрахунок є основним для зубчастих коліс з високою твердістю поверхні зубців (при $H \geq 350 HB$).

Мета розрахунку – установлення залежності показника працездатності (напруження σ_F у перерізі ніжки зубця) від зовнішнього навантаження і геометричних розмірів зубців.

Вихідні засновники розрахунку:

1) Розрахунок роблять для моменту прикладення сили у вершини зубця (рисунок 2.12). Це відповідає початку зачеплення для зубця колеса і кінцю зачеплення для зубця шестерні. Хоча в цей момент теоретично в зачепленні знаходиться ще одна пара зубців, приймають, що все навантаження передається однією парою зубців. Лише для точно виготовлених передач (вище 6-й ступеня точності) можна враховувати, що навантаження передається двома парами зубців.

2) Перенесемо силу F_n по лінії її дії на вісь симетрії зубця в точку C і розкладемо на дві складові сили: колову F_t' і радіальну F_r' сили;

тоді

$$F_t' = F_n \cos \beta_a = F_t \cos \beta_a / \cos \beta; F_r' = F_n \sin \beta_a = F_t \sin \beta_a / \cos \beta.$$

Тут β_a - кут тиску у вершини зубця, що більше кута тиску (зачеплення) α на ділільному колі.

3) Побудувавши епюри нормальних напружень, виявляємо, що найбільші напруження виникають у зазначеному перерізі. Тут же спостерігається і концентрація напружень.

За розрахункове напруження приймають напруження на розтягнутій стороні зубця, тобто

$$\sigma_{F_H} = \sigma_u - \sigma_c, \quad (a)$$

тому що саме тут, на розтягнутій стороні зубця виникають тріщини втомного руйнування. Це не випадково, тому що поверхневі шари матеріалу

зубця, як показують експерименти, чинять менший опір змінним напруженням, що розтягують, чим стискаючі.

4) Для небезпечного перерізу $D - K$, розташованого поблизу хорди основного кола запишемо (з урахуванням концентрації напружень)

$$y_F = y_{F_{\text{ном}}} K_T, \quad (б)$$

де $y_{F_{\text{ном}}}$ – розрахункове номінальне напруження;

K_T – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

$$\sigma_F = \left(\frac{M_x}{W_x} - \frac{N_z}{A} \right) K_T = \left(\frac{F'_t h_p}{W_x} - \frac{F'_r}{A} \right) K_T, \quad (в)$$

де $W_x = bS_p^2 / 6$ – осьовий момент опору небезпечного перерізу ніжки зубця;

$A = bS_p$ – площа перерізу ніжки зубця;

h_p, S_p – відповідно розрахункова висота і товщина зубця;

b – довжина зубця (ширина зубчастого вінця колеса).

Величини h_p і S_p можна виразити в долях модуля зубця:

$$h_p = \gamma_h m; \quad S_p = \gamma_S m,$$

де γ_h, γ_S – коефіцієнти відповідно розрахункової висоти і розрахункової товщини зубця.

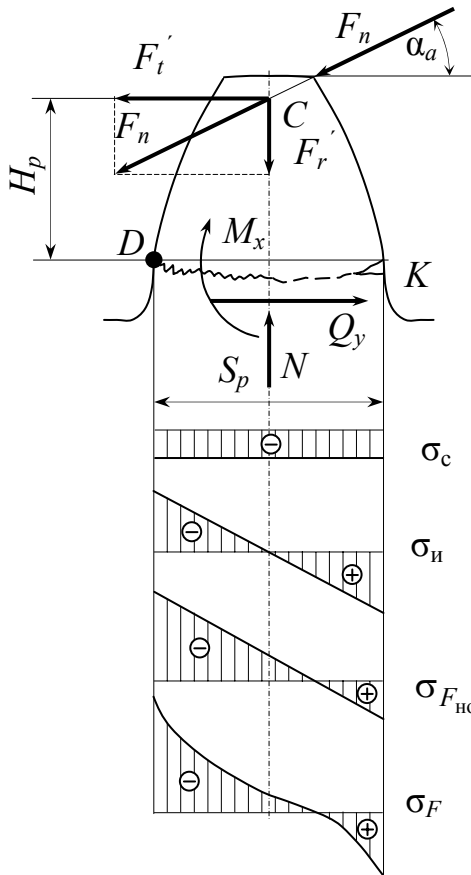


Рисунок 2.12 – Епюри напружень у ніжці зубця колеса

З рисунку 2.12 видно, що сила F'_t викликає поперечний згин зубця, а сила F'_r – стиск. Отже, у небезпечному поперечному перерізі зубця (у ніжці в місці переходу евольвенти в галтель зубця) виникають три внутрішні силових фактори: згинаючий момент M_x , поперечна сила Q_y і поздовжня сила N_z .

Підставивши у вираження (в) вхідні в нього величини, одержимо

$$\sigma_F = \frac{F'_t}{bm \cos \alpha} \frac{1}{\gamma_S^2} \left(\frac{6\gamma_h \cos \alpha_a}{\gamma_S} - \frac{\sin \alpha_a}{\gamma_S} \right) K_T.$$

Позначимо через

$$Y_F = \frac{1}{\cos \alpha} \left(\frac{6\gamma_h \cos \alpha_a}{\gamma_S^2} - \frac{\sin \alpha_a}{\gamma_S} \right) K_T -$$

коефіцієнт форми зубця, і вводячи коефіцієнти розрахункового навантаження $K_{F\beta}$ і K_{FV} , одержимо формулу для *перевірочного розрахунку прямих зубців коліс на опір втоми при згині*

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F}{bm} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma_F]. \quad (2.13)$$

Підставивши в формулу (2.13) $F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2T}{mz}$, одержимо

$$\sigma_F = \frac{2TY_F}{bm^2 z} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma_F]. \quad (2.14)$$

Для одержання формули проектувального розрахунку необхідно у вираженні (2.14) підставити $b = \psi_{bd} d_1 = \psi_{bd} m z_1$ і вирішити його щодо модуля зубців m

$$m \geq \sqrt[3]{2K_{FV}} \sqrt[3]{\frac{10^3 T_1 Y_{F1} K_{F\beta}}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_{F1}]}}. \quad (2.15)$$

Позначивши через $K_m = \sqrt[3]{2K_{FV}} = 1,4$ – допоміжний коефіцієнт, остаточно одержимо

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{10^3 T_1 Y_1 K_{F\beta}}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_{F1}]}}. \quad (2.16)$$

де T_1 – обертовий момент на валу шестерні, Н·м;

z_1 – число зубців шестерні;

$[\sigma_{F1}]$ – допустиме напруження для матеріалу шестерні при згині, МПа;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини шестерні щодо діаметра ділильного кола (приймається по таблиці 1).

Коефіцієнт форми зубця Y_F вибирається по таблиці 3 у залежності від числа зубців z колеса.

Через менше число зубців шестерні зубець в основі більш тонкий, чим у колеса; це відображається в більшій величині коефіцієнта Y_F ($Y_{F1} > Y_{F2}$).

Для забезпечення приблизно рівної міцності зубців шестерні і колеса шестерню роблять більш міцної, чим колесо.

Зубці шестерні і колеса мають рівний опір втоми при згині за умови

$$[\sigma_{F1}] / Y_{F1} \approx [\sigma_{F2}] / Y_{F2}.$$

2.7 Коефіцієнт розрахункового навантаження для зубців коліс

Представляє собою вираження

$$K = K_{\beta} K_V,$$

де K_{β} – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця (точніше по довжині контактних ліній, рисунок 2.13);

K_V – коефіцієнт динамічного навантаження.

Таблиця 3 – Значення Y_F для зовнішнього зачеплення

z	Y_F	z	Y_F	z	Y_F
17	4.26	30	3.79	80	3.60
20	4.07	35	3.75	100	3.60
22	3.98	40	3.70	150	3.60
24	3.92	45	3.66	200	3.60
26	3.88	50	3.65	Рейка	3.63
28	3.81	65	3.62		

Коефіцієнт нерівномірності навантаження ($K_{H\beta}$ і K_{FV}). Внаслідок пружних деформацій валів, корпусів, підшипників і самих зубчастих коліс, похибок виготовлення і складання сполучені зубчасті колеса перекошуються відносно один одного, викликаючи нерівномірний розподіл навантаження по ширині вінця. Пояснимо це складне явище на прикладі, що враховує тільки прогин валів. На рисунку 2.13 зображено взаємне розташування зубчастих коліс при деформованих валах у випадках симетричного (рисунок 2.13 а), несиметричного (рисунок 2.13 б) і консольного (рисунок 2.13 в) розташування коліс щодо опор. Вали прогинаються в протилежні сторони під дією сил у зачепленні.

При симетричному розташуванні опор прогин валів не викликає перекошу зубчастих коліс і, отже, майже не порушує розподілу навантаження по ширині вінця. Це сама добра нагода. При несиметричному і консольному розташуванні опор колеса перекошуються на кут γ , що приводить до порушення правильного торкання зубців (рисунок 2.13 г). Деформація зубців зменшує вплив перекосів і в більшості випадків зберігає їхнє зіткнення по всій довжині (рисунок 2.13 д). Однак при цьому навантаження перерозподіляється відповідно до величини деформації окремих ділянок зубців (рисунок 2.13 е). За інших рівних умов величина перекошу зростає зі збільшенням ширини коліс b , тому ширину коліс обмежують.

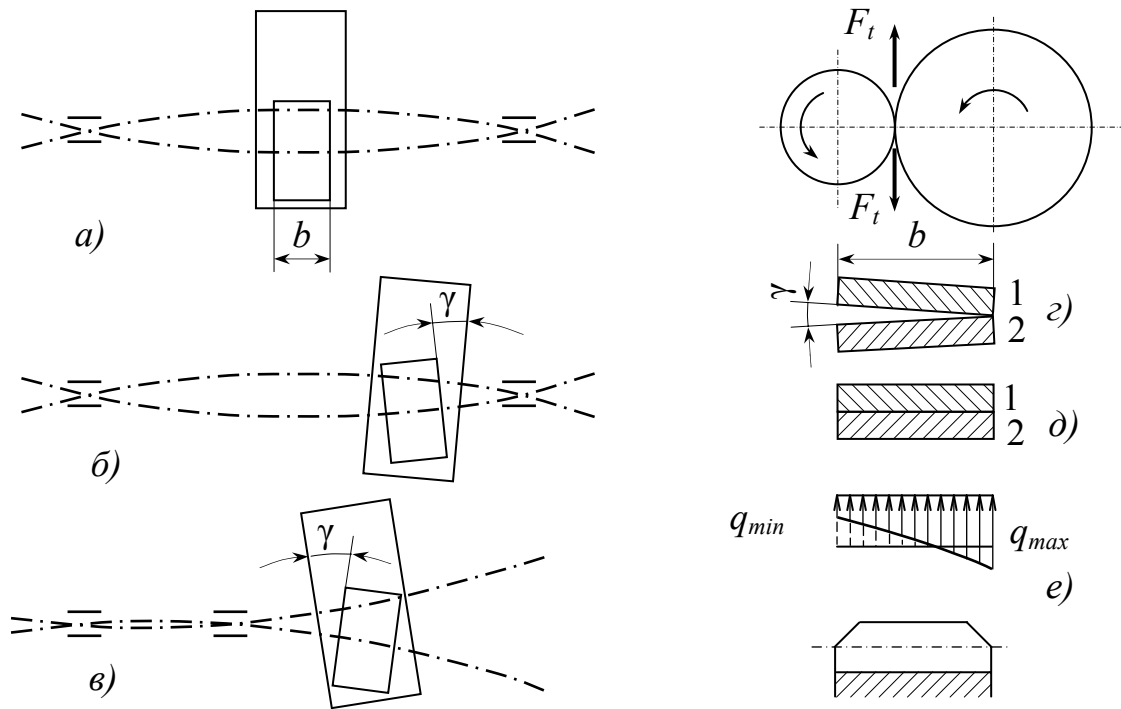


Рисунок 2.13 – До питання нерівномірності розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця сполучених коліс

У передачах, що припрацьовуються, у яких матеріал хоча б одного з коліс має твердість $H \leq 350HB$, а колова швидкість $V \leq 15 \text{ м/с}$, нерівномірність навантаження по ширині вінця поступово зменшується і може бути цілком усунута при постійному навантаженні внаслідок підвищеного місцевого спрацювання. При швидкостях $V > 15 \text{ м/с}$ приробка зубців різко погіршується, тому що між зубцями утвориться стійкий масляний шар, що захищає їх від спрацювання.

Вплив нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунку на втому при згині враховується коефіцієнтом $K_{F\beta}$ (таблиця 4), а при розрахунку на контактну втому – коефіцієнтом $K_{H\beta}$ (таблиця 5), що вибирають у залежності від коефіцієнта ширини вінця ψ_{bd} .

Коефіцієнт динамічного навантаження (K_{FV} і K_{HV}) враховує виникнення в зачепленні коліс додаткових динамічних навантажень (внутрішню динаміку в зачепленні) через похибки виготовлення зубців по кроку ($p_1 \neq p_2$). Його величина залежить від колової швидкості, точності виготовлення коліс, від мас приєднаних деталей (таблиці 6, 7).

Таблиця 4 – Орієнтовані значення коефіцієнта $K_{FВ}$

Розташування шестерні відносно опор	Твердість поверхонь зубців колеса $HВ$	$\psi_{bd} = b/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, опори – шарикопідшипники	До 350	1,16	1,37	1,64	–	–	–
	Більш 350	1,33	1,70	–	–	–	–
Консольне, опори – роликпідшипники	До 350	1,10	1,22	1,38	1,57	–	–
	Більш 350	1,20	1,44	1,71	–	–	–
Симетричне	До 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	Більш 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	–
Несиметричне	До 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,62
	Більш 350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	–

Таблиця 5 – Орієнтовані значення коефіцієнта $K_{HВ}$

Розташування шестерні відносно опор	Твердість поверхні зубців колеса $HВ$	$\psi_{bd} = b/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, опори – шарикопідшипники	До 350	1,08	1,17	1,28	–	–	–
	Більш 350	1,22	1,44	–	–	–	–
Консольне, опори – роликпідшипники	До 350	1,06	1,12	1,19	1,27	–	–
	Більш 350	1,11	1,25	1,45	–	–	–
Симетричне	До 350	1,04	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	Більш 350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несиметричне	До 350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	Більш 350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	–

2.8 Визначення допустимих напружень

2.8.1 Допустимі контактні напруження

Допустимі контактні напруження для розрахунку на втому при тривалій роботі розраховують за формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{n_H} Z_R K_{HL}, \quad (2.17)$$

де $\sigma_{HO} = \sigma_{H \lim b}$ – границя контактної витривалості активних поверхонь зубців, що відповідає базі іспитів зміни напружень N_{HO} , МПа;

n_H – коефіцієнт безпеки; K_{HL} – коефіцієнт довговічності; Z_R – коефіцієнт, враховуючий шорсткість сполучених поверхонь зубців.

Значення σ_{HO} приймають за таблицею 8.

Таблиця 6 – Орієнтовані значення коефіцієнта K_{HV}

Ступінь точності передачі	Твердість поверхні зубців, HB	Колова швидкість, м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	До 350	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,29}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
		$\frac{1,03}{1,00}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,03}$	$\frac{1,19}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,04}$
	Більш 350	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,08}$
		$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
8	До 350	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$
	Більш 350	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$
9	До 350	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$
	Більш 350	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
		$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

Коефіцієнт безпеки $n_H = 1,1$ при нормалізації, поліпшенні й об'ємному загартуванні зубців; $n_H = 1,2$ при поверхневому загартуванні і цементації.

База іспитів N_{HO} визначається за таблицею 9.

Коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує вплив терміну служби і режиму навантаження передачі. Коефіцієнт K_{HL} передбачає можливість підвищення допустимих напружень для короткочасно працюючих передач при $N_H < N_{HO}$, де N_H – розрахункова циклічна довговічність. На ділянці $N_H > N_{HO}$ (довгостроково працююча передача) лінія кривої втоми приблизно рівнобіжна осі абсцис, тобто на цій ділянці границя витривалості не змінюється, а $K_{HL} = 1$.

$$2,4 \geq K_{HL} = \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_H}} \geq 1 . \quad (2.18)$$

$$\text{Тут} \quad N_H = 60 n t_{\Sigma} = 573 \omega t_{\Sigma}, \quad (2.19)$$

де n (ω) – частота обертання (кутова швидкість) того з коліс, по матеріалу якого визначають допустимі напруження, об/хв (рад/с); t_{Σ} – тривалість роботи передачі за розрахунковий термін служби, год;

$$t_{\Sigma} = 300L_h C t_c K_c;$$

тут L_h -термін служби передачі, рік; C -число змін; t_c – тривалість зміни, год; K_c -коефіцієнт використання приводу протягом зміни.

Таблиця 7 – Орієнтовані значення коефіцієнта K_{FV}

Ступінь точності передачі	Твердість поверхні зубців	Колова швидкість, м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	До 350	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,62}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
		Більш 350	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$
	До 350		$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,72}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$
		Більш 350	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$
8	До 350		$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$
		Більш 350	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,05}$

Примітка. Значення K_V в чисельнику – для прямозубих коліс, у знаменнику – для косозубих.

Таблиця 8 – Границі контактної витривалості σ_{HO}

Термічна обробка зубців	Твердість поверхонь зубців	Матеріал	σ_{HO} , МПа
Нормалізація, поліпшення Об'ємне загартування Поверхнєве загартування	$H \leq 350 HB$ $H = (38 \dots 50) HRC$ $H = (40 \dots 50) HRC$	Сталь вуглецева і легована	$2 HB + 70$ $18 HRC + 150$ $17 HRC + 200$
Цементация і нітроцементация	$H \geq 56 HRC$	Сталь легувана	$23 HRC$

Таблиця 9 – База іспитів

Твердість поверхонь зубців HV	до 200	250	300	350	400	450	500	550	600
N_{HO} , млн. циклів	10	17,0	26,4	38,3	52,7	70	90	113	140

Значення коефіцієнта Z_R , загальне для шестірні і колеса, приймають до розрахунку для того з коліс зубчастої пари, у якій більш груба поверхня. ГОСТ 21354-81 рекомендує: $Z_R = 1$ 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 $R_z = 40 \dots 10$ мкм.

2.8.2 Допустимі напруження згину

Для розрахунку зубців на опір втоми при тривалій роботі допустимі напруження визначають за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{n_F} Y_R K_{FL}, \quad (2.20)$$

де $\sigma_{FO} = \sigma_{F \lim b}^o$ – границя витривалості зубців при згині, що відповідає базі іспитів при віднулевому циклі зміни напружень, МПа (таблиця 10); n_F – коефіцієнт безпеки, $n_F = 1,7 \dots 2,2$; Y_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зубця ($Y_R = 1,05$ – при цементації і нітроцементації; $Y_R = 1,2$ – при нормалізації і поліпшенні; $Y_R = 1,05 \dots 1,2$ – при об'ємному загартуванні і загартуванні СВЧ); K_{FL} – коефіцієнт довговічності, його визначають за виразами:

$$\begin{aligned} \text{при } H \leq 350HV \quad K_{FL} &= 6 \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_F}}; \quad 2 \geq K_{FL} \geq 1; \\ \text{при } H > 350HV \quad K_{FL} &= \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_F}}; \quad 1,6 \geq K_{FL} \geq 1; \end{aligned} \quad (2.21)$$

тут $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – база іспитів зміни напружень при згині для всіх сталей; N_F – розрахункова циклічна довговічність при постійному режимі навантаження; визначається за формулою (2.19).

Таблиця 10 – Наближені значення границі витривалості при згині зубців

Спосіб термічної або хімікотермічної обробки	Твердість зубців, H		Сталь	y_{FO} , МПа
	на поверхні	в серцевині		
Відпал, нормалізація або поліпшення	(180...300)HB		Вуглецева або легована	$1,8 HB_{cp}$
Об'ємне загартування	(45...55)HRC		Легована	550...600
Поверхнєве загартування	(48...58)HRC	(30...45)HRC		750...850
Цементация і нітроцементация	(56...62)HRC	(32...45)HRC		750...850
Азотування	(50...60)HRC	(24...40)HRC		$300+1,2 HRC$ (серцевини зубця)

3 КОСОЗУБИ ЦИЛІНДРИЧНІ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Устрій, достоїнства і недоліки

Циліндричні колеса, у яких зубці розташовані по гвинтових лініях на ділільному циліндрі d_i ($i = 1,2$), називаються косозубцями (рисунок 3.1 а). При цьому крок гвинтової лінії зубця дуже значний у порівнянні з шириною b вінця, і криволінійність зубця малопомітна. У пари сполучених косозубих коліс із зовнішнім зачепленням кути нахилу зубців щодо утворюючої ділільного циліндра β рівні по величині, але протилежні по напрямку (на рисунку 3.1 а шестерня з правим напрямком зубців, а колесо – з лівим).

Шевронне колесо являє собою здвоєне косозубе колесо, обід якого може бути виконаний як єдине ціле (рисунок 3.1 б), так і з роздвоєнням вінців доріжкою. Доріжка в середині колеса необхідна для виходу інструмента, що ріже – черв'ячної фрези.

Косозубі колеса нарізають тим же інструментом, що і прямозубі, методом копіювання (на фрезерних верстатах), чи методом обкатування (на зубодовблячих чи зубофрезерних верстатах). При цьому поворотом інструмента на кут β одержують нахил зубця.

Переваги косозубих передач:

- висока плавність зачеплення, тому що зубці коліс вступають і виходять із зачеплення не відразу всією шириною b , а поступово;
- знижені шум і додаткові внутрішні динамічні навантаження;
- більш висока несуча здатність, тому що в одночасній роботі знаходяться мінімум дві пари зубців і більше.

Недоліком косозубих передач є наявність осьової сили, що прагне зрушити колесо з валом уздовж його осі і потребує осьової фіксації вала. Тому кут нахилу зубців обмежується і рекомендується приймати $\beta = 8...25^\circ$.

У шевронних коліс внаслідок різного напрямку зубців на напівшевронах осьові сили взаємно врівноважуються на колесі і на підшипники не передаються. Це дозволяє виконувати шевронні колеса з кутом нахилу зубця $\beta = 25...40^\circ$, що підвищує міцність зубця і плавність роботи передачі.

Недоліком шевронних передач є великі витрати на виготовлення коліс.

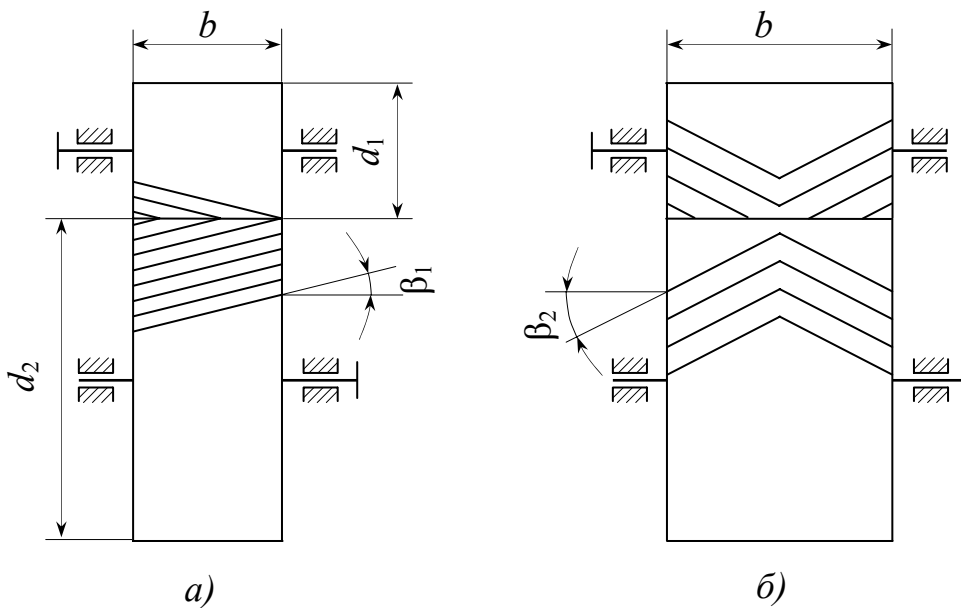


Рисунок 3.1 – Кінематичні схеми циліндричних передач з непрямыми зубцями

Геометричний і міцнісний розрахунки шевронної передачі аналогічні розрахункам косозубої передачі. Для шевронної передачі коефіцієнт ширини обода колеса $\psi_{ba} = 0,4...0,8$, а в прокатному устаткуванні $\psi_{ba} \leq 1,25$.

3.2 Геометричний розрахунок зубчастого вінця циліндричного колеса з непрямыми зубцями

У косоzubого колеса відстань між зубцями можна вимірити в торцевому чи коловому $t - t$ і нормальному $n - n$ напрямках (рисунок 3.2). У першому випадку одержимо коловий крок p_t , у другому – нормальний крок p_n .

Різними в цих напрямках будуть і модулі зубців: $m_t = p_t / \pi$ – коловий модуль, тобто лінійна величина, у π раз менша колового кроку зубців; $m_n = p_n / \pi$ – нормальний модуль зубців.

Згідно рисунку 3.2 б

$$p_t = p_n / \cos \beta,$$

отже,

$$m_t = m_n / \cos \beta. \quad (3.1)$$

Профіль косоzubця в нормальному перерізі відповідає вихідному контуру інструментальної рейки і, отже, збігається з профілем прямого зубця $m = m_n$. Нормальний модуль повинний відповідати регламентованим ГОСТ 9563-60 і є вихідною величиною при розрахунках геометричних параметрів.

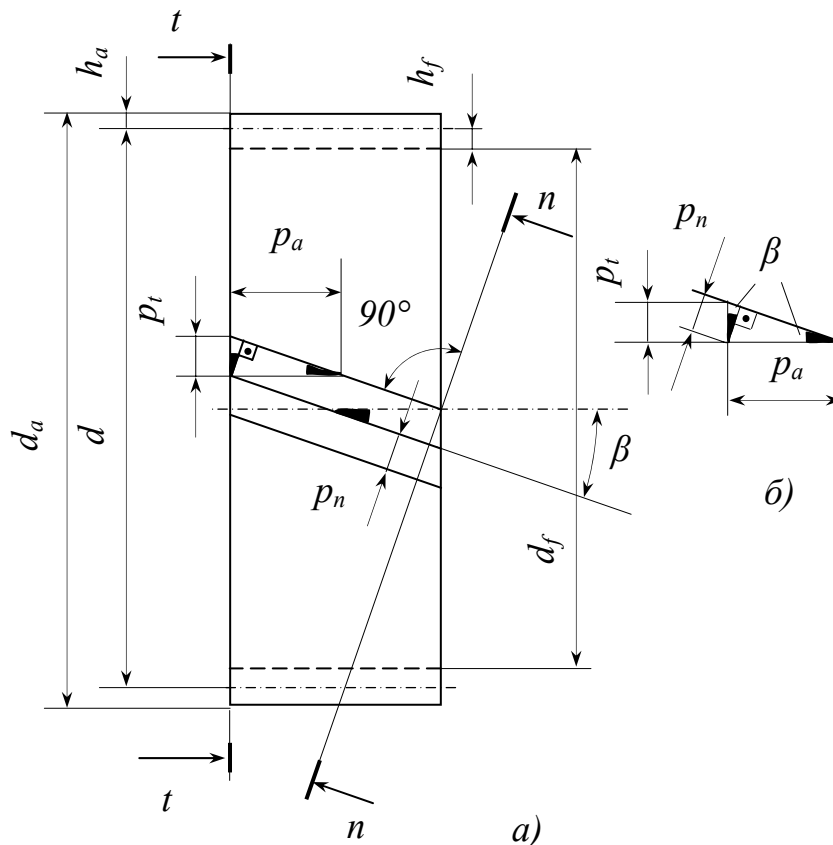


Рисунок 3.2 – Геометричні характеристики косоzubого вінця колеса

Діаметр дільного і початкового кола

$$d = d_{\omega} = m_t z = m_n z / \cos \beta.$$

Висота голівки косої зубця h_a і ніжки зубця h_f :

$$h_a = m_n; \quad h_f = 1,25m_n.$$

Діаметр кола вершин

$$d_a = d + 2h_a = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right).$$

Діаметр кола западин

$$d_f = d - 2h_f = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2,5 \right).$$

Міжосьова відстань

$$a_{\omega} = (d_1 + d_2) / 2 = m_n (z_1 + z_2) / (2 \cos \beta) = m_n z_{\Sigma} / (2 \cos \beta). \quad (3.2)$$

3.3 Сили, що діють у зачепленні косозубих коліс

Розглянемо сили в момент контакту зубців у полюсі зачеплення Π (рисунок 3.3 а).

Колова сила знаходиться з умови рівноваги колеса:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (3.3)$$

Інші складові, а також сили F_{v2} і F_{n2} легко визначити за схемою розкладання сил:

$$\begin{aligned} F_{v2} &= \frac{F_{t2}}{\cos \beta}; & F_{r2} &= F_{v2} \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_{t2}}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha_n; \\ F_{a2} &= F_{t2} \operatorname{tg} \beta; & F_{n2} &= \frac{F_{v2}}{\cos \alpha_n} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_n \cos \beta}. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Напрямок осьової сили F_{a2} залежить від того, є колесо ведучим чи відомим, від напрямку обертання колеса, а також від напрямку зубця (правого чи лівого).

У шевронних колесах осьові сили взаємно знищуються і на опори не передаються (рисунок 3.4).

Розрахунок зубців косозубих коліс у найпростішому виді можна звести до розрахунку прямозубих коліс, міцності яких взаємно еквівалентні. Для виконання цієї умови необхідно, щоб:

- а) колеса мали рівні по довжині зубці;
- б) профіль зубця прямозубого колеса відповідав профілю косозубого колеса в нормальному перерізі;
- в) сили, що діють на зубець косозубого колеса в його нормальному перерізі дорівнювали силам, що діють на зубець прямозубого колеса.

Як видно з рисунку 3.3 між зубцем косозубого колеса і зубцем еквівалентного прямозубого колеса дотримані всі три умови:

$$b_v = l = b / \cos \beta,$$

де b_v – довжина зубця еквівалентного колеса; l – довжина зубця косозубого колеса;

$$m_v = m_n, \quad \delta_v = \delta_n,$$

де m_v і δ_v – модуль і кут зачеплення еквівалентного колеса.

Сили, що діють на зубець еквівалентного колеса, ті ж, що і на косозубому у його нормальному перерізі.

Для визначення діаметра і числа зубців еквівалентного колеса розглянемо переріз $n - n$, нормальний до осі зубця (рисунок 3.3 в). У перерізі виходить еліпс. На контурі еліпса будуть розташовані зубці, що вийшли від перетинання січної площини з профілями зубців косозубого колеса.

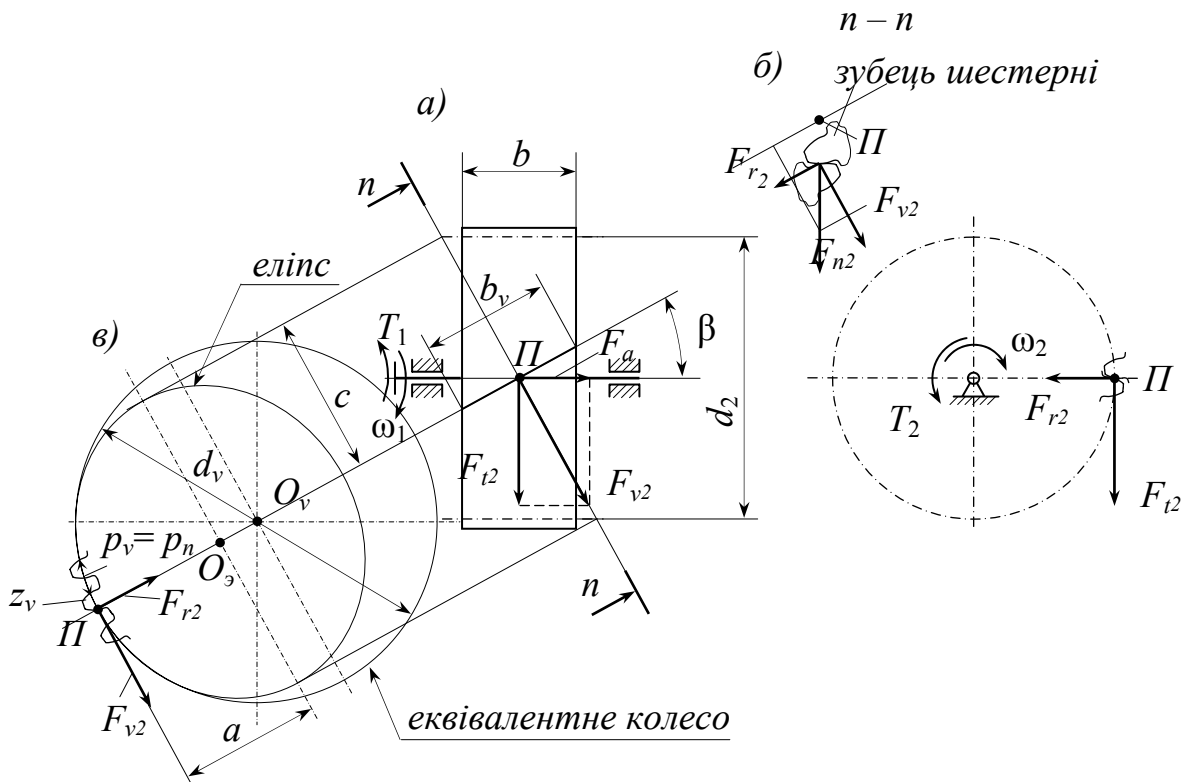


Рисунок 3.3 – Сили, діючі на зубець косозубого колеса, і утворення еквівалентного прямозубого колеса

Через перемінну кривизну, зубці еліпса будуть відрізнятися від нормального профілю зубців колеса, але в точці Π ці профілі будуть збігатися. Для того щоб зубці еквівалентного колеса мали профіль, що відповідає профілю в нормальному перерізі косозубого колеса, потрібно, щоб його радіус дорівнював радіусу кривизни еліпса в точці Π .

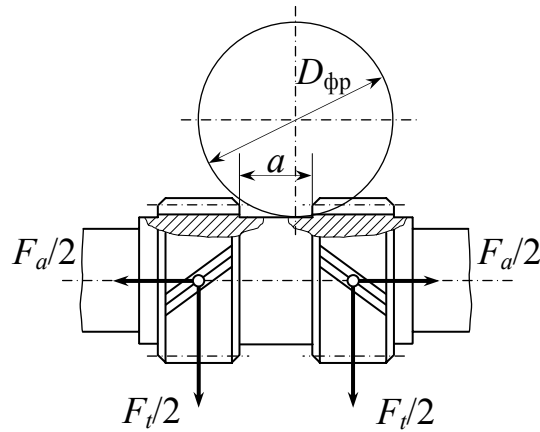


Рисунок 3.4 – Сили, діючі на полушевронах шестерні

Як відомо з аналітичної геометрії, радіус кривизни еліпса в точці P

$$r_v = \frac{c^2}{a},$$

де $a = \frac{d}{2}$, $c = \frac{d}{2 \cos \beta}$ – мала і велика півосі еліпса.

Маємо

$$r_v = \frac{d^2}{4 \cos^2 \beta d} 2 = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}; \quad d_v = 2r_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}; \quad (3.5)$$

Але

$$d_v = m_v z_v \quad \text{і} \quad d = \frac{m_n}{\cos \beta} z, \quad \text{тому} \quad m_v z_v = \frac{m_n}{\cos^3 \beta} z, \quad \text{звідки}$$

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (3.6)$$

3.4 Особливості косозубого зачеплення

На відміну від прямозубої, у косозубої передачі зубці входять у зачеплення не відразу по всій довжині, а поступово, в результаті чого в зачепленні знаходяться декілька пар зубців. Це приводить до зменшення навантаження на зубець і нерівномірного його розподілу між зубцями – воно розподіляється пропорційно довжинам контактних ліній 1, 2, 3 (рисунок 3.5 б).

На бічній поверхні косоного зубця лінія контакту розташовується під деяким кутом λ до утворюючого ділильного циліндра (рисунок 5.5 а), що збільшується з ростом кута β . Ця властивість косозубої передачі враховується введенням у вираження розрахункового навантаження додаткового коефіцієнта $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$), що враховує розподіл навантаження між зубцями.

Для косозубих передач питоме нормальне навантаження на зубець визначається по вираженню:

$$q_{n\text{рас}} = \frac{F_n}{l_\Sigma} K_B K_V K_\beta, \quad (3.7)$$

де $l_\Sigma = \frac{b e_\beta}{\cos \beta} K_e$ – сумарна довжина контактних ліній; K_e – коефіцієнт, що враховує змінність сумарної довжини контактних ліній. Тоді одержимо:

$$q_{n\text{рас}} = \frac{F_t \cos \beta}{\cos \beta_n \cos \beta b e_\beta K_e} K, \quad (3.8)$$

де $K = K_B K_V K_\beta$ – коефіцієнт навантаження.

Косозубі колеса можуть працювати без порушення зачеплення навіть при коефіцієнті торцевого перекриття $e_\beta < 1$, за умови, що коефіцієнт осьового перекриття $\varepsilon_\beta > 1$ (див. рисунок 3.2) і який являє собою:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b}{p_a} = \frac{b \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b \sin \beta \cos \beta}{\cos \beta \pi m_n},$$

остаточно маємо:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}. \quad (3.9)$$

При обертанні коліс, що зачіпаються, лінія контакту переміщується в напрямку від лінії 1 до лінії 3. При цьому небезпечним може виявитися положення 1, у якому в зубці відламується кут. Втомна тріщина утвориться в основі ніжки зубця в місці концентрації напружень і потім поширюється під деяким кутом. Навантаження q_n досягає максимального значення на середній лінії зубця.

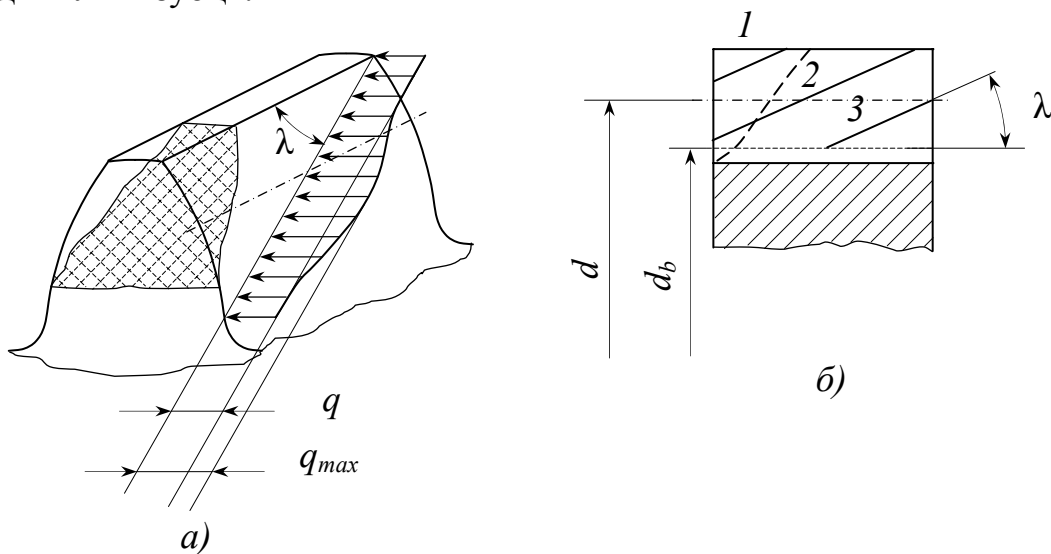


Рисунок 3.5 – Характер розподілу навантаження між зубцями і по довжині контактної лінії

3.5 Розрахунок на контактну втому активних поверхонь зубців коліс косолюбих передач

Виведення формули для *перевірочного розрахунку* базується на заміні косолюбих коліс еквівалентними прямолюбими колесами. При цьому вихідна формула для визначення контактних напружень має вигляд

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_n E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1-\mu^2)}} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \leq [\sigma_H]. \quad (a)$$

Приведений радіус кривизни профілів зубців прямолюбих еквівалентних коліс визначається з обліком (5.5) за виразом :

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_{v2}\rho_{v1}}{\rho_{v2} \pm \rho_{v1}} = \frac{d_{v2}d_{v1} \sin^2 \alpha_n / 4}{(d_{v2} \pm d_{v1}) \sin \alpha_n / 2} = \frac{d_{v2} \sin \alpha_n}{2(u \pm 1)} = \frac{d_1 u \sin \alpha_n}{2(u \pm 1) \cos^2 \beta}. \quad (б)$$

З огляду на вираз (5.8) і (б), вихідна формула (а) здобуває вигляд:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t \cos^2 \beta E_{\text{пр}}}{b \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \cos \alpha_n \sin \alpha_n} \frac{u \pm 1}{u} \frac{2}{d_1 2\pi(1-\mu^2)}} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \leq [\sigma_H].$$

Позначимо :

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{\pi(1-\mu^2)}} = 275 \text{ МПа}^{1/2} \text{ – коефіцієнт, враховуючий механічні властивості матеріалу коліс;}$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \beta}{\sin 2\alpha_n}} = 1,76 \cos \beta \text{ – коефіцієнт, враховуючий форму сполучених}$$

поверхонь зубців;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha K_\varepsilon}} \text{ – коефіцієнт, враховуючий сумарну довжину контактних ліній}$$

в залежності від $\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$ и $K_\varepsilon = 0,9 \dots 0,95$.

Тоді формула для *перевірочного розрахунку* буде мати вигляд:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{u \pm 1}{u}} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \leq [\sigma_H]. \quad (3.10)$$

Якщо представити:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_2(u \pm 1)}{2au} = \frac{T_2(u \pm 1)}{au}, \text{ а } d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}, \text{ то ми одержимо}$$

$$\sigma_{H2} = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{au} \sqrt{\frac{T_2 * 10^3 (u \pm 1)^3}{2b_2}} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \leq [\sigma_{H2}]. \quad (3.11)$$

Значення $K_{H\alpha}$ ($K_{F\alpha}$) призначають за таблицею 11.

Проектний розрахунок. Аналогічно прямозубій передачі міжосьова відстань a визначають за проектувальним розрахунком. Виведемо цю формулу.

Для цього в (5.11) підставимо $b_2 = \psi_{ba}a$ і розв'яжемо його відносно a :

$$a \geq (u \pm 1) \sqrt[3]{0,5(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{Hv} K_{H\alpha}} \sqrt[3]{\frac{T_2 10^3 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_{H2}]^2}},$$

або

$$a \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 10^3 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_{H2}]^2}}, \quad (3.12)$$

де $K_a = \sqrt[3]{0,5(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{Hv} K_{H\alpha}} = 43 \text{ МПа}^{1/3}$ – допоміжний коефіцієнт при розрахунку сталевих косозубих коліс.

Таблиця 11 – Значення коефіцієнта $K_{H\alpha}$ ($K_{F\alpha}$)

Ступінь точності передачі	$K_{H\alpha}$			$K_{F\alpha}$
	Колова швидкість, м/с			
	8	10	15	
6	1,01	1,03	1,04	0,72
7	1,05	1,07	1,09	0,81
8	1,09	1,13	–	0,91

3.6 Розрахунок зубців коліс на опір втомі при згині

Розрахунок косозубих передач ведуть по формулах еквівалентних прямозубих передач із введенням у них поправочних коефіцієнтів.

Перевірочний розрахунок. Аналогічно розрахунку прямозубої передачі напруження згину в зубцях

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_V}{b_v m_v} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha} \leq [\sigma_F]$$

де $F_v = \frac{F_t}{\cos \beta}$; $b_v = \frac{b}{\cos \beta}$.

Тоді одержимо

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_t}{b m_n} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha} \leq [\sigma_F], \quad (3.13)$$

де $Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}$ – коефіцієнт, враховуючий перекриття зубців. За ГОСТ 21354-75 для косозубих коліс $K_\varepsilon = 1$;

$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$ – коефіцієнт, враховуючий нахил зубців.

Оскільки $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_1}{m_n z_1} \cos \beta$, то формула (5.13) прийме вигляд

$$\sigma_{a1} = Y_{F1} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{2T_1 10^3}{b m_n^2 z_1} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha} \leq [\sigma_{F1}]. \quad (3.14)$$

Проектувальний розрахунок. Аналогічно розрахунку прямозубої передачі визначають нормальний модуль зачеплення. Підставимо в (3.14)

$b = \psi_{bd} d_1 = \psi_{bd} \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$ і розв'яжемо його відносно m_n :

$$m_n = \sqrt[3]{2Y_\varepsilon Y_\beta \cos^2 \beta K_{Fv} K_{F\alpha} \frac{T_1 10^3 Y_{F1}}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_{F1}]}} ,$$

або

$$m_n = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 10^3 Y_{F1}}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_{F1}]}} , \quad (3.15)$$

де $K_m = \sqrt[3]{2Y_\varepsilon Y_\beta \cos^2 \beta K_{Fv} K_{F\alpha}} = 1,12$ – допоміжний коефіцієнт;

Y_{F1} вибирається за таблицею в залежності від еквівалентного числа зубців шестерні $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta$ і представляє собою коефіцієнт форми зубця.

3.7 Послідовність розрахунку коліс циліндричної передачі

Проектувальний розрахунок виконують за критерієм опору контактної втоми активних поверхонь зубців, тобто при твердості поверхонь зубців $H \leq 350HB$.

1. Вибирають матеріал коліс і призначають їхню термічну обробку.
2. За таблицею 9 приймають базу іспитів N_{HO} ($N_{FO} = 4 \cdot 10^6$) для шестерні і колеса.

Визначають циклічну довговічність коліс N_H (формула (2.19)), коефіцієнти довговічності K_{HL} (K_{FL}) (формули (2.18) і (2.21₁)).

3. За таблицями 8 і 10 визначають значення границь витривалості для колеса і шестерні $\sigma_{Hlimb} = \sigma_{HO}$ і $\sigma_{Flimb}^0 = \sigma_{FO}$ відповідно.

4. Визначають допустимі напруження:

а) контактні $[\sigma_{H2}]$ (формула (2.17) для матеріалу колеса, як менш міцного при розрахунку прямозубих коліс; при розрахунку косозубих коліс визначають $[\sigma_{H1}]$ і $[\sigma_{H2}]$ і з огляду на велику різницю рекомендуємих твердістей поверхонь зубців коліс, приймають менше з двох отриманих за залежностями:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]); [\sigma_H] = 1,23[\sigma_2];$$

б) згину $[\sigma_F]$ (формула (2.20) для матеріалу шестірні і колеса.

5. Задаються розрахунковим значенням коефіцієнта ширини вінця ψ_{ba} і знаходять за виразом значення $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1)$, а потім за таблицею 5 знаходять коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зубця $K_{H\beta}$.

6. Визначають міжосьову відстань за умови забезпечення втомної контактної міцності зубців a_w .

7. Задаються модулем зубців m для прямозубих коліс і m_n – для косозубих.

При цьому модуль варто округлити до значень СТ СЭВ 310-76.

8. При розрахунку прямозубих коліс визначають сумарне число зубців z_Σ , а потім числа зубців шестірні z_1 і колеса z_2 . При розрахунку косозубих коліс попередньо приймають кут β , визначають числа зубців z_Σ, z_1, z_2 , а потім уточнюють значення кута β .

9. Визначають передатне відношення.

10. Визначають геометричні розміри коліс і передачі.

11. Визначають колову швидкість коліс V і призначають ступінь точності виготовлення.

12. Визначають сили в зачепленні.

13. Приймають коефіцієнти динамічного навантаження K_{HV}, K_{FV} (таблиці 6, 7) і додатково коефіцієнти $K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$ (таблиці 11).

14. Визначають розрахункові контактні напруження σ_{H2} в зоні зачеплення зубців. Допускається недовантаження не більш 10% чи перевантаження до 5%. Якщо умова міцності не виконується, то збільшують ширину вінця колеса, не виходячи за межі рекомендацій ψ_{bd} . Якщо це не дасть належного ефекту, то або збільшують міжосьову відстань a_w , або вибирають інші матеріали коліс чи іншу термічну обробку, а розрахунок повторюють.

15. Виконують перевірочний розрахунок зубців на опір втоми при згині. За таблицею 3 приймають коефіцієнти форми зубців Y_{F1}, Y_{F2} . Для косозубих коліс попередньо визначають z_{v1}, z_{v2} і вже за них за таблицею 3 приймають коефіцієнти форми зубця.

16. Визначають розрахункові напруження σ_F в основі зубців коліс. Якщо при перевірочному розрахунку σ_F значно менше $[\sigma_F]$, те це припустимо. Якщо $\sigma_F > [\sigma_F]$, то задаються новим модулем m , відповідно змінюючи z_1 і z_2 і повторюють перевірочний розрахунок передачі при згині. При цьому міжосьова відстань a_w не змінюється, а отже, не порушується опір контактної втоми зубців коліс.

4 КОНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ З ПРЯМИМИ ЗУБЦЯМИ

4.1 Загальні відомості про передачі

Конічна зубчаста передача складається з двох прямих конусів, геометричні осі яких перетинаються під кутом Σ у точці O , що є вершиною конусів (рисунок 4.1). Таким чином, конічні зубчасті колеса застосовують у передачах, призначених для передачі на відстань і перетворення параметрів обертального руху між валами, геометричні осі яких перетинаються в просторі під деяким кутом Σ .

Зубці на бічних поверхнях конусів відрізняються від зубців циліндричних коліс тим, що їхні розміри (товщина і висота) поступово зменшуються в міру наближення до вершини конусів. З конічними колесами можна мислено зв'язати два конуси, які при обертанні коліс перекочуються один по іншому без ковзання. Їх називають *початковими (ділільними) конусами*.

Кінематика конічної зубчастої передачі аналогічна кінематиці фрикційної передачі з катками, що відповідають початковим конусам зубчастої передачі.

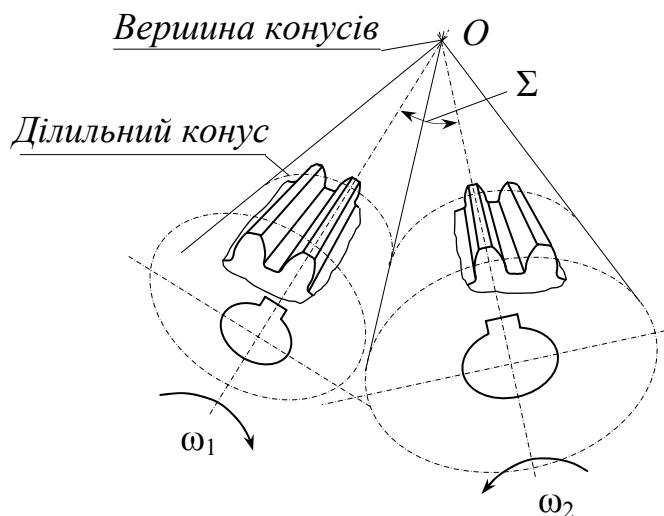


Рисунок 4.1 – Схема конічної зубчастої передачі

Зубці конічних коліс нарізають так само, як і циліндричних – методом обкатування, на спеціальних верстатах.

Найбільш поширені передачі з кутом $\Sigma = 90^\circ$. Конічні передачі складніше циліндричних у виготовленні і монтажі. Перетинання геометричних осей валів утрудняє розміщення опор. Одне з конічних коліс, як правило, розташовується консольно. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубця.

У конічному зачепленні діють осьові сили, в зв'язку з чим конструкція опор ускладнена. Усе це приводить до того, що навантажувальна здатність конічної передачі складає лише близько 0,85 у порівнянні з циліндричною.

Конічні передачі розрізняють із прямими, косими (тангенціальними) і круговими зубцями (рисунок 4.2).

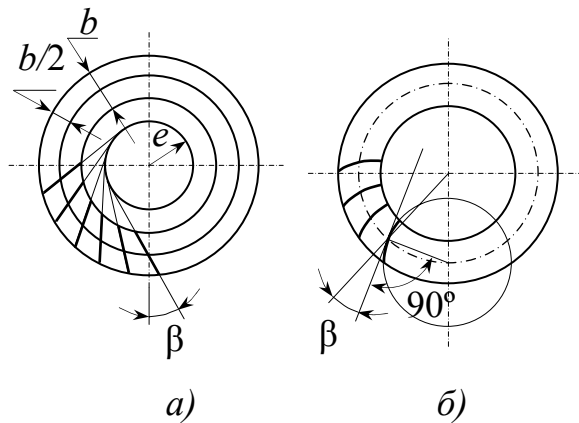


Рисунок 4.2 – Види конічних передач

Тангенціальні зубці (рисунок 4.2 а) спрямовані за дотичною до деякого уявлюваного кола радіусом e і складають з утворюючого ділильного конуса кут β . Круговий зубець (рисунок 4.2 б) розташовується по дузі кола, по якому рухається інструмент при нарізанні зубців.

Кут нахилу кругового зубця перемінний. Величина кута $\beta \leq 30^\circ$ – для коліс з тангенціальним зубцем і $\beta_m = 35^\circ$ – для коліс із круговим зубцем.

Частіше застосовують конічні колеса з круговими зубцями, що володіють поруч переваг: при однакових габаритних розмірах мають більш високу несучу здатність; при підвищених колових швидкостях (до 11 м/с) працюють плавно і безшумно унаслідок великого перекриття зубців у зачепленні; зберігають задовільну пляму контакту при значних деформаціях деталей передачі.

4.2 Геометричний розрахунок зубчастого вінця коліс і передачі

Роль початкових і ділильних циліндрів у циліндричних зубчастих передачах виконують у конічних зубчастих передачах початкові і ділильні конуси (рисунок 4.3).

У конічних передачах початкові і ділительні конуси завжди збігаються. Кути ділительних конусів позначають відповідно δ_1 і δ_2 . Кути між осями $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$. Евольвентні зубці конічного колеса профілюють на розгорненні додаткового конуса, утворюючи якого перпендикулярна утворюючої ділительного конуса. Додаткові конуси можна побудувати для зовнішнього, середнього і внутрішнього перерізів конічного колеса. Ширина зубчастого колеса b обмежена двома додатковими конусами – зовнішнім і внутрішнім.

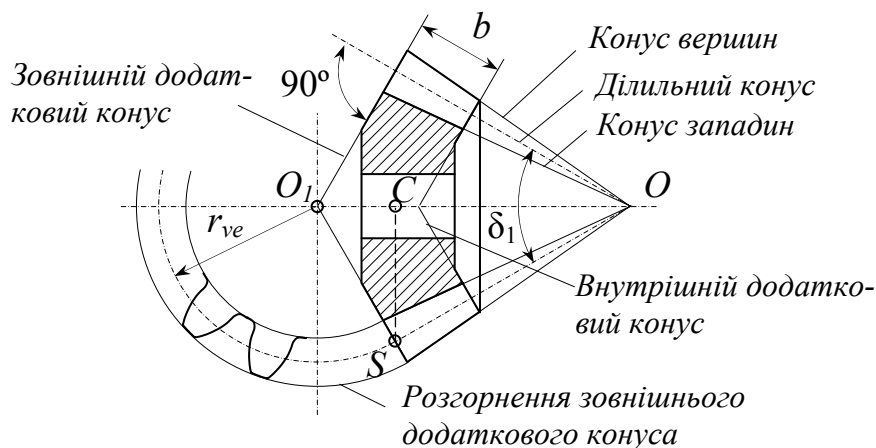


Рисунок 4.3 – Утворення зубчастого конічного колеса

По довжині зубця модуль, а відповідно і висота змінні. Для зручності виміру конічних коліс їхні розміри прийнято визначати по зовнішньому торці зубця, утвореному зовнішнім додатковим конусом.

Максимальний модуль зубців m_e – зовнішній коловий модуль, отриманий по зовнішньому торці, іноді називають виробничим модулем. Його округляють за ГОСТ 9563-60.

Зовнішній ділительний діаметр (рисунок 4.4)

$$d_e = m_e z.$$

Для нормального зачеплення висота голівки і висота ніжки відповідно

$$h_{ae} = m_e; \quad h_{fe} = 1,2m_e.$$

Зовнішній діаметр вершин зубців

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta = m_e (z + 2 \cos \delta)$$

Зовнішня конусна відстань (див. трикутник aCS)

$$R_e = \frac{1}{2} \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = \frac{d_{e1}}{2} \sqrt{u^2 + 1} = \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{u^2 + 1}$$

або

$$R_e = d_{e1} / (2 \sin \delta_1) = m_e z_1 / (2 \sin \delta_1).$$

Середня конусна відстань

$$R = R_e - 0,5b$$

Кут ніжки зубця

$$\operatorname{tg} \theta_f = h_{fe} / R_e.$$

За ГОСТ 19624-74 $\theta_{a1} = \theta_{f2}$; $\theta_{a2} = \theta_{f1}$; тут θ_a - кут головки зубця.

Середній ділительний діаметр шестерні

$$d_{m1} = m z_1 = d_{e1} - b \sin \delta_1 = d_{e1} - b / \sqrt{u^2 + 1}, \quad (4.1)$$

де b - ширина вінця коліс.

Розділивши на z_1 ліву і праву частини формули (6.1), одержимо середній модуль зубців

$$m = m_e - (b \sin \delta_1) / z_1. \quad (4.2)$$

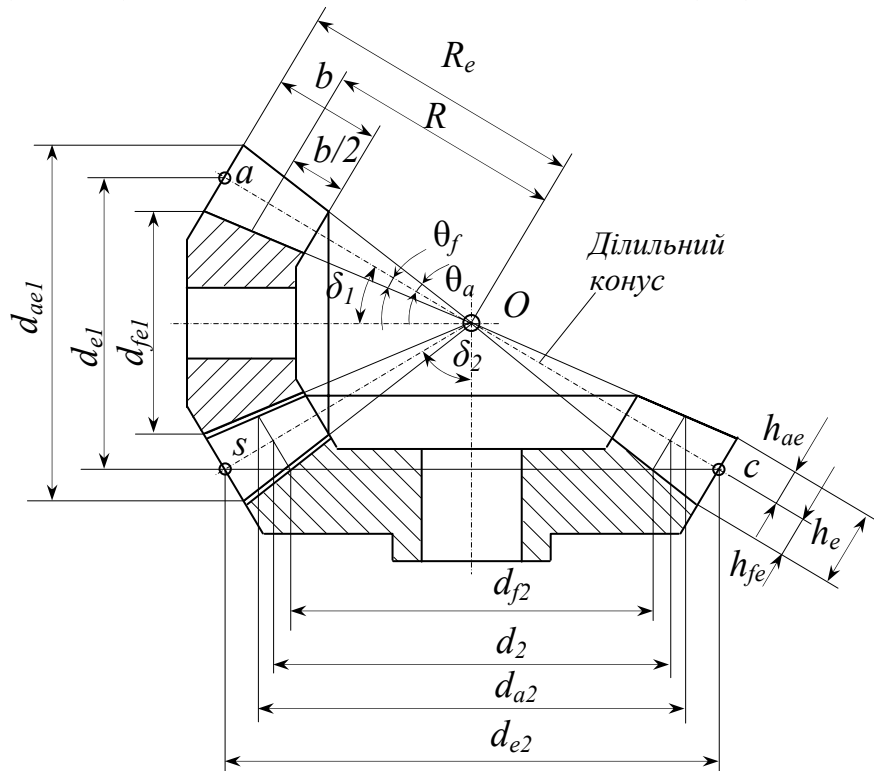


Рисунок 4.4 – До розрахунку геометричних параметрів зубчастого вінця кінцевого колеса

4.3 Передаточне відношення

За умови рівності колової швидкості точки A в системі 1-го і 2-го коліс на поверхнях початкових (ділительних) конусів (рисунок 4.5) одержуємо вираз передатного відношення для кінцевої зубчастої передачі:

$$v_{A_1} = \omega_1 \frac{d_{e1}}{2} = \omega_1 \frac{m_e z_1}{2} = \omega_1 (OA) \sin \delta_1; \quad (a)$$

$$v_{A_2} = \omega_2 \frac{d_{e2}}{2} = \omega_2 \frac{m_e z_2}{2} = \omega_2 (OA) \sin \delta_2. \quad (б)$$

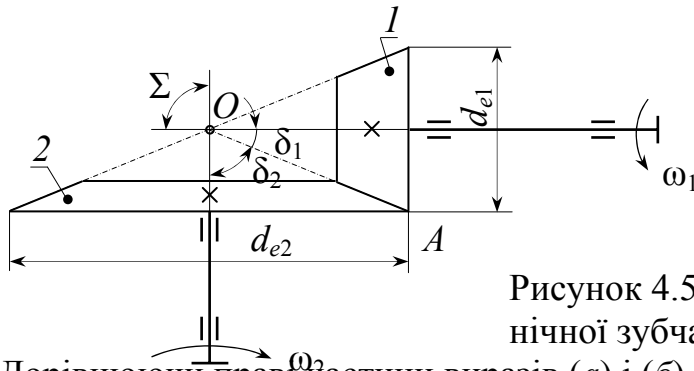


Рисунок 4.5 – Кінематична схема конічної зубчастої передачі

Дорівнюючи праві частини виразів (а) і (б), одержимо вираження для передаточного відношення конічних зубчастих передач:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin(90 - \delta_2)} = \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 . \quad (4.3)$$

4.4 Приведення прямозубого конічного колеса до еквівалентного прямозубого циліндричного колеса

Профілі зубців конічного колеса, побудовані на розгорненні додаткового конуса, дуже близькі до профілів зубців еквівалентного прямозубого циліндричного колеса, ділильне коло якого отримана розгорненням додаткового конуса на площину (рисунок 4.3).

3 ΔO_1CS радіус (діаметр) ділильного кола еквівалентного колеса

$$r_{ve_i} = \frac{r_{e_i}}{\cos \delta_i}$$

або

$$d_{ve_i} = \frac{d_{e_i}}{\cos \delta_i} \quad (4.4)$$

Приймаючи $d_{ve_i} = m_e z_{v_i}$ і $d_{e_i} = m_e z_i$, одержимо вираження для визначення чисел зубців еквівалентних коліс

$$z_{v_i} = \frac{z_i}{\cos \delta_i} , \quad (4.5)$$

де z_i (z_1 і z_2) – дійсні числа зубців конічних коліс;

1 і 2 – індекс конічного колеса.

Хоча розрахунок коліс конічних зубчастих передач ГОСТом ще не регламентований, проте доцільно виконувати його, орієнтуючись на залежності, приведені для циліндричних зубчастих коліс. Це можливо, якщо конічні прямозубі колеса представити у вигляді еквівалентних прямозубих циліндричних коліс діаметром d_{v1}, d_{v2} і з числами зубців z_{v1} і z_{v2} .

Розрахунок коліс конічної зубчастої передачі можна вести за довільному з перерізів зубця, тому що при розподілі навантаження уздовж зубця за законом трикутника, вершина якого збігається з вершиною ділильного конуса, напруження при згині у всіх перерізах однакові. Зручно за розра-

хунковий прийняти середній переріз зубця з навантаженням q_{cp} . Розрахунок коліс прямозубої конічної передачі зводиться до розрахунку коліс еквівалентної прямозубої циліндричної передачі з урахуванням дослідних даних, за якими навантажувальна здатність конічних коліс складає 0,85 від навантажувальної здатності циліндричних коліс.

4.5 Розрахунок коліс прямозубої конічної передачі на опір контактної втоми активних поверхонь зубців

Перевірочний розрахунок. Формула за параметрами еквівалентної циліндричної прямозубої передачі по середньому додатковому конусі має вигляд:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{0,85 d_{v1} b} \frac{u_v + 1}{u_v} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma_H]. \quad (a)$$

З огляду на зв'язок тригонометричних функцій і формули (4.4) і (4.5) запишемо

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}} = \frac{1}{\sqrt{1 + (1/u)^2}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}};$$

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}};$$

$$u_v = \frac{d_{v2}}{d_{v1}} = \frac{d_{m2} \cos \delta_1}{d_{m1} \cos \delta_2} = \frac{d_{m2} \cos(90 - \delta_2)}{d_{m1} \cos \delta_2} = u^2.$$

Підставляючи $d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{d_{m1} \sqrt{u^2 + 1}}{u}$ і $u_v = u^2$ в формулу (a), одержимо:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t u}{0,85 d_{m1} b u^2} \frac{u^2 + 1}{\sqrt{u^2 + 1}} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma_H]$$

або

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{0,85 d_{m1} b} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma_H], \quad (4.6.)$$

де $F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_2}{d_{m1} u}$ – колова сила, Н;

b – ширина зубчастого вінця, мм;

Z_M – МПа^{1/2}; $Z_H = 1,76$; $Z_\varepsilon = 1$; $K_{H\beta}$, K_{Hv} – коефіцієнти навантаження (див. таблиці 5 і 6).

Проектувальний розрахунок. Замінивши в (4.6) $F_t = \frac{2T_2 10^3}{d_{m1} u}$, $b = \psi_{bd} d_{m1}$,

одержимо:

$$\sigma_{H_2} = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_2 10^3}{0,85 d_{m1}^3 \psi_{bd}} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u^2} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma_{H_2}].$$

Вирішуючи отриманий вираз відносно d_{m1} , одержимо:

$$d_{m1} \geq \sqrt[3]{2(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{Hv} \sqrt{\frac{T_2 10^3 K_{H\beta}}{0,85 \psi_{bd} [\sigma_{H_2}]^2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u^2}}}$$

або

$$d_{m1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 10^3 K_{H\beta}}{0,85 \psi_{bd} [\sigma_{H_2}]^2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u^2}}, \quad (4.7)$$

де T_2 – обертовий момент на валу колеса, Н·м; K_d – допоміжний коефіцієнт (для сталевих прямозубих конічних коліс рекомендується приймати $K_d = 78 \text{ МПа}^{1/3}$); $[\sigma_H]$ – МПа; $\psi_{bd} = b/d_1$ – коефіцієнт ширини вінця шесті-рні до середнього ділильного діаметра, приймають $\psi_{bd} = 0,3 \dots 0,6$.

4.6 Розрахунок коліс прямозубої конічної передачі на опір контактної втоми при згині

Перевірочний розрахунок. За аналогією з прямозубою циліндричною передачею запишемо:

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{t_1} Y_{F_1}}{0,85 b m_m} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_{F_1}]; \quad (4.8)$$

$$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} Y_{F_2} / Y_{F_1} \leq [\sigma_{F_2}], \quad (4.9)$$

де $K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження (див. таблицю 4);

K_{Fv} – коефіцієнт динамічного навантаження (див. таблицю 7);

Y_{F_1}, Y_{F_2} – коефіцієнти форми зубця еквівалентних коліс (визначаються за z_{v1}, z_{v2} відповідно в таблиці 3).

Проектувальний розрахунок. Аналогічно розрахунку коліс прямозубої циліндричної передачі визначається середній модуль зубців. Для цього у формулу (6.8) підставляють $F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}$, $b = \psi_{bd} d_{m1}$. Тоді одержимо:

$$\sigma_{F_1} \frac{2T_1 10^3 Y_{F_1}}{0,85 d_{m1}^2 m_m \psi_{bd}} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_{F_1}]$$

або

$$\sigma_{F_1} = \frac{2T_1 10^3 Y_{F_1}}{0,85 m_m^3 z_1^2 \psi_{bd}} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_{F_1}] ,$$

звідки представляється можливим обчислити середній модуль, тобто:

$$m_m \geq \sqrt[3]{2K_{Fv} / 0,85} \sqrt[3]{\frac{T_1 10^3 Y_{F_1} K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_{F_1}]}}$$

або

$$m_m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 10^3 Y_{F_1} K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_{F_1}]}} , \quad (4.10)$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт, для сталевих прямозубих конічних коліс приймають $K_m = 1,45$; $\psi_{bd} = 0,3 \dots 0,6$ при дотриманні умови $\psi_{bR_e} b / R_e \leq 0,3 : b \leq 10m_e$; T_1 – обертовий момент на валу шестерні, Н·м; $[\sigma_{F_1}]$ – допустимі напруження при згині для зубців шестерні, МПа; m_m – середній модуль зубців, мм.

Після обчислення середнього модулю за формулою (4.10) обчислюється максимальний модуль m_e :

$$m_e = m_m + \frac{b}{z_1} \sin \delta_1 ,$$

котрий погоджується з ГОСТом.

4.7 Послідовність розрахунку коліс конічних зубчастих передач

На опір контактної втоми. Розрахунок ведеться аналогічно розрахунку коліс циліндричних передач (см. підрозділ 5.7) з наступними змінами.

У п. 6 орієнтовно визначають середній ділительний діаметр d_{m1} [формула (6.7)], ширину вінця $b = \psi_{bd} d_{m1}$, а потім зовнішній ділительний діаметр шестерні d_{e1} .

У п. 7 задаються виробничим модулем зубців, виходячи з числа зубців шестерні $z_1 = 18 \dots 30$ і $m_e = d_{e1} / (18 \dots 30)$.

З отриманого інтервалу модулів приймають за ГОСТ 9563-60 таке значення m_e , котрому відповідало би ціле або близьке до нього число зубців шестерні $z_1 = d_{e1} / m_e$.

У п. 8 визначають число зубців колеса $z_2 = z_1 u$, округляють до цілого числа, а потім перевіряють відповідність заданого й отриманого передатного відношення.

У п. 9 визначають кути ділительних конусів шестірні і колеса (δ_1 і δ_2) [формула (6.3)].

У п. 10 визначають основні геометричні розміри коліс і передачі і додатково перевіряють виконання умов $b / R_e \leq 0,3$ і $b \leq 10m_e$.

У п. 11 визначають середній модуль m_m [формула (6.2)] і фактичний середній ділительний діаметр шестірні (по ньому і проводять усі подальші розрахунки), а потім середню швидкість коліс v_1 , за якою призначають ступінь точності.

У п. 15 визначають еквівалентне число зубців z_{v1}, z_{v2} [формула (6.5)]. За отриманими значеннями зубців за таблицею 3 знаходять Y_{F1} і Y_{F2} *На опір втоми при згині*. Розрахунок ведеться так само, як і для коліс циліндричних передач, з наступними змінами.

У п. 6 задаються числом зубців шестірні $z_1 = 18 \dots 30$.

У п. 7 визначають: а) кути при вершинах ділительних конусів δ_1 і δ_2 [формула (6,3)]; б) еквівалентні числа зубців z_{v1} і z_{v2} ; в) коефіцієнти форми зубця шестерні Y_{F1} , колеса Y_{F2} .

У п. 10 визначають: а) середній модуль зубців m_m [формула (6.2)]; б) середній ділительний діаметр шестірні d_{m1} і ширину зубчастого вінця $b = \psi_{bd} d_{m1}$; в) виробничий модуль m_e [формула (6.2)], округляючи його значення за ГОСТ 9563-60.

У п. 12 ступінь точності передачі призначають по середній колівій швидкості v_1 , для чого уточнюють середній модуль m_m [формула (6.2)], визначають фактичне значення середнього ділительного діаметра d_{m1} , а потім v_1 .

У п. 14 визначають розрахункові напруження при згині σ_F в основі зубців по формулах (6.8) і (6.9).

5 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ З ЦИЛІНДРИЧНИМ ЧЕРВ'ЯКОМ

5.1 Основні відомості про черв'ячну передачу

Черв'ячні передачі застосовуються для передачі обертання між валами, геометричні осі яких схрещуються. Як правило, кут схрещування прямий. Передача складається з двох основних деталей – черв'яка і черв'ячного колеса.

Черв'як являє собою гвинт із різьбою трапецеїдного перерізу і, у більшості випадків, є ведучою ланкою кінематичної пари. Частіше в редукто-

робудівництві застосовуються циліндричні черв'яки (рисунки 5.1 а) із прямолінійним (рисунки 5.1 б) чи криволінійним (рисунки 5.1 в) обрисом витків в осьовому перерізі.

Черв'як, що має в осьовому перерізі прямолінійні обриси витків, у перерізі площиною, перпендикулярної до осі черв'яка, дає архімедову спіраль (рисунки 5.1 а) і тому називається *архімедовим*.

Черв'як, що дає в такому ж перерізі витка евольвенту, називається *евольвентним*. Евольвентний черв'як має прямолінійну форму витка в перерізі його площиною, нормальної до осі витка. Це дозволяє шліфувати його навкруги з прямолінійним обрисом робочої поверхні. Крім того, ККД евольвентних черв'ячних передач на 5% вище, ніж в архімедових. Однак архімедові черв'яки простіше у виготовленні і тому застосовуються частіше.

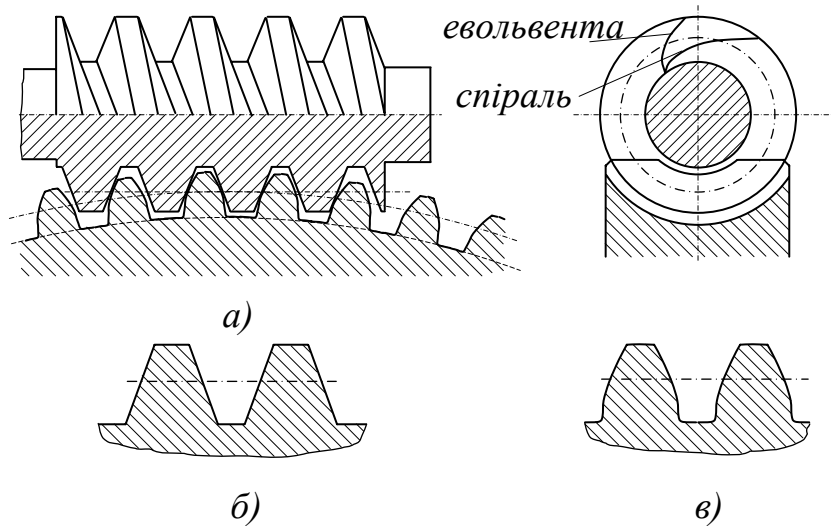


Рисунок 5.1 – Конструкції циліндричних черв'яків

Черв'ячне колесо можна розглядати як косозубе з кутом нахилу зубців, рівним куту підйому різьби черв'яка.

У цілому черв'ячна передача має наступні достоїнства:

- 1) можливість одержання великого передаточного відношення в одній ступіні передачі (до $u = 300$);
- 2) плавність ходу і безшумність роботи;
- 3) можливість здійснення самогальмування за числом заходів черв'яка $z_1 = 1$.

До недоліків черв'ячної передачі варто віднести:

- 1) порівняно низький ККД;
- 2) необхідність застосування для черв'ячних коліс кольорових сплавів (переважно олов'яних бронз);
- 3) значне нагрівання передачі при тривалій і безупинній роботі;
- 4) наявність значних осьових сил (особливо на валу черв'яка).

5.2 Основні геометричні співвідношення черв'яка і черв'ячного колеса

Діаметри коліс визначаються як для циліндричних зубчастих коліс за коефіцієнтом висоти голівки $h_a^* = 1$ і коефіцієнтом радіального зазору $c^* = 0,2$.

Розглянемо переріз передачі (з циліндричним черв'яком і черв'ячним колесом) площиною, перпендикулярною осі обертання колеса і проходящою через вісь черв'яка (див. рисунок 5.2).

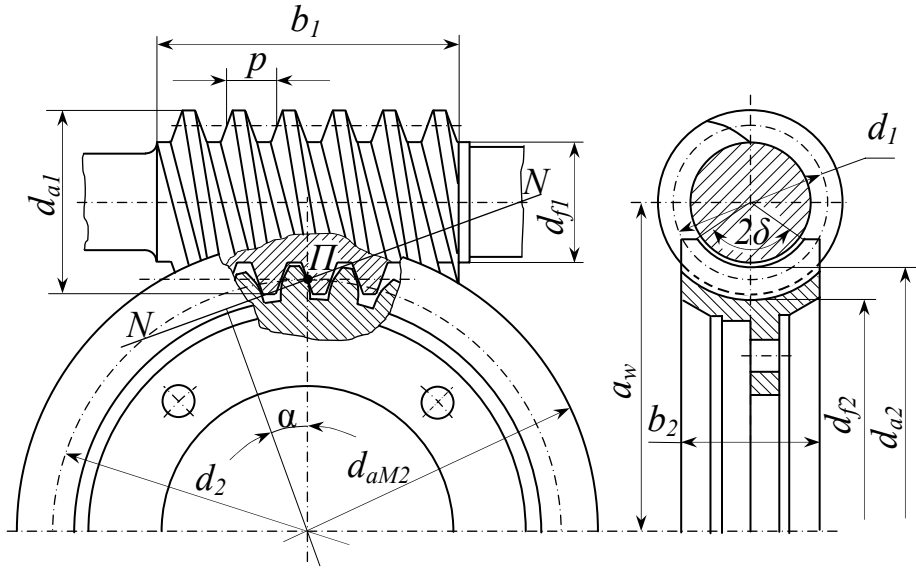


Рисунок 5.2 – Геометрія черв'ячної передачі

Черв'як, що має трапецоїдний профіль різьби в перерізі, подібний зубчастій рейці. Уявлюваний циліндр із діаметром, рівним середньому діаметру різьби, буде ділильним циліндром черв'яка. Діаметр ділильного циліндра

$$d_1 = qm, \quad (5.1)$$

де $m = p / \pi$ – осьовий модуль черв'яка, стандартизований ГОСТ 19642-74 ($m = 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5$ і т. д.); p – шаг черв'яка; q – коефіцієнт діаметра черв'яка, що приймається в залежності від модуля m для забезпечення жорсткості ($z_1 = 1; 2; 4$): за $m = 1,6$ $q = 10,0; 12,5; 16; 20$; за $m = 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; 12,5$ $q = 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0$; за $m = 6,3$ $q = 8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0$; за $m = 16,0$ $q = 8,0; 10,0; 12,5; 16,0$; за $m = 20,0$ $q = 8,0; 10,0$. Як бачимо, ГОСТом передбачені визначені сполучення m , q і z_1 з метою зменшення номенклатури зубообробного інструмента.

Ділильний кут підйому гвинтової лінії (звичайно $5 - 20^\circ$) визначається за формулою

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}, \quad (5.2)$$

де $z_1 = 1, 2, 4$ – число витків (заходів) черв'яка.

За меншому числі заходів z_1 кут γ буде менше, буде нижче і ККД; за великих z_1 збільшуються габарити і вартість передачі. У передачах потужних приводів не рекомендується використовувати однозаходні черв'яки через великі втрати і сильне нагрівання.

Число заходів черв'яка можна визначати в залежності від передаточного відношення (з досвіду проектування): за $u = 10 \dots 18$; $18 \dots 40$ заходів відповідно 4 і 2, за $u > 40$ число заходів 1.

Діаметри кіл вершин і западин черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m; \quad d_{f1} = d_1 - 2h_f^*, \quad (5.3)$$

де $h_a^* = 1,0$ – коефіцієнт висоти голівки; $h_f^* = h_a^* + c^*$ – коефіцієнт висоти ніжки; $c^* = 0,2$ – коефіцієнт радіального зазору.

Черв'ячне колесо є косозубим з кутом $\beta = \gamma$ нахилу лінії зубця. Крок зубців колеса на ділільному циліндрі діаметром d_2 дорівнює кроку p профілю черв'яка, отже, $\pi d_2 = z_2 p$, звідки

$$d_2 = m z_2, \quad (5.4)$$

де z_2 – число зубців колеса.

Діаметр початкового кола колеса $d_{w2} = d_2$.

Діаметри вершин і западин зубців черв'ячного колеса

$$\begin{aligned} d_{a2} &= m(z_2 + 2h_a^*); \\ d_{f2} &= m(z_2 - 2h_f^*). \end{aligned} \quad (5.5)$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{aM2} = d_2 + d_1(1 - \cos \delta). \quad (5.6)$$

Міжосьова відстань

$$a = 0,5m(q + z_2). \quad (5.7)$$

Довжина нарізаної частини черв'яка b_1 призначається такою, щоб забезпечити зачеплення з можливо великим числом зубців колеса і приймається за емпіричними залежностями.

Ширина колеса b_2 призначається за умови одержання кута обхвату черв'яка колесом $2\delta \approx 2u_2 / (d_{a1} - 0,5m)$.

5.3 Кінематика і ККД черв'ячної передачі

У черв'ячній передачі (рисунок 5.3) на відміну від зубчастої колісної швидкості не збігаються по напрямку (спрямовані під кутом схрещування, звичайно 90°) і різні за значенням. Тому початкові циліндри передачі у

відносному русі ковзають і обкотуються, а передаточне відношення не може бути виражено відношенням d_{w2} / d_{w1} .

Передаточне відношення. За один оберт черв'яка зубець колеса, що контактує з його деяким витком, переміститься по колу на відстань $\pi m z_1$ підйому витка, і колесо повернеться на кут $(\pi m z_1 / \pi d_2)$. Отже, передаточне відношення черв'ячної передачі

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\pi d_2}{\pi m z_1} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (5.8)$$

відкля впливає, що воно не залежить від діаметра черв'яка (звичайно $u = 20 \dots 60$ – в силових передачах і $u \leq 300$ – в кінематичних ланцюгах приладів і ділільних механізмів).

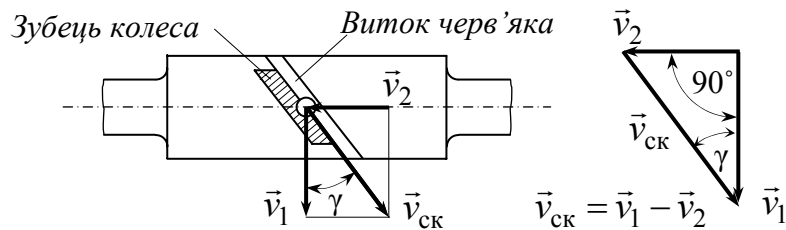


Рисунок 5.3 – Зв'язок швидкостей в черв'ячній передачі

Ковзання в зачепленні. Швидкість ковзання $\vec{v}_{ск}$ спрямована по дотичній до гвинтової лінії черв'яка. Як відносну швидкість її виражають через абсолютні швидкості черв'яка і колеса, що у даному випадку є коловими швидкостями \vec{v}_1 і \vec{v}_2 :

$$\begin{aligned} \vec{v}_{ск} &= \vec{v}_1 - \vec{v}_2; \\ v_{ск} &= \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos \gamma; \\ v_1 &= \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}; \\ v_2 / v_1 &= \operatorname{tg} \gamma, \end{aligned} \quad (5.9)$$

де n_1, n_2 – частоти обертання черв'яка і колеса відповідно, м/с.

ККД черв'ячної передачі. Визначається по формулі

$$\eta = T_2 \omega_2 / T_1 \omega_1,$$

де T_1 и ω_1 – обертовий момент і кутова швидкість черв'яка; T_2 і ω_2 – те ж для колеса.

Для закритої передачі ККД визначається втратами в зачепленні, у підшипниках, на перемішування і розбризування масла. Звичайно основними є втрати в зачепленні. Їх визначають за формулою

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (5.11)$$

де ρ – кут тертя, $\operatorname{tg} \rho = f$ (f – коефіцієнт тертя у витках черв'яка); 0,95-множник, що враховує втрати енергії на перемішування масла при змазуванні зануренням.

Коефіцієнт тертя залежить від швидкості ковзання (таблиця 12).

Таблиця 12 – Коефіцієнт і кут тертя черв'ячної передачі

$v_{\text{ск}}$	f	ρ
0,1	0,08...0,09	4°30' ... 5°10'
0,5	0,055...0,065	3°10' ... 3°40'
1	0,045...0,055	2°30' ... 3°10'
2	0,035...0,045	2°00' ... 2°30'
3	0,028...0,035	1°30' ... 2°00'
7	0,018...0,026	1°00' ... 1°30'
15	0,014...0,020	0°50' ... 1°10'

З формули (7.11) випливає, що ККД передачі зростає зі збільшенням числа витків(заходів) черв'яка (збільшується кут підйому γ) і зі зменшенням коефіцієнта тертя f .

У попередніх розрахунках можна для $z_1 = 1; 2; 4$ відповідно прийняти $\eta = 0,7...0,75; 0,75...0,82; 0,87...0,92$.

Невисокий ККД свідчить про те, що в черв'ячній передачі значна частина енергії перетворюється в тепло. Викликане цим підвищення температури погіршує захисні властивості масляного шару, збільшує небезпеку заїдання і вихід передачі з ладу.

Для запобігання надмірного підвищення температури масла оцінюють тепловий баланс між тепловиділенням і тепловіддачею і при необхідності реалізують заходи, що зменшують тепловиділення чи збільшують тепловіддачу.

5.4 Сили в зачепленні черв'ячної передачі

При визначенні сил у зачепленні вважають, що головний вектор (рівнодіюча) F_n контактних напружень, діючих на площадках контакту зубців, прикладений у полюсі P і спрямований по лінії зачеплення.

Колова сила F_{t1} на черв'яку буде осьовою силою F_{a2} для колеса (рисунки 5.4 а), а колова сила F_{t2} на колесі осьовій силі F_{a1} для черв'яка, тобто

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{a2}; \quad F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{a1}. \quad (5.12)$$

Колова й осьова сили на черв'яку зв'язані між собою співвідношенням (як у різьбі болта)

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho),$$

чи з обліком другої рівності (5.12)

$$F_{t2} = F_{t1} \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho), \quad (5.13)$$

де знак “+” відноситься до передачі з ведучим, а знак “-” – відомим черв'яком.

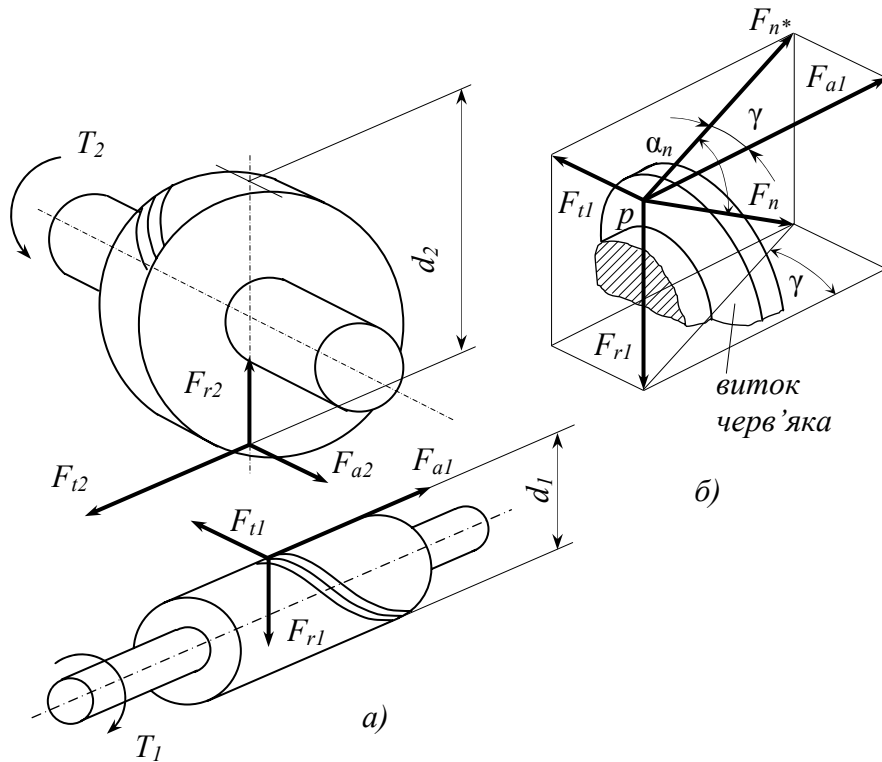


Рисунок 5.4 – Сили в черв'ячному зачепленні

З рисунку 5.4 б знаходимо

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma}; \quad F_r = F_n \sin \alpha = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}. \quad (5.14)$$

Обертний момент на колесі при ведучому черв'яку

$$T_2 = T_1 u z. \quad (5.15)$$

5.5 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на опір контактної втоми

В основу висновку розрахункових формул для черв'ячних передач покладені ті ж вихідні залежності і допущення, що і для зубчастих передач.

Найбільше контактне напруження в зоні зачеплення визначається за формулою Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_n K_H E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H].$$

Тут:

$q_n = \frac{F_n}{l_\Sigma}$ – нормальне навантаження на одиницю довжини контактних лі-

ній, що розподіляється нерівномірно через деформації валів черв'яка і колеса, а також підшипників і корпусу передачі;

$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha \cos \gamma}$ – навантаження, нормальне до поверхні зу-

бця черв'ячного колеса і витка черв'яка, прикладене в полюсі зачеплення;

$l_\Sigma = \frac{\pi d_1}{360^\circ} \frac{2\delta}{\cos \gamma} \varepsilon_\alpha \xi$ – сумарна довжина контактних ліній у зачепленні чер-

в'ячної передачі ($\xi = 0,75$ – враховує зменшення контактної лінії через те, що зіткнення здійснюється не по повній дузі обхвату 2δ , а менше);

$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ – приведений модуль поздовжньої пружності; для сталевого

черв'яка $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; для бронзового чи чавунного колеса

$E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона.

При куті обхвату $2\delta = 100^\circ$ і коефіцієнті торцевого перекриття в середній площині перерізу колеса $\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$ довжина контактних ліній

$l_\Sigma \approx 1,3d_1 / \cos \gamma$. Тоді

$$q_n = \frac{2T_2 K_H}{1,3d_1 d_2 \cos \alpha}.$$

В осьовому перерізі профіль витка черв'яка прямолінійний, тобто $\rho = \infty$, тому приведений радіус кривизни для черв'ячної передачі дорівнює радіусу кривизни профілю зубця черв'ячного колеса в полюсі зачеплення. За аналогією з косозубою передачею можна записати

$$\rho_{\text{пр}} = \rho_2 \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos^2 \gamma}.$$

Підставляємо отримані вирази в формулу Герца, приймаючи $\alpha = 20^\circ$, $\lambda = 10^\circ$ з обліком, що $d_2 = mz_2$, $d_1 = mq$, $m = \frac{2a}{z_2 + q}$, одержимо формулу перевірного розрахунку для сталевго черв'яка і бронзового (чавунного) колеса:

$$\sigma_{H2} = 170 \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (z_2 + q)^3}{a^3 q z_2^3}} \leq [\sigma_{H2}].$$

Помноживши і розділивши під коренем на q^2 , одержимо

$$y_{H2} = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2}{a}\right)^3 T_2 K_H} \leq [y_{H2}]. \quad (5.16)$$

Проектувальний розрахунок виконують за формулою

$$a = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_{H2}]}\right)^2 T_2 K_H}. \quad (5.17)$$

5.6 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на опір втоми при згині

По напруженнях згину розраховують тільки зубці колеса, тому що витки черв'яка по профілі значно міцніше зубців колеса. У наближеному розрахунку черв'ячне колесо розглядають як косозубе, для якого формула має вигляд:

$$\sigma_{F2} = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_{F2}].$$

У приведену формулу вводять виправлення, що відображають особливості черв'ячних коліс:

1) підвищену міцність зубця черв'ячного колеса (приблизно на 40%) в зв'язку з особливостями його форми враховують коефіцієнтом форми зубців Y_{F2} (табл. 13), що вибирають за еквівалентним числом зубців

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma.$$

2) для черв'ячного зачеплення $Y_\varepsilon \approx 0,74$;

3) для деякого середнього значення $\gamma \approx 10^\circ$ одержимо $Y_\beta \approx 0,93$. З огляду на викладене, остаточно одержимо

$$\sigma_{F2} = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_{F2}], \quad (5.18)$$

де K_F – коефіцієнт розрахункового навантаження; $m_n = m \cdot \cos \gamma$ – нормальний модуль.

5.7 Коефіцієнт розрахункового навантаження

Для черв'ячних передач приймають

$$K_H = K_F = K_\beta K_v,$$

де K_β – коефіцієнт нерівномірності навантаження; K_v – коефіцієнт динамічного навантаження.

При постійному зовнішнім навантаженні $K_\beta = 1$. При проектному розрахунку можна приймати $K_H = K_F \approx 1,1 \dots 1,4$. Значення K_v приведені в таблиці 14.

Таблиця 13 – Коефіцієнт Y_F для черв'ячних коліс

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
28	1,80	40	1,55	100	1,30
30	1,76	45	1,48	150	1,27
32	1,71	50	1,45	300	1,24
35	1,64	60	1,40		
37	1,61	80	1,34		

Таблиця 14 – Коефіцієнт K_v

Ступінь Точності передачі	K_v при швидкості ковзання $V_{ск}$, м/с					
	До 1,5	Більш 1,5	Більш 3	Більш 7,5	Більш 12	Більш 18
6	–	–	1	1,1	1,3	1,4
7	1	1	1,1	1,2	–	–
8	1...1,1	1,1...1,2	1,2...1,3	–	–	–
9	1,2...1,3	–	–	–	–	–

5.8 Матеріали і допустимі напруження

Черв'ячне колесо. Виготовляють з матеріалів, що володіють противозадирними й антифрикційними властивостями. Усі застосовувані матеріали можна розбити на три групи в залежності від схильності до заїдання.

Група 1. До цієї групи відносяться бронзи з межею міцності на розтягання не більш 300 МПа. Кращими, але і найбільш дорогими є ливарні олов'яні бронзи. Їх варто застосовувати при $v_{ск} = 6 \dots 25$ м . Інші бронзи цієї групи рекомендується застосовувати при $v_{ск} < 12$ м/с.

Група 2. Безолов'яні бронзи і латуні з межею міцності на розтягання більше 350 МПа. Ці бронзи варто застосовувати при $v_{ск} < 8$ м/с при ретельно відшліфованих чи відполірованих черв'яках.

Група 3. Відносно м'які сірі чавуни марок СЧ 10, СЧ 15, СЧ 18. Застосування цих матеріалів допускається тільки для тихохідних малонавантажених передач при швидкості ковзання до 2 м/с. Допустимі напруження при введені в таблиці 15.

Таблиця 15 – Допустимі напруження для черв'ячних коліс при черв'яку з твердістю HRC <45 (HRC >45)

Матеріал	БрО10Ф1			БрО6Ц6С6
Спосіб лиття	П	К	Ц	П
$[\sigma_{H0}]$, МПа	128(157)	186(225)	206(246)	111(145)
$[\sigma_{F0}]$, МПа	39(49)	57(73)	64(80)	35(46)
Матеріал	Бр ПР06Ц6С6		БрО6Ц6С6	
Спосіб лиття	ДО	Ц	П	ДО
$[\sigma_{H0}]$, МПа	132(160)	165 (194)	120 (150)	140 (185)
$[\sigma_{F0}]$, МПа	45 (53)	51 (62)	40 (50)	40 (51)

Примітка. Позначення: П – у піщані форми; К – у кокіль; Ц – відцентрове. Допустимі напруження для безолов'яних бронз і чавуну встановлюють у залежності від швидкості ковзання:

для бронз при швидкості ковзання $v_{ск} = (0,5 \dots 5)$ м/с $[\sigma_{H0}] = 300 - 25 v_{ск}$;

для чавуна при швидкості ковзання $v_{ск} = (0 \dots 2)$ м/с

$[\sigma_{H0}] = 210 - 35 v_{ск}$.

Черв'яки. Найкраща якість роботи черв'ячної передачі забезпечують черв'яки, виготовлені як з цементованих сталей (20Х, 12ХН3А, 18ХГТ) із твердістю після термічної обробки HRC 58...63, так зі середньовуглецевих сталей (45, 40Х, 40ХН) з поверхневим чи об'ємним загартуванням до твердості HRC 50...55.

Допустимі напруження. Розрахункові значення допустимих напружень одержують множенням табличних значень на коефіцієнт довговічності:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] K_{HL};$$

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] K_{FL},$$

(5.19)

при цьому

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}}; \quad 0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15; \quad (5.20)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}}; \quad 0,543 \leq K_{FL} \leq 1,0. \quad (5.21)$$

де $N_H = N_F = 60n_2t_\Sigma$ – циклічна довговічність за весь термін служби t_Σ .

5.9 Послідовність розрахунку черв'ячних передач

Черв'ячні передачі – відкриті і закриті – розраховують на контактну міцність і міцність при згині, причому проектним розрахунком є розрахунок на контактну міцність. Вихідними даними при проектному розрахунку є передана потужність P_1 чи обертовий момент T_1 , передаточне число u_{12} чи кутові швидкості ω_1, ω_2 валів черв'яка і колеса відповідно, а також умови роботи передачі. Визначенню підлягають розміри елементів передачі і зусилля в зачепленні.

Проектний розрахунок варто робити на підставі формули (5.17) у такій послідовності:

1. Визначити передаточне число (чи кутові швидкості валів).
2. Вибрати число витків черв'яка z_1 і визначити $z_2 = z_1 u_{12}$. Число зубців черв'ячного колеса повинне лежати в межах $z_2 = 28 \dots 125$.
3. Орієнтовно визначаємо швидкість ковзання в зачепленні $v_{ск} = 5 \cdot 10^3 \omega_1 \sqrt{T_2}$ м/с.
4. За рекомендаціями підрозділу (7.8), з огляду на швидкість ковзання й умови роботи передачі, вибираємо матеріал для вінця черв'ячного колеса і черв'яка.
5. Визначаємо циклічну довговічність передачі, коефіцієнти довговічності і допустимі напруження.
6. Визначаємо номінальний обертовий момент на валу черв'ячного колеса. Якщо задана потужність чи обертовий момент на валу черв'яка, необхідно попередньо задатися величиною ККД (з наступною перевіркою) і визначити обертовий момент на валу колеса.
7. Задатися попередньо величиною коефіцієнта навантаження K_H .
8. Задатися попередньо числом модулів у діаметрі діляльного циліндра ($q = 8 \dots 12$) і визначити по формулі (7.17) міжосьову відстань.
9. Визначити модуль зачеплення й округлити його до найближчого стандартного значення: $m = (1,4 \dots 1,7)a / z_2$.
10. У залежності від отриманого модуля вибрати відповідне значення q й уточнити міжосьову відстань по формулі (5.7).

11. Зробити геометричний розрахунок передачі (d, d_a, d_f, γ) і визначити її конструктивні елементи (b_1, b_2, d_{aM2}).
12. Визначити дійсну швидкість ковзання в зачепленні й уточнити за таблицею 15 допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ за отриманим $v_{ск}$ значенням, прийнявши ступінь точності виготовлення передачі, вибираємо за таблицею 14 коефіцієнт динамічного навантаження K_v .

Визначаємо значення коефіцієнта розрахункового навантаження

$$K_H = K_F = K_v K_\beta$$

13. Обчислюємо ККД передачі за формулою (5.11) з використанням таблиці 12.
14. Перевіряємо передачу на опір контактної втоми.
15. Визначаємо сили в зачепленні.
16. Перевіряємо зубці колеса на опір втоми при згині.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підруч. – 2-е вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560с.
3. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
4. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин: [Учеб. пособие для техн. вузов]. – 3-е изд., перераб. и доп.- Харьков: Основа, 1991. – 276 с.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов – 5-е изд., перераб. и доп.– М: Высш. шк., 1998 – 447 с.
6. Чернилевский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования. Учебное пособие для студентов вузов.3-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 2003. – 560 с., ил.

Тимохін Юрій Віталійович
Беланов Віктор Якович
Савенков Вячеслав Миколайович

**ДЕТАЛІ МАШИН
ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ**

**РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ЗУБЧАСТИХ І
ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ**
(Конспект лекцій для студентів механічних спеціальностей)

Комп'ютерний макет *Савенков В. М.*

Технічні редактори *Григор'єва Л. В.,
Ростовцева О. О.*

Подано на укладання 03.09.2007. Підписано до друку 14.09.2007.
Формат 60×84/16

Папір офс. Гарн. Times New Roman. Друк ксероксний
Умов. друк. арк. 4,5. Обл.-вид. арк. 4,7. Наклад 20 прим. Зам. №

Донецький інститут залізничного транспорту

Надруковано в редакційно-видавничому відділі ДонІЗТ
Свідоцтво про внесення до державного реєстру від 22.06.2004 р.,
Серія ДК № 1851

83018 м. Донецьк – 18, вул. Горна, 6