



НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ

РОЗРАХОВУВАННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Частина 1. Вступна частина
і загальні коефіцієнти впливу
(ISO 10300-1:2001, IDT)

ДСТУ ISO 10300-1:2006

БЗ № 2-2006/106

Видання офіційне



Київ
ДЕРЖСПОЖИВСТАНДАРТ УКРАЇНИ
2011

ПЕРЕДМОВА

1 ВНЕСЕНО: Технічний комітет стандартизації «Механічні приводи» (ТК 47), Акціонерне товариство закритого типу «Науково-дослідний інститут "Редуктор"» (АТЗТ «НДІ "Редуктор"»)

ПЕРЕКЛАД І НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ РЕДАГУВАННЯ: **В. Власенко**, канд. техн. наук; **В. Фей** (науковий керівник); **В. Галушко**; **О. Висоцький**

2 ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ: наказ Держспоживстандарту України від 29 червня 2006 р. № 179 з 2007–10–01

3 Національний стандарт відповідає ISO 10300-1:2001 Calculation of load capacity of bevel gear — Part 1: Introduction and general influence factors (Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 1. Вступна частина і загальні коефіцієнти впливу)

Ступінь відповідності — ідентичний (IDT)

Переклад з англійської (en)

4 УВЕДЕНО ВПЕРШЕ

Право власності на цей документ належить державі.
Відтворювати, тиражувати та розповсюджувати його повністю чи частково
на будь-яких носіях інформації без офіційного дозволу заборонено.
Стосовно врегулювання прав власності треба звертатися до Держспоживстандарту України

Держспоживстандарт України, 2011

ЗМІСТ

с.

| | |
|---|----|
| Національний вступ | IV |
| Вступ до ISO 10300-1:2001 | IV |
| 1 Сфера застосування | 1 |
| 2 Нормативні посилання | 2 |
| 3 Терміни та визначення понять | 2 |
| 4 Позначки і скорочені терміни | 2 |
| 5 Застосування | 9 |
| 6 Зовнішня сила і коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження K_A | 13 |
| 7 Динамічний коефіцієнт K_v | 14 |
| 8 Коефіцієнти розподілу навантаження за довжиною контактних ліній $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ | 22 |
| 9 Коефіцієнти розподілу навантаження між зубцями $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ | 24 |
| Додаток А Розраховування геометрії конічної передачі | 29 |
| Додаток В Величини коефіцієнта зовнішнього динамічного навантаження K_A | 37 |
| Додаток С Плями контакту | 38 |

НАЦІОНАЛЬНИЙ ВСТУП

Цей стандарт є тотожний переклад ISO 10300-1:2001 Calculation of load capacity of bevel gear — Part 1: Introduction and general influence factors (Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 1. Вступна частина і загальні коефіцієнти впливу).

Технічний комітет, відповідальний за цей стандарт в Україні, — ТК 47 «Механічні приводи».

Необхідно враховувати, що деякі з елементів цієї частини ISO 10300 можуть бути предметом патентних прав. Міжнародна організація стандартизації ISO не уповноважена визнавати будь-які або всі такі патентні права.

Міжнародний стандарт ISO 10300-1 підготовлений Технічним комітетом ISO/TC 60 «Зубчасті передачі», Підкомітет SC2 «Розраховування навантажувальної здатності зубчастих передач».

ISO 10300 містить такі частини під загальною назвою «Розраховування навантажувальної здатності конічних передач»:

- Частина 1. Вступна частина і загальні коефіцієнти впливу;
- Частина 2. Розраховування міцності активної поверхні зубців;
- Частина 3. Розраховування міцності зубців при вигині.

Додаток А становить невід'ємну частину цієї частини ISO 10300.

Додатки В і С наведені тільки для інформації.

До стандарту внесено такі редакційні зміни:

- слова «ISO 10300» замінено на «цей стандарт»;
- ISO 10300-2 та ISO 10300-3 в Україні чинні як ДСТУ ISO 10300-2:2006 Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 2. Розраховування міцності активної поверхні зубців та ДСТУ ISO 10300-3:2006 Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 3. Розраховування міцності зубців при вигині;

— до розділу 2 «Нормативні посилання» додано «Національне пояснення», виділене в тексті рамкою;

— структурні елементи цього стандарту: «Титульний аркуш», «Передмову», «Національний вступ», «Зміст», першу сторінку, «Терміни та визначення понять» та «Бібліографічні дані» — оформлено згідно з вимогами національної стандартизації України.

Копії нормативних документів, на які є посилання у цьому стандарті, можна отримати в Головному фонді нормативних документів.

ВСТУП до ISO 10300-1:2001

Частини 1, 2 і 3 ISO 10300, взяті разом з ISO 6336-5, призначені для встановлення загальних принципів і методик розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Крім того, ISO 10300 призначений для полегшення застосування знань і удосконалень у майбутньому, а також обміну інформацією, отриманою із досвіду.

Декілька методів розраховування навантажувальної здатності та різних коефіцієнтів установлених ISO 10300 принципово складні, проте гнучкі. Тут може бути різниця від 20 % до 25% між результатами обчислень, виконаних з використанням методу В з методом В1 і методу В2 з методом С. Комбіноване використання методів В2 і С, враховуючи методи більшого спрощення, забезпечує прийнятніший коефіцієнт безпеки. Детальні або спрощені методи можуть бути вміщені відповідно в прикладні стандарти, виведені із ISO 10300, для використання передач у промисловій і морській галузях. Проте треба підкреслити, що використання методів для специфічних застосувань вимагає не тільки досвіду з комбінованими розрахунковими методами, але також реального і усвідомленого оцінення всіх доречних розглядів, також як і належних коефіцієнтів безпеки.

Детальніші обчислювальні методи ISO 10300 призначені для перерахунку границь навантажувальної здатності передач, де всі важливі дані відомі, такі як комплект зубчастих пар і повна конструкція привода. Наближені методи ISO 10300 повинні використовуватися для попередніх оцінень здатності передачі, де кінцеві деталі проекту передачі поки ще невідомі.

Методики, охоплені ISO 10300, базуються як на випробовуваннях, так і на теоретичних дослідженнях. Проте результати, отримані із їх оцінкових розрахунків, не можуть добре узгоджуватися з деякими попередньо прийнятими методами розраховування передач.

У ISO 10300 наведено методи, за якими різні конструкції передач можуть бути порівняні. ISO 10300 не призначений для того, щоб гарантувати робочу характеристику складених систем зубчастих передач. Також він не призначений для використання пересічним інженером. Швидше, він допоможе досвідченому конструктору передач, який здатний вибрати прийнятні величини для коефіцієнтів у цих формулах, оснований на знанні подібних конструкцій і поінформованості про впливи обговорюваних елементів.

НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ

РОЗРАХОВУВАННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ
КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Частина 1. Вступна частина і загальні коефіцієнти впливу

РАСЧЕТ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ
КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Часть 1. Вводная часть и общие коэффициенты влияния

CALCULATION OF LOAD CAPACITY
OF BEVEL GEAR

Part 1. Introduction and general influence factors

Чинний від 2007-10-01

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

Формули в цьому стандарті призначені для встановлення уніфікованих прийнятних методів розраховування опору пітінгу і здатності витримувати напруження вигину конічними колесами прямозубими, косозубими (тангенціальними) і з криволінійними зубцями, у тому числі з нульовим середнім кутом спіралі, за винятком гіпоїдних зубчастих передач. Вони придатні однаково до зубців із конусною і однорідною висотою.

Формули враховують відомі головні коефіцієнти, що впливають на пітінг зубців і тріщини в перехідній поверхні, також передбачають вміщення згодом нових коефіцієнтів. Оцінювальні формули не застосовуються до інших типів пошкодження зубців передач, таких як пластична деформація, мікропітінг, руйнування шару поверхні, зварювання і зношеність. Формули напружень вигину придатні у разі полумок на перехідних поверхнях, але не придатні у разі полумок на робочих поверхнях зубців, або пошкодженні обода зубчастого колеса, на диску і маточині зубчастого колеса. Оцінкові системи опору пітінгу і здатності витримувати напруження вигину для окремої категорії конічної передачі можуть бути встановлені, вибираючи властиві величини для коефіцієнтів, що використовуються в загальних формулах. Цей стандарт не прийнятний до конічних передач, які мають неадекватну пляму контакту.

У цьому стандарті розглянуто конічні передачі, чиї еквівалентні циліндричні передачі мають коефіцієнт торцевого перекриття $\epsilon_{v\alpha} < 2$. Наведені відношення дійсні для передач, в яких сума коефіцієнтів модифікації висоти головки зуба шестерні та колеса є нульова, тобто нормальний кут профілю зуба зубчастої пари є таким, як нормальний кут профілю зуба вихідного контуру.

Примітка. Методи розраховування навантажувальної здатності гіпоїдних передач вказуються виробниками зуборізальних станків.

ЗАСТОРОГА! Якщо методи використовують для великих кутів спіралі та зачеплення, для великої ширини зубчастого вінця $b > 10 m_{mn}$, то обчислені результати згідно з цим стандартом повинні бути підтверджені досвідом.

2 НОРМАТИВНІ ПОСИЛАННЯ

Наведені нижче нормативні документи містять положення, які через посилання в цьому тексті становлять положення цього стандарту. У разі датованих посилань пізніші зміни до будь-якого з цих видань або перегляд їх не застосовують. Однак учасникам угод, базованих на цьому стандарті, рекомендовано застосовувати найостанніші видання нормативних документів, поданих нижче. У разі недатованих посилань застосовують останні видання наведених документів. Члени IEC та ISO впорядковують каталоги чинних міжнародних стандартів.

ISO 53:1998 Cylindrical gears for general and heavy engineering — Standard basic rack tooth profile

ISO 1122-1:1998 Vocabulary of gear terms — Part 1: Definitions related to geometry

ISO 1328-1:1995 Cylindrical gears — ISO system of accuracy — Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth

ISO 6336-1 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 1: Basic principles introduction and general influence factors

ISO 6336-5 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 5: Strength and quality of materials

ISO 10300-2 Calculation of load capacity of bevel gears — Part 2: Calculation of surface durability (pitting)

ISO 10300-3 Calculation of load capacity of bevel gears — Part 3: Calculation of tooth root strength

ISO/TR 10495 Cylindrical gears — Calculation of service life under variable loads — Conditions for cylindrical gears according to ISO 6336.

НАЦІОНАЛЬНЕ ПОЯСНЕННЯ

ISO 53:1998 Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Стандартний вихідний контур

ISO 1122-1:1998 Словник спеціальних термінів передач. Частина 1. Геометричні визначення

ISO 1328-1:1995 Передачі зубчасті циліндричні. Система точності ISO. Частина 1. Визначення і допустимі величини відхилів, що стосуються сполучених бокових поверхонь зубців

ISO 6336-1 Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 1. Основні принципи, вступна частина і загальні коефіцієнти впливу.

ISO 6336-5 Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 5. Міцність і якість матеріалів

ISO 10300-2 Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 2. Розраховування міцності активної поверхні зубців

ISO 10300-3 Розраховування навантажувальної здатності конічних передач. Частина 3. Розраховування міцності зубців за вигину

ISO/TR 10495 Циліндричні зубчасті передачі. Розраховування на довговічність під перемінним навантаженням. Умови для циліндричних зубчастих передач відповідно до ISO 6336.

3 ТЕРМІНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОНЯТЬ

У цьому стандарті застосовують терміни і визначення, узгоджені з наведеними в ISO 53 і ISO 1122-1.

4 ПОЗНАКИ І СКОРОЧЕНІ ТЕРМІНИ

Познаки, що використовуються в цій частині ISO 10300 (див. таблицю 1), базовані на тих, що наведені в ISO 701, також вміщено познаки, наведені в ISO 1321-1.

Таблиця 1 — Познаки і скорочення, що використовуються в частинах 1, 2 і 3 ISO 10300

| Познаки | Визначення або термін | Одиниця вимірювання |
|----------|---|---------------------|
| a_v | міжосьова відстань еквівалентної циліндричної передачі | мм |
| a_{vn} | міжосьова відстань еквівалентної циліндричної передачі в нормальному перерізі | мм |
| b | ширина зубчастого вінця | мм |

Продовження таблиці 1

| Позначки | Визначення або термін | Одиниця вимірювання |
|--------------------|---|---------------------|
| b_{ce} | розрахована ефективна ширина зубчастого вінця | мм |
| b_e | ефективна ширина зубчастого вінця | мм |
| Δb_e | приріст бічної поверхні конічного зуба біля зовнішнього кінця | мм |
| $\Delta b'_e$ | ефективний приріст бічної поверхні конічного зуба біля зовнішнього кінця | мм |
| Δb_i | приріст бічної поверхні конічного зуба біля внутрішнього кінця | мм |
| $\Delta b'_i$ | ефективний приріст бічної поверхні конічного зуба біля внутрішнього кінця | мм |
| c_v | безрозмірний параметр | — |
| c_y | жорсткість зачеплення | H/(мм·мкм) |
| c_{y0} | жорсткість зачеплення для середніх умов | H/(мм·мкм) |
| c' | одинична жорсткість (див. ISO 6336-1) | H/(мм·мкм) |
| c'_0 | одинична жорсткість для середніх умов | H/(мм·мкм) |
| d_e | зовнішній ділительний діаметр | мм |
| d_m | середній ділительний діаметр | мм |
| d_v | ділительний діаметр еквівалентного циліндричного колеса | мм |
| d_{va} | діаметр кола вершин зубців еквівалентного циліндричного колеса | мм |
| d_{van} | діаметр кола вершин зубців еквівалентного циліндричного колеса в нормальному перерізі | мм |
| d_{vb} | основний діаметр еквівалентного циліндричного колеса | мм |
| d_{vbn} | основний діаметр еквівалентного циліндричного колеса в нормальному перерізі | мм |
| d_{vn} | ділительний діаметр еквівалентного циліндричного колеса в нормальному перерізі | мм |
| f | відстань до лінії контакту | мм |
| f^* | відносна відстань до середньої лінії контакту | — |
| f_{α} | відхил форми профілю | мкм |
| f_{\max} | максимальна відстань до середньої лінії контакту | мм |
| f_{pt} | відхил одного кроку | мкм |
| $f_{p\text{ eff}}$ | ефективний відхил кроку | мкм |
| f_F | коефіцієнт коригування навантаження | - |
| g_{f0} | припустима відстань в розташуванні найслабшого перерізу | мм |
| g_{va} | довжина лінії зачеплення еквівалентного циліндричного колеса | мм |
| g_{van} | довжина лінії зачеплення еквівалентного циліндричного колеса в нормальному перерізі | мм |
| g_{xb} | відстань між центром радіуса краю фрези і осьовою лінією колеса, виміряною вздовж основної площини інструмента | мм |
| g_{yb} | відстань від центра радіуса кривизни поздовжнього краю зуба до початкової поверхні плоского зубчастого колеса, виміряною в напрямку, перпендикулярному до початкової поверхні | мм |
| g_{za} | проміжна перемінна для розраховування коефіцієнта міцності зуба | мм |
| g_{zb} | проміжна перемінна для розраховування коефіцієнта міцності зуба | мм |
| g_j | проміжна перемінна для розраховування коефіцієнта міцності зуба | мм |

Продовження таблиці 1

| Позначки | Визначення або термін | Одиниця вимірювання |
|------------|--|---------------------|
| g_J' | проміжна перемінна для розраховування коефіцієнта міцності зуба | мм |
| g_k | проектowana довжина миттєвої лінії контакту вздовж напрямку зуба | мм |
| g_{η} | довжина лінії зачеплення в межах контактного еліпса | мм |
| g_o | відстань від центральної лінії западини плоского конічного колеса (інструмент) до центра радіуса поздовжнього краю інструмента, виміряна в середньому нормальному перерізі | мм |
| g_o'' | відстань від середнього перерізу до центру зачеплення, виміряна вздовж напрямку на всій лінії зуба | мм |
| h_{a0} | зовнішня висота головки зуба | мм |
| h_{am} | середня висота головки зуба | мм |
| h_{aP} | висота головки зуба вихідного контура | мм |
| h_{a0} | висота головки зуба інструмента | мм |
| h_{fe} | зовнішня висота ніжки зуба | мм |
| h_{fP} | висота ніжки зуба вихідного контура | мм |
| h_{fm} | середня висота ніжки зуба | мм |
| h_{f0} | висота ніжки зуба інструмента | мм |
| h_{Fa} | плече моменту вигину для напруження вигину (прикладення навантаження до вершини зуба) | мм |
| h_N | висота навантаження із критичного перерізу | мм |
| k | індекс підсумування | — |
| k' | постійна місцеположення | |
| i_b | довжина лінії контакту | мм |
| i_{bm} | довжина середньої лінії контакту | мм |
| i'_{bm} | проектowana довжина середньої лінії контакту | мм |
| m_{et} | зовнішній торцевий модуль | мм |
| m_{mn} | середній нормальний модуль | мм |
| m_{mt} | середній торцевий модуль | мм |
| m_{red} | маса на мм ширини зубчастого вінця приведена до лінії зачеплення динамічно-еквівалентних циліндричних зубчастих коліс | кг/мм |
| m' | відносна одинична маса зубчастого колеса на одиницю ширини зубчастого вінця, що відноситься до лінії зачеплення | кг/мм |
| n | частота обертання | хв^{-1} |
| n_{E1} | резонансна частота обертання шестерні | хв^{-1} |
| p | пікове навантаження | Н/мм |
| p_r | протуберанець інструмента | мм |
| p_{max} | максимальне пікове навантаження | Н/мм |
| p^* | відносне пікове навантаження | — |
| p_{et} | торцевий основний крок еквівалентного циліндричного колеса | мм |
| q | припуск на механічне оброблення | мм |

Продовження таблиці 1

| Позначки | Визначення або термін | Одиниця вимірювання |
|-----------------------|--|---------------------|
| q | показник ступеня в формулі для коефіцієнта поздовжньої кривизни | — |
| q_s | параметр надрізу | — |
| q_{ST} | параметр надрізу випробовуваного зубчастого колеса | — |
| r_{co} | радіус фрези | мм |
| r_{mf} | радіус перехідної кривої зуба в середньому перерізі | мм |
| $r_{m\gamma 0}$ | середній торцевий радіус до точки прикладення навантаження | мм |
| $\Delta r_{\gamma 0}$ | відстань від початкового кола до точки прикладення в середньому нормальному перерізі | мм |
| s_{et} | торцева товщина зуба на додатковому конусі | мм |
| s_{amn} | середня нормальна товщина вершини зуба | мм |
| s_{mn} | середня нормальна окружна товщина | мм |
| s_{pr} | висота протуберанця | мм |
| s_{mt} | середня торцева окружна товщина | мм |
| s_{Fn} | хорда ніжки зуба в розрахунковому перерізі | мм |
| s_N | половина товщини зуба в критичному перерізі | мм |
| u | передатне відношення конічної передачі | — |
| u_v | передатне відношення еквівалентної циліндричної передачі | — |
| v_{et} | окружна швидкість на зовнішньому кінці (п'ятка) ділильного конуса | м/с |
| $v_{et\ max}$ | максимальна окружна швидкість на ділильному колі початкового діаметра | м/с |
| v_{mt} | окружна швидкість на ділильному конусі всередині ширини зубчастого вінця | м/с |
| x_{hm} | коефіцієнт зміщення профілю | — |
| x_{sm} | коефіцієнт модифікації товщини зуба | — |
| x_N | коефіцієнт міцності зуба шестерні | мм |
| y_p | припуск припрацювання міжмодульного зміщення, що стосується простого полірованого випробовуваного зразка | мкм |
| y_J | місцеположення точки прикладення навантаження для максимальної напруги вигину на лінії зачеплення | мм |
| y_z | місцеположення точки прикладення навантаження на лінії зачеплення | мм |
| y_α | припуск припрацювання міжмодульного зміщення | мкм |
| z | число зубців | — |
| z_v | число зубців еквівалентного циліндричного колеса | — |
| z_{vn} | число зубців циліндричного колеса в нормальному перерізі | — |
| A | допоміжний коефіцієнт для динамічного коефіцієнта | — |
| A_m^* | допоміжна величина для коефіцієнта розподілу навантаження | мм ² |
| A_r^* | допоміжна величина для коефіцієнта розподілу навантаження | мм ² |
| A_{sne} | припуск зовнішньої товщини зуба | мм |
| A_l^* | допоміжна величина для коефіцієнта розподілу навантаження | мм ² |

Продовження таблиці 1

| Позначки | Визначення або термін | Одиниця вимірювання |
|--------------------------|---|---------------------|
| B | допоміжний коефіцієнт для динамічного коефіцієнта | — |
| C | ступінь точності | — |
| C_a | модифікація головки зуба | мкм |
| C_b | поправковий коефіцієнт для жорсткості зуба за нетипових умов | — |
| C_F | поправковий коефіцієнт для жорсткості зуба за нетипових умов | — |
| C_{ZL}, C_{ZR}, C_{ZV} | коефіцієнти для визначання коефіцієнтів плівки змащення | — |
| E | модуль пружності, модуль Юнга | Н/мм ² |
| E, G, H | допоміжні коефіцієнти для коефіцієнта форми зуба | — |
| F | допоміжний коефіцієнт для коефіцієнта середньої зони | — |
| F_{mt} | номінальна окружна сила на дільному конусі в середині ширини зубчастого вінця | Н |
| F_{mtH} | вирішальна окружна сила на дільному конусі в середині ширини зубчастого вінця | Н |
| HB | твердість за Брінелем | — |
| K | постійна; коефіцієнт, що стосується навантаження зуба | — |
| K_v | динамічний коефіцієнт | — |
| K_A | коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження | — |
| K_{F0} | коефіцієнт поздовжньої кривизни для напруження вигину | — |
| $K_{F\alpha}$ | коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями для напруження вигину | — |
| $K_{F\beta}$ | коефіцієнт розподілу навантаження за довжиною контактних ліній для напруження вигину | — |
| $K_{H\alpha}$ | коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями для контактного напруження | — |
| $K_{H\beta}$ | коефіцієнт розподілу навантаження за довжиною контактних ліній для контактного напруження | — |
| $K_{H\beta-be}$ | коефіцієнт складання | — |
| L | емпірична стала, що використовується в поправковій формулі напруження | — |
| L_a | допоміжний коефіцієнт для поправкового коефіцієнта | — |
| M | емпірична стала, що використовується в поправковій формулі напруження | — |
| N | безрозмірне резонансне відношення для n_{E1} | — |
| N_L | число циклів навантаження | — |
| O | емпірична стала, що використовується в поправковій формулі напруження | — |
| P | номінальна потужність | кВт |
| P_d | зовнішній діаметральний пітч | дюйм ⁻¹ |
| R_a | = CLA = AA середня арифметична шорсткість | мкм |
| R_e | зовнішня конусна відстань | мм |
| R_m | середня конусна відстань | мм |
| R_z | середня шорсткість | мкм |
| R_{zT} | середня шорсткість випробовуваного колеса | мкм |

Продовження таблиці 1

| Позначки | Визначення або термін | Одиниця вимірювання |
|--------------------|--|---------------------|
| Rz_{10} | середня шорсткість для зубчастих пар з $p_{red} = 10$ мм | мкм |
| S_F | коефіцієнт безпеки для напруження вигину (проти поломки) | — |
| S_{Fmin} | мінімальний коефіцієнт безпеки для напруження вигину | — |
| S_H | коефіцієнт безпеки для контактного напруження (проти пітингу) | — |
| S_{Hmin} | мінімальний коефіцієнт безпеки для контактного напруження | — |
| T | мінімальний крутильний момент | Нм |
| Y | коефіцієнт форми зуба | — |
| Y_i | коефіцієнт інерції | — |
| Y_f | коефіцієнт концентрації напруження і коригування напруження | — |
| Y_A | коефіцієнт регулювання конічної передачі | — |
| Y_B | коефіцієнт напруження вигину | — |
| Y_C | коефіцієнт напруження стиску | — |
| Y_{Fa} | коефіцієнт форми зуба для навантаження, прикладеного до вершини зуба | — |
| Y_{FS} | комбінований коефіцієнт форми зуба для утворених передач | — |
| Y_J | коефіцієнт геометрії конічного колеса | — |
| Y_K | коефіцієнт конічного колеса | — |
| Y_{LS} | коефіцієнт розподілу навантаження (міцність під час вигину) | — |
| Y_{NT} | коефіцієнт довговічності стандартної випробовуваної передачі | — |
| Y_P | комбінований коефіцієнт геометрії | — |
| Y_R | коефіцієнт поверхні полірованого зразка | — |
| Y_{RT}^* | коефіцієнт поверхні випробовуваного зубчастого колеса з шорсткістю $Rz_T = 10$ мкм | — |
| $Y_{Rrel T}$ | відносний коефіцієнт шорсткості | — |
| Y_{Sa} | поправковий коефіцієнт напруження під час прикладання навантаження до вершини зуба | — |
| Y_{ST} | поправковий коефіцієнт напруження для розмірів стандартної випробовуваної передачі | — |
| Y_X | розмірний коефіцієнт для напруження вигину | — |
| Y_δ | динамічний коефіцієнт чутливості зубчастого колеса, що має бути визначений | — |
| $Y_{\delta T}$ | динамічний коефіцієнт чутливості стандартної випробовуваної передачі | — |
| $Y_{\delta rel T}$ | відносний коефіцієнт чутливості | — |
| Y_e | коефіцієнт, що враховує торцеве перекриття (вигин) | — |
| Z_v | коефіцієнт швидкості | — |
| Z_E | коефіцієнт пружності | — |
| Z_H | коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубців | — |
| Z_K | коефіцієнт конічного зубчастого колеса (профіль) | — |
| Z_L | коефіцієнт змащення | — |
| Z_{LS} | коефіцієнт розподілу навантаження | — |

Продовження таблиці 1

| Позначки | Визначення або термін | Одиниця вимірювання |
|----------------------|--|---------------------|
| Z_{M-B} | коефіцієнт середньої зони | — |
| Z_{NT} | коефіцієнт довговічності стандартної випробовуваної передачі | — |
| Z_R | коефіцієнт шорсткості для контактного напруження | — |
| Z_X | розмірний коефіцієнт | — |
| Z_W | коефіцієнт термооброблення | — |
| Z_β | коефіцієнт кута нахилу лінії зуба для контактного напруження | — |
| α_h | нормальний кут профілю зуба в точці прикладення навантаження на центральній лінії зуба | ° |
| α_n | нормальний кут профілю зуба | ° |
| α_{vn} | нормальний кут профілю зуба еквівалентного циліндричного колеса ($=\alpha_n$) | ° |
| α_{vt} | кут профілю зуба в торцевому перетині еквівалентного циліндричного колеса | ° |
| α_{wt} | робочий кут профілю зуба в торцевому перетині | ° |
| α_{Fan} | кут прикладення навантаження на колі вершин еквівалентної прямозубової передачі | ° |
| α_L | нормальний кут профілю зуба в точці прикладення навантаження на поверхні зуба | ° |
| β_m | середній кут спіралі | ° |
| β_{vb} | кут нахилу лінії зуба на основному колі віртуальної циліндричної передачі | ° |
| γ_a | допоміжний кут для форми зуба і поправкового коефіцієнта зуба | ° |
| δ | кут початкового конуса | ° |
| δ_a | кут конуса вершин зубців | ° |
| δ_f | кут западин | ° |
| $\epsilon_{v\alpha}$ | коефіцієнт торцевого перекриття еквівалентного циліндричного колеса | — |
| ϵ_{van} | коефіцієнт торцевого перекриття еквівалентного циліндричного колеса в нормальному перерізі | — |
| $\epsilon_{v\beta}$ | коефіцієнт осьового перекриття еквівалентного циліндричного колеса | — |
| ϵ_{vy} | модифікований коефіцієнт перекриття | — |
| ϵ_N | коефіцієнт розподілу навантаження | — |
| θ_a | кут головки зуба | ° |
| θ_f | кут ніжки зуба | ° |
| ξ | припустимий кут в місцеположенні найслабшого перерізу | ° |
| ξ_h | половина кута протилежного нормальній круговій товщині зуба в точці прикладення навантаження | ° |
| ρ | густина | кг/мм ³ |
| ρ_{a0} | радіус краю фрези | мм |
| ρ_{fp} | радіус перехідної кривої ніжки зуба вихідного контуру для циліндричних передач | мм |
| ρ_{red} | приведений радіус кривизни | мм |
| ρ_{Fn} | радіус перехідної кривої в точці контакту 30° дотичної | мм |
| ρ' | товщина ковзання | мм |

Кінець таблиці 1

| Позначки | Визначення або термін | Одиниця вимірювання |
|---------------------------|--|---------------------|
| σ_B | границя міцності на розрив | Н/мм ² |
| σ_F | напруження вигину в зубі | Н/мм ² |
| $\sigma_{F \text{ lim}}$ | базове напруження (вигин) | Н/мм ² |
| σ_{FE} | допустиме напруження | Н/мм ² |
| σ_{FP} | допустиме напруження вигину | Н/мм ² |
| σ_{F0} | місцеве напруження вигину | Н/мм ² |
| σ_H | контактне напруження | Н/мм ² |
| $\sigma_{H \text{ lim}}$ | базове контактне напруження | Н/мм ² |
| σ_{HP} | допустиме контактне напруження | Н/мм ² |
| σ_{H0} | базове контактне напруження | Н/мм ² |
| $\sigma_{0,2}$ | границя текучості за залишкової деформації 0,2 % | Н/мм ² |
| τ | кут між дотичною перехідної кривої у найслабшій точці і центральною лінією зуба | ° |
| θ | допоміжний коефіцієнт для коефіцієнта форми зуба і поправкових коефіцієнтів зуба | — |
| ν | коефіцієнт Пуасона | — |
| ν_{40}, ν_{50} | номінальна кінематична в'язкість оливи за температури 40°C і 50°C відповідно | мм ² /с |
| ω | кутова швидкість | рад/с |
| χ^X | відносне зниження напруження в піднутренні ніжки зуба | мм ⁻¹ |
| χ_T^X | відносне зниження напруження в піднутренні ніжки зуба випробовуваного колеса | мм ⁻¹ |
| Σ | міжосьовий кут | ° |
| Інші індекси | | |
| 0 | інструмент | |
| 1 | шестерня | |
| 2 | колесо | |
| x | динамічний еквівалент циліндричних зубчастих коліс | |
| -A, -B, -B1, -B2 -C | величина відповідно до методів A, B, B1, B2 або C | |
| (1), (2) | спроби інтерполяції | |
| * | величина відносна до m_{mn} (виняток m^*) | |

5 ЗАСТОСУВАННЯ

5.1 Методи

5.1.1 Загальні принципи

ISO 10300 призначений головним чином для розраховування конічних зубчастих коліс, суттєві дані яких відомі з креслеників або вимірювань (перераховування). На стадії попереднього проектування доступні дані обмежені та наближені, або для деяких коефіцієнтів можуть бути використані емпіричні величини. Крім того, в деяких галузях застосування або для наближених розраховувань деякі коефіцієнти можуть бути прийняті за одиницю або константу. Проте в таких випадках повинен бути вибраний помірний коефіцієнт безпеки (див. 5.2). Скрізь, де є неузгодженість, повномасштабне

випробовування на повне навантаження переважне над будь-якими методами від А до С, в той час метод А, якщо його точність і надійність доведені, переважний над методом В, який в свою чергу переважний над методом С.

5.1.2 Позномасштабне випробовування на повне навантаження

Найдостовірнішим методом передбачення повної характеристики привода є повномасштабне випробовування на повне навантаження конкретного зубчастого привода для того, щоб визначити його навантажувальну здатність. Це не буде вимагати перевіряння розраховуванням, використовуючи будь-який із наведених методів. Проте, зазвичай конічні передачі, що мають розроблятися із попереднього проектування згідно з методами В або С, потім повинні бути удосконалені випробовуванням, щоб досягти оптимального контакту зубців, плавності роботи і регульованості.

5.1.3 Метод А

Де доступний достатній досвід роботи інших подібних конструкцій, задовільні рекомендації можна отримати екстраполяцією об'єднаних результатів випробовування або експлуатаційних даних. Коефіцієнти, залучені до цієї екстраполяції можуть бути оцінені точним вимірюванням і всебічним математичним аналізуванням системи передачі, що розглядається із досвіду галузі. Усі дані передачі та навантаження повинні бути відомими для використання цього методу, який повинен бути чітко описаний і представлений з усіма математичними і випробовувальними передумовами, граничними умовами і будь-якими специфічними характеристиками методу, що впливають на результат. Точність, наприклад, повинна бути продемонстрована порівняно з іншими підтвердженими вимірюваннями передач. Метод повинен бути схвалений замовником і постачальником.

5.1.4 Метод В

Знову, де доступний достатній досвід роботи інших подібних конструкцій, задовільну рекомендацію можна отримати екстраполяцією результатів випробовування або експлуатаційних даних, поєднаних з ними. Проте рекомендовано, щоб для порівняння конструкцій використовувалися методи розраховування. Додатково, наближені методи наведені для деяких коефіцієнтів разом з припущеннями, доречними до їх оцінення. Обґрунтованість цих припущень для даних умов роботи повинна бути перевірена.

5.1.5 Метод С

Де відповідні результати випробовування, або галузевий досвід з подібних конструкцій є недоступним для використання в оціненні певних коефіцієнтів, там повинні використовуватися додаткові спрощені методи розраховування. Вони придатні для особливих галузей застосування або на основі певних передумов, наприклад, які доречні для приймального випробовування.

5.2 Коефіцієнти безпеки

Допустима ймовірність відмови повинна бути ретельно зважена під час вибирання коефіцієнта безпеки, в балансуванні надійності проти вартості. Якщо характеристика зубчастих передач може бути точно оцінена випробовуванням привода безпосередньо за умов фактичного навантаження, то можна дозволити нижчий коефіцієнт безпеки. Коефіцієнти безпеки повинні визначитися діленням конкретного розрахованого навантаження на питоме робоче напруження.

На додаток до цієї загальної вимоги і спеціальних вимог, що мають відношення до поверхневої довговічності (пітінг) і напруження вигину, наведених відповідно в частинах 2 і 3 ISO 10300, коефіцієнти безпеки повинні визначатися тільки після ретельного розгляду надійності матеріальних даних і величин навантаження, що використовуються під час розраховування. Величини допустимого напруження, що використовуються під час розраховування, чинні для наведеної ймовірності відмови або пошкодження (наприклад, величини для матеріалів у ISO 6336-5 чинні для 1 % ймовірності пошкодження) ризик пошкодження буде зменшуватися у разі збільшення коефіцієнтів безпеки і навпаки. Якщо навантаження або реакція системи на вібрацію переважно оцінені, ніж виміряні, то повинен використовуватися більший коефіцієнт безпеки.

Наступні відхили також повинні бути враховані під час визначання коефіцієнта безпеки:

- відхили в геометрії зубчастої передачі внаслідок допусків виготовлення;
- відхили суміщення;
- відхили в матеріалі внаслідок змін в хімічному складі, чистоті та мікроструктурі (якість матеріалу і термооброблення);
- відхили в змащенні і їх обслуговуванні протягом строку служби зубчастих передач.

Доречність коефіцієнтів безпеки буде таким чином залежати від надійності припущень, які відносяться до навантаження, на якому базуються розрахунки, а також на надійності, заданої безпосередньо для зубчастих передач, що стосується можливих наслідків будь-якого пошкодження, яке може трапитися у випадку відмови.

Поставлені зубчасті передачі або складені зубчасті приводи повинні мати числове значення 1,0 мінімального коефіцієнта безпеки $S_{H \min}$ для контактного напруження. Для мінімального напруження вигину, числова величина $S_{F \min}$ повинна бути 1,3 для конічних передач з криволінійними зубцями і 1,5 для прямозубих конічних передач, або де $\beta_m \leq 5^\circ$.

Мінімальні коефіцієнти безпеки проти пошкодження пітінгом і поломки зуба повинні бути узго-джені між постачальником і замовником.

5.3 Показники

5.3.1 Випробовування

Найефективніший повний підхід до керування експлуатаційними якістьми приводної системи є через повномасштабне випробовування на повне навантаження запропонованої нової конструкції. Проте цей підхід обмежений його великою вартістю. Альтернативно, де існує достатній досвід подібних конструкцій і доступні результати, задовільне рішення можна отримати екстраполяцією таких даних. З іншого боку, де недоступні відповідні результати випробовування або експлуатаційні дані, рейтингові коефіцієнти повинні вибиратися помірковано.

5.3.2 Відхили під час виготовлення

Коефіцієнти повинні бути вибрані, базуючись на мінімальних прийнятних межах якості очікуваних відхилів складових частин у процесі виготовлення. Ступінь точності повинен визначатися, використовуючи ISO 1328-1 з відхилом одного кроку.

5.3.3 Припустима точність

Де емпіричні величини показників наведені кривими, ISO 10300 подає формули встановлення кривих, щоб полегшити комп'ютерне програмування.

Примітка. Постійні і коефіцієнти, що використовуються для встановлення кривих, часто мають значущі цифри більші від тих, що припускаються надійністю емпіричних даних.

5.4 Інші коефіцієнти, що будуть розглядатися

5.4.1 Загальні принципи

На додаток до коефіцієнтів, що враховують вплив опору пітінгу і міцності до вигину, інші взаємопов'язані системні коефіцієнти можуть мати важливий вплив на загальне функціонування передачі. Їх можливий вплив на розраховування потрібно розглядати.

5.4.2 Змащення

Характеристики, визначені формулами ISO 10300, будуть чинні, тільки якщо зубці передачі експлуатуються з мастилами належної в'язкості та комплексом присадок для навантаження, швидкості та оброблення поверхні та є достатня кількість змащення на зубцях передачі і вальниках для змащення і підтримування прийнятної робочої температури.

5.4.3 Зміщення

Багато зубчастих систем залежать від зовнішніх опор, таких як машинні фундаменти, щоб зберегти суміщення зубчастого зачеплення. Якщо ці опори погано спроектовані, початково зміщені, або стали зміщеними протягом роботи внаслідок пружних або термічних відхилів чи інших чинників, то загальне функціонування зубчастої системи буде несприятливим.

5.4.4 Деформація

Деформація корпусів, що підтримують зубчасту передачу, вали і вальниці, внаслідок зовнішніх консольних, поперечних і осьових навантажень, впливає на контакт зубців у зачепленні.

Через те, що деформація змінюється з навантаженням, важко отримати задовільну пляму контакта за різних навантажень. Взагалі, деформація внаслідок зовнішніх навантажень від двигуна і веденого устаткування зменшує навантажувальну здатність і це, так само як і деформація, спричинена внутрішніми силами, повинно враховуватися під час визначання фактичного контакту зубців передачі.

5.4.5 Матеріали і металургія

Більшість конічних передач виготовлені із цементованої, поверхнево прогартованої сталі. Допустимі напруження для неї та інших матеріалів повинні таким чином базуватися на випробовуваннях

конічних передач скрізь, де вони доступні. Величини допустимого напруження, які базуються на різних методах виробництва сталі та термооброблення, зазначені у ISO 6336-5. Твердість і міцність на розтягування, так як і ступінь точності, також будуть критерієм вибору величини допустимого напруження.

Примітка. Високоякісні марки сталей показують вищі величини допустимого напруження, в той час низькоякісні марки показують нижчі величини допустимого напруження (див. ISO 6336-5).

5.4.6 Залишкове напруження

Будь-який залізистий матеріал, маючи поверхнево-серцевинний взаємозв'язок, напевно матиме залишкове напруження. Якщо правильно користуватися, то таке напруження буде стискувальним у бічній поверхні зуба, таким чином збільшуючи втомну міцність вигину зуба передачі. Дробоструминне оброблення, цементация поверхні та індукційне загартування, якщо правильно виконані, є загальними методами стимулювання стискувального попереднього напруження на поверхні зубців колеса. Невластиві технології шліфування після термооброблення можуть зменшити залишкові стискувальні напруження або навіть вводити залишкові розтягувальні напруження в перехідні криві зубців, таким чином знижуючи величини допустимого напруження.

5.4.7 Динаміка системи

Використаний метод дослідження містить динамічний коефіцієнт K_v в рівнянні, знижуючи показники передач через збільшення навантажень, спричинених погрішностями зубців передачі. Це надає спрощені величини для легкого застосування.

Динамічна характеристика системи результується в додаткових навантаженнях зубців передачі внаслідок відносних рухів поєднаних мас двигуна і веденого устаткування. Коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження K_d призначений враховувати експлуатаційні характеристики двигуна і веденого устаткування. Проте треба визнати, якщо нерівність роботи двигуна, редуктора або веденого устаткування спричинить збудження з частотою, яка близька до однієї з головних власних частот системи, резонансні коливання можуть спричинити серйозні перевантаження, можливо в декілька разів вищі від номінального навантаження. Тому, де стосується критичного робочого застосування, рекомендується робити аналізування вібрації повної системи. Це аналізування повинне охоплювати всю систему, а також двигун, редуктор, ведене устаткування, муфти, умови монтажу і джерела збудження. Повинні бути розраховані власні частоти, форми коливань і амплітуди динамічної характеристики.

5.4.8 Пляма контакту

Зубці більшості конічних передач мають бочкоподібну модифікацію і модифікацію поверхні вздовж лінії зуба під час виготовлення, щоб врахувати деформацію валів і монтажу. Це результується в локалізації плями контакту протягом випробовування обкаткою під легкими навантаженнями. Під розрахунковим навантаженням, якщо інакше не визначено, пляма контакту зубців поширена за бічною поверхнею зуба без концентрацій плями на краях будь-якого елемента.

Застосування розрахункових формул до конічних передач, виготовлених за умов, у яких цей процес не здійснюється, і які не мають адекватної плями контакту, може вимагати модифікацій коефіцієнтів, наведених у ISO 10300. Ці зубчасті передачі не охоплені.

Примітка. Повне навантаження, використовуване для аналізування плями контакту, може охоплювати впливи коефіцієнта зовнішнього динамічного навантаження (див. додаток С щодо повнішого пояснення утворення контакту зубців).

5.4.9 Корозія

Корозія поверхні зуба передачі може мати суттєвий шкідливий вплив на міцність під час вигинання і опір пітінгу зубців. Проте оцінення впливу корозії на зубці передач є поза рамками ISO 10300.

5.5 Вплив та інші коефіцієнти в основних формулах

Коефіцієнти, вміщені в основні формули, що представлені в ISO 10300, відображають геометрію передачі або встановлені угодою, необхідно розраховувати відповідно до формул.

Також коефіцієнти, вміщені в формули в ISO 10300, відображають впливи відхилів в обробленні або робочому циклі компонента виробу. Вони відомі як коефіцієнти впливів, тому що вони враховують величину впливів. Хоч трактуються як незалежні, вони можуть впливати один на одного до міри, що поза оціненням. Вони охоплюють коефіцієнти навантаження K_A , K_v , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, а також ті коефіцієнти, що впливають на допустимі напруження.

Також вміщені інші коефіцієнти, що відображають математичне співвідношення напруження і ресурса.

Коефіцієнти впливу можна визначити різними методами розраховування. Вони позначені, за необхідності, додаванням індексів від А до С до позначень. Поки інакше не зазначено (наприклад у прикладному стандарті) більш точний метод переважний для важливих передач. Рекомендовано, щоб допоміжні індекси використовувалися кожного разу, коли метод, використовуваний для оцінення коефіцієнта, не був ідентифікований інакше.

Для деяких застосувань може бути необхідно зробити вибір між коефіцієнтами, визначеними з використанням альтернативних методів (наприклад, альтернативи для визначання динамічного коефіцієнта або коефіцієнта розподілу навантаження). Під час представлення розрахунку метод, що використовується, повинен бути позначений розширенням індексу.

Приклад

K_{v-C} , $K_{H\alpha-B}$

6 ЗОВНІШНЯ СИЛА І КОЕФІЦІЄНТ ЗОВНІШНЬОГО ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ K_A

6.1 Номінальна окружна сила, крутильний момент, потужність

Для цілей ISO 10300, крутильний момент на шестерні використовується в основних формулах розраховування напруження. Для того, щоб визначити момент вигину на зубі або силу на поверхні зуба, окружна сила розраховується в формулі напруження на ділільному конусі всередині ширини зубчастого вінця так.

$$F_{mt} = \frac{2000 T_{1,2}}{d_{m1,2}}; \quad (1)$$

$$T_{1,2} = \frac{F_{mt} d_{m1,2}}{2000} = \frac{1000 P}{\omega_{1,2}} = \frac{9549 P}{n_{1,2}}; \quad (2)$$

$$P = \frac{F_{mt} v_{mt}}{1000} = \frac{T_{1,2} \omega_{1,2}}{1000} = \frac{T_{1,2} n_{1,2}}{9549}; \quad (3)$$

$$v_{mt} = \frac{d_{m1,2} \omega_{1,2}}{2000} = \frac{d_{m1,2} n_{1,2}}{19098}. \quad (4)$$

Номінальний крутильний момент веденого устаткування є вирішальний. Це робочий крутильний момент, що передається протягом довгого періоду часу і за найбільш важких регулярних робочих умов.

Приклад

Максимальний постійний крутильний момент прокатки, крутильний момент від максимального вантажу, що піднімається.

Номінальний крутильний момент приводної машини може використовуватися, якщо це відповідає необхідному крутильному моменту двигуна.

6.2 Умови перемінного навантаження

Якщо навантаження нерівномірне, то повинно бути зроблено ретельне аналізування навантажень передач, в якому взято до уваги зовнішні та внутрішні динамічні коефіцієнти. Рекомендовано, щоб усі різні навантаження, що трапляються протягом очікуваної довговічності передач і тривалість кожного навантаження, були визначені. Для визначання еквівалентної довговічності передач для спектра крутильних моментів буде використовуватися метод, базований на правилі Майнера (див. ISO/TR 10495).

6.3 Коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження K_A

У випадках, де не доступний достовірний досвід або спектри спільного навантаження, визначені практичним вимірюванням або всебічним системним аналізуванням, розраховуйте, використовуючи номінальну окружну силу F_{mt} , відповідно до 6.1 і коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження K_A . Цей коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження робить поправку для будь-яких зовнішніх прикладених динамічних навантажень, що додаються до навантаження номінальним робочим крутильним моментом T_1 .

6.3.1 Фактори, що спричиняють зовнішні динамічні навантаження

У визначенні коефіцієнта зовнішнього динамічного навантаження потрібно враховувати факт, що багато первинних двигунів створюють миттєві пікові крутильні моменти, які відчутно більші від моментів, визначених номінальними параметрами первинного двигуна або веденого устаткування. Є багато можливих джерел динамічного перевантаження, які повинні бути розглянуті, враховуючи:

- вібрацію системи;
- критичну швидкість;
- крутильні моменти пришвидшення;
- швидкість, що перевищує допустиму;
- раптові відхили в роботі системи;
- гальмування;

— від'ємні крутильні моменти, такі як ті, що створені сповільнювачами транспортних засобів, результатуються в навантаженні зворотних бокових поверхонь зубців передачі.

Аналізування критичних швидкостей в межах робочого діапазону привода є необхідним. Якщо присутні критичні швидкості, то повинні бути зроблені зміни в конструкції усієї привідної системи для того, щоб їх усунути, або ввести демпфування системи для зведення до мінімуму коливань коліс і валів.

6.3.2 Установлення коефіцієнтів застосування

Коефіцієнти застосування найкраще встановлюються повним аналізуванням досвіду обслуговування в конкретному застосуванні. Для застосувань таких, як морські зубчасті передачі, які зазнають періодичних пікових крутильних моментів (крутильні коливання) і сконструйовані для необмеженої довговічності, коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження може бути визначений, як відношення між періодичним піковим крутильним моментом і номінальним установленим крутильним моментом. Номінальний установлений крутильний момент визначений встановленою потужністю і швидкістю.

Якщо передача зазнає обмеженого числа навантажень, більших ніж періодичні пікові крутильні моменти, то цей вплив може бути перекритий за допомогою накопиченої втоми, або за допомогою збільшеного коефіцієнта зовнішнього динамічного навантаження, що представляє вплив спектра навантажень.

Якщо досвід обслуговування не доступний, то потрібно робити повне аналітичне дослідження. У додатку В наведено приблизні величини, якщо будь-яка з цих альтернатив неможлива.

7 ДИНАМІЧНИЙ КОЕФІЦІЄНТ K_v

7.1 Загальний принцип

Динамічний коефіцієнт K_v робить поправку на впливи якості зубців передачі, пов'язаних зі швидкістю і навантаженням, а також інших параметрів, перелічених нижче (див. 7.2—7.6). Динамічний коефіцієнт установлює зв'язок між повним навантаженням зубців, враховуючи внутрішні динамічні впливи, і коловим навантаженням, що передається, і виражений як сума внутрішнього дієвого динамічного навантаження і передаваного колового навантаження зубців, поділена на передаване колове навантаження зубців. Параметри для внутрішнього динамічного навантаження зубців передачі ділять на дві категорії: конструкція і виготовлення.

7.2 Конструкція

Конструктивні параметри охоплюють:

- окружну швидкість на початковому колі;
- навантаження зубців;
- інерцію і жорсткість обертових елементів;
- варіацію жорсткості зубців;
- властивості змащення;
- жорсткість вальниць і конструкції корпусу;
- критичні швидкості і внутрішні коливання в межах самої передачі.

7.3 Виготовлення

Параметри виготовлення охоплюють:

- відхили кроку зубців;
- биття початкових поверхонь відносно осі обертання;

- відхили бічної поверхні зубців;
- сумісність елементів сполучених зубців передачі;
- баланс частин;
- посадка вальниці і попередній натяг.

7.4 Кінематична помилка

Навіть якщо вхідний крутильний момент і швидкість постійні, можуть існувати суттєві коливання мас передачі та результувальні динамічні сили зубців. Ці сили є наслідком відносних переміщень між зачепленими зубчастими колесами, оскільки вони вібрують у відповідь на збудження, відоме як кінематична помилка. Ідеальна кінематика зубчастої пари вимагає постійного передатного відношення між входом і виходом. Кінематична помилка визначена як відхил від однорідного відносного кутового руху пари зачеплених коліс. На неї впливають усі відхили від ідеальної форми зуба фактичної конструкції колеса, метод виготовлення і експлуатаційні умови. Експлуатаційні умови охоплюють наступне:

а) **Колова швидкість на початковому колі.** Частоти збудження залежать від колової швидкості на початковому колі та модуля;

б) **Колівання жорсткості зачеплення,** коли зубці колеса проходять цикл зачеплення. Це є джерелом збудження, особливо наявне в прямозубих конічних колесах і конічних колесах із нульовим кутом нахилу кругових зубців. Конічні передачі з криволінійними зубцями з модифікованим коефіцієнтом перекриття > 2 мають менші коливання жорсткості;

с) **Навантаження, передаване зубом.** Через те що деформації залежні від навантаження, профільні модифікації зубців передачі можуть бути спроектовані, щоб дати рівномірне передатне відношення тільки для однієї величини навантаження. Навантаження, відмінні від спроектованого навантаження, будуть збільшувати погрішність передачі;

д) **Динамічний дисбаланс коліс і валів;**

е) **Середовище застосування.** Надмірна зношеність і пластична деформація профілів зубців колеса збільшують погрішність передачі. Передачі повинні мати належним чином розроблену систему змащення, корпус і ущільнення, щоб підтримувати безпечну робочу температуру та середовище без забруднення;

ф) **Суміщення вала.** На суміщення зубців передачі впливають навантажувальні і термічні деформації коліс, валів, вальниць і корпусів;

г) **Збудження, спричинене тертям зубців.**

7.5 Динамічна характеристика

На дії динамічних сил зубців впливає наступне:

- маса коліс, валів та інших головних внутрішніх компонентів;
- жорсткість зубців колеса, тіл коліс, валів, вальниць і корпусів;
- демпфування, головними джерелами якого є вал, вальниці і ущільнення, з іншими джерелами враховуючи гістерезис валів зубчастих коліс, в'язке демпфування під час ковзання з'єднувальних деталей і муфт.

7.6 Резонанс

Коли збуджувальна частота (частота зачеплення зубців, багаторазові частоти зачеплення зубців тощо) співпадає або близьке до власної частоти системи передачі, резонансні коливання можуть спричинити високе динамічне навантаження зубців. Коли величина внутрішнього динамічного навантаження за такої приводної швидкості стає великою, роботи в цьому діапазоні швидкості потрібно уникати.

7.6.1 Резонанс тіла зубчастого колеса

Тіла високошвидкісних, легковагових зубчастих передач можуть мати власні частоти в межах діапазону робочої швидкості. Якщо тіло зубчастого колеса збуджено частотою, близькою до однієї з його власних частот, то резонансні деформації спричинять високі динамічні навантаження зубців. Також може бути можливість тарілкового і оболонкового видів коливань, які можуть спричинити вихід із ладу тіла зубчастого колеса.

Якщо визначено згідно з методом В або С, то динамічний коефіцієнт K_v не враховує резонанс тіла зубчастого колеса.

7.6.2 Резонанс системи

Редуктор є тільки одним зі складників системи, що містить джерело потужності, редуктор, ведене устаткування і з'єднувальні вали і муфти. Динамічна характеристика цієї системи залежить

від її конфігурації. У деяких випадках система може мати власну частоту, близьку до частоти збудження, пов'язану з робочою швидкістю. За таких резонансних умов її роботу потрібно ретельно оцінити. Для критичних приводів рекомендовано детальне аналізування всієї системи. Це повинно враховуватися під час визначання впливів на коефіцієнт застосування.

7.7 Методи розраховування

7.7.1 Загальні коментарі

Конічний зубчастий привод — дуже складна коливальна система. Динамічна система також, як власні частоти, що спричиняють динамічне навантаження зубців, не може бути визначена розглядом однієї пари зубчастих передач. Суміщення вала шестерні може значно змінитися залежно від майстерності складання, бічного зазору і пружної деформації валів передач, вальниць або корпуса. Легка зміна в суміщенні змінить відносний кут обертання зубчастої передачі і таким чином динамічне навантаження на зубчасті колеса. Бочкоподібна модифікація в повздовжньому і профільному напрямках може заважати дії зачеплення і ускладнить визначення точності зубців.

За таких обставин, достовірні величини динамічного коефіцієнта K_v можуть краще за все бути передбачені математичною моделлю, яка була задовільно перевірена вимірами випробовування. Якщо відомі динамічні навантаження додані до номінального передаваного навантаження, тоді динамічний коефіцієнт може бути встановлений як одиниця.

У цьому розділі вказано декілька методів для визначання K_v в послідовності зниження точності від методу А (K_{v-A}) до методу С (K_{v-C}).

7.7.2 Метод А (K_{v-A})

K_{v-A} визначається всебічним аналізуванням, підтвердженням досвідом подібних конструкцій, використовуючи наступні загальні методики:

- Розроблена математична модель усієї коливальної системи передачі потужності, охоплюючи редуктор;
- Виміряна кінематична помилка конічних передач під навантаженням або розрахована за достовірною програмою моделювання для кінематичної помилки конічних передач;
- Реакція динамічного навантаження валів шестерні і колеса проаналізована з моделлю а), збудженою кінематичною помилкою б).

7.7.3 Метод В (K_{v-B})

Цей метод робить спрощене припущення, що конічна зубчаста пара становить елементарну одиничну масу і пружну систему, яка охоплює об'єднані маси шестерні та колеса, з пружною жорсткістю, яка є жорсткістю зачеплення спряжених зубців. Відповідно до цього припущення, сили внаслідок крутильних коливань мас валів і муфт не охоплені K_{v-B} . Це реально, якщо інші маси (крім зубчастої пари), пов'язані з валами, мають відносно низьку крутильну жорсткість. Для конічних передач зі значною побічною гнучкістю вала, дійсна власна частота буде менша від розрахованої.

Кількість динамічних перевантажень також є функцією точності зубчастої передачі, тобто форми бічної поверхні і відхилів кроку. Проте, де конічні передачі мають важливе значення, визначення відхилу форми бічної поверхні є важким (невольвентна форма) і не існують відповідні допуски ISO. З іншого боку, відхил кроку можна виміряти відносно легко. Тому зроблено спрощене припущення, що відхил одного кроку є представницькою величиною передаваної помилки під час визначання динамічного коефіцієнта.

Для розраховування K_{v-B} необхідні наступні дані:

- точність зубчастої пари (відхил одного кроку);
- момент інерції маси шестерні і колеса (розміри і густина матеріалу);
- жорсткість зуба;
- передане колове навантаження.

7.7.3.1 Діапазони швидкості

Безрозмірне резонансне відношення:

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}}, \quad (5)$$

де n_{E1} — резонансна частота обертання згідно з 7.7.3.2.

За допомогою резонансного відношення N , загальний діапазон швидкостей може бути поділений на чотири сектори: підкритичний, основний резонанс, надкритичний і проміжний сектор (основний резонанс/надкритичний).

Резонансна швидкість може бути вище або нижче швидкості, розрахованої за формулою (6) через вплив величин жорсткості, які не вміщені (наприклад, жорсткості валів, вальниць, корпусу) та через демпфування. Із міркувань безпеки резонансний сектор визначений як $0,75 < N \leq 1,25$.

Для розраховування K_{v-B} маємо в результаті наступні сектори:

- підкритичний сектор $N \leq 0,75$, визначений за методом А або ';
- сектор основного резонансу $0,75 < N \leq 1,25$ (роботи в цьому секторі потрібно уникати, але якщо вона неминуча, то необхідно провести досконале аналізування за методом А);
- проміжний сектор $1,25 < N \leq 1,5$, визначений за методом А або В.
- надкритичний сектор $N \geq 1,5$, визначений за методом А або В.

Див. ISO 6336-1 щодо подальшої інформації про діапазони швидкостей.

7.7.3.2 Резонансна частота обертання

$$n_{E1} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}}, \quad (6)$$

де

$$m_{red} = \frac{m_1^* m_2^*}{m_1^* + m_2^*}. \quad (7)$$

Величина $c_{\gamma 0} = 20 \text{ Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$ застосовується для прямозубих коліс. Дослідження косозубих коліс показали, що жорсткість зменшується, коли кут нахилу зубців збільшується. З іншого боку, криволінійне встановлення зубців конічної передачі на конічному тілі призводить до жорсткості косозубих і криволінійних конічних передач. Тому, внаслідок відсутності будь-яких кращих відомостей, жорсткість прямозубої передачі, можна допустити, буде придатна для використання в звичайних умовах ($F_{mt} K_A / b_e \geq 100 \text{ Н/мм}$ та $b_e / b \geq 0,85$). Тому c_γ можна визначити так:

$$c_\gamma = c_{\gamma 0} C_F C_b, \quad (8)$$

де $c_{\gamma 0}$ — жорсткість зачеплення для нормальних умов.

Можна використовувати величину $20 \text{ Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$. Якщо досвід показує, що якщо інша величина більш відповідна конічним передачам, то вона повинна бути підставлена.

C_F та C_b — поправкові коефіцієнти для нетипових умов:

$$C_F = 1 \quad \text{для} \quad F_{mt} K_A / b_e \geq 100 \text{ Н/мм}, \quad (9)$$

$$C_F = (F_{mt} K_A / b_e) / 100 \text{ Н/мм} \quad \text{для} \quad F_{mt} K_A / b_e < 100 \text{ Н/мм}, \quad (10)$$

$$C_b = 1 \quad \text{для} \quad b_e / b \geq 0,85, \quad (11)$$

$$C_b = b_e / (0,85 b) \quad \text{для} \quad b_e / b < 0,85, \quad (12)$$

b_e — ефективна ширина зубчастого вінця. Ефективна ширина зубчастого вінця b_e — дійсна довжина плями контакту (див. додаток С). У випадку повного навантаження пляма контакту має мінімальну довжину 85% ширини зубчастого вінця. Якщо неможливо отримати інформацію довжини плями за умов навантаження, то потрібно використовувати $b_e = 0,85 b$.

Якщо точне визначання моментів інерції маси m_1^* і m_2^* конічних коліс є неможливим внаслідок вартості або з іншої причини (наприклад на стадії проекту), то загальну конструкцію тіл коліс конічних передач можна замінити приблизно динамічно еквівалентними циліндричними колесами (індекс x (див. рисунок 1)

$$m_{1,2}^* \approx m_{1x,2x}^* = \frac{1}{8} \rho \pi \frac{1}{\cos^2 \alpha_n} d_{m1,2}^2. \quad (13)$$

$$m_{redx} = \frac{1}{8} \rho \pi \frac{d_{m1}^2}{\cos^2 \alpha_n} \frac{u^2}{1+u^2}. \quad (14)$$

Для прикладу застосовують наступне для сталевих коліс ($\rho = 7,86 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$) з $\alpha_n = 20^\circ$:

$$m_{\text{red}x} = 3,50 \cdot 10^{-6} d_{m1}^2 \frac{u^2}{1+u^2}. \quad (15)$$

Вводиться в формули (5) і (6) з $c_y = 20 \text{ Н/мм} \cdot \text{мкм}$):

$$N = 4,38 \cdot 10^{-8} n_1 z_1 d_{m1} \sqrt{u^2/(1+u^2)} = 0,084 \frac{z_1 V_{mt}}{100} \sqrt{u^2/(1+u^2)}. \quad (16)$$

Див. рисунок 2 щодо графічного визначання резонансної швидкості зачеплених суцільної сталеві шестерні/суцільного колеса.

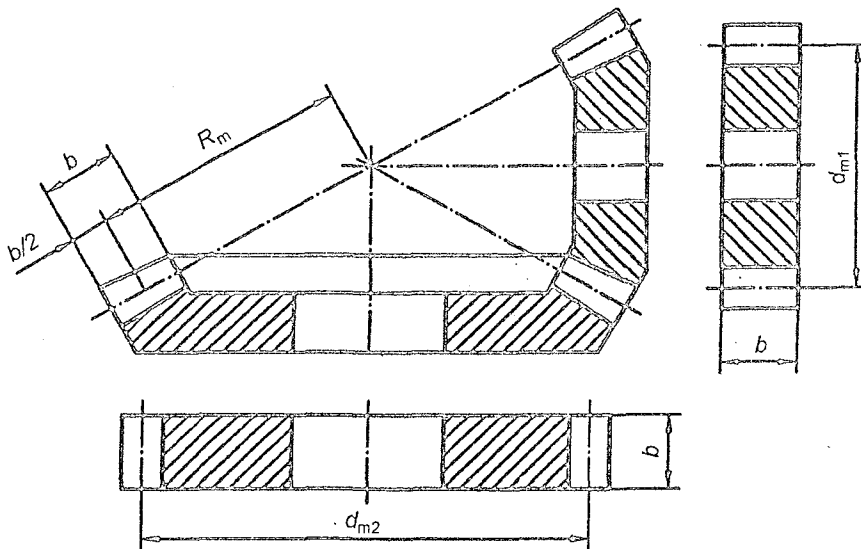


Рисунок 1 — Приблизно динамічно еквівалентні циліндричні колеса для визначання динамічного коефіцієнта

7.7.3.3 Підкритичний сектор ($N \leq 0,75$)

Загальний робочий діапазон промислових передач і передач транспортних засобів:

$$K_{v-B} = NK + 1. \quad (17)$$

Наступне застосовують із наведеними вище спрощувальними припущеннями для методу В:

$$K = \frac{b f_{p \text{ eff}} c'}{F_{mt} K_A} c_{v1,2} + c_{v3}, \quad (18)$$

де $f_{p \text{ eff}} = f_{pt} - y_p$ з $y_p \approx y_\alpha$.

Див. 9.5 для y_α , 9.3.1 для f_{pt} і таблицю 2 для $c_{v1,2}$ і c_{v3} .

Примітка. Вплив зрізу біля вершини не враховують. Тому розрахунок є безпечнішим для конічних передач з нормальною бочкоподібністю профілю.

Величину $c'_0 = 14 \text{ Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$ застосовують для прямозубих передач. Дослідження косозубих передач показали, що жорсткість зменшується, коли кут нахилу лінії зуба збільшується. З іншого боку криволінійне розміщення зубців конічної передачі на конічному тілі веде до жорсткості косозубих і криволінійних конічних передач. Тому внаслідок відсутності будь-яких кращих відомостей, жорсткість прямозубої передачі, можна так сказати, придатна для використання в нормальних умовах ($F_{mt} K_A / b_e \geq 100 \text{ Н/мм}$ і $b_e / b \geq 0,85$). Тому c' можна визначити так:

$$c' = c'_0 C_F C_b, \quad (19)$$

де c'_0 — одинична жорсткість для нормальних умов.

Примітка. Можна використовувати величину $14 \text{ Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$. Якщо досвід показує іншу величину, більш придатну для конічних передач, то її потрібно підставити.

C_F та C_b — поправкові коефіцієнти для нетипових умов (див. формули (9)–(12)).

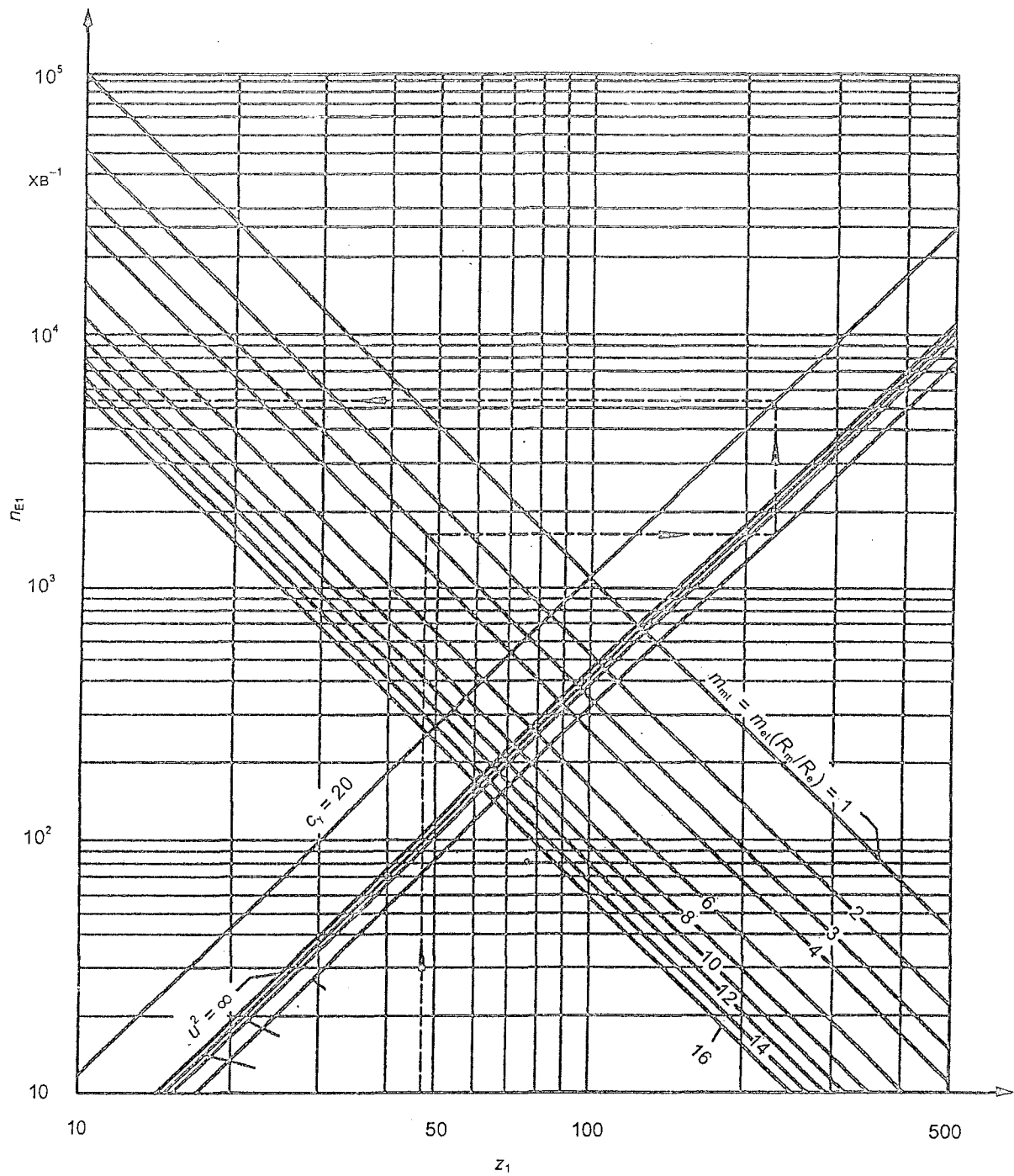


Рисунок 2 — Графіки визначання резонансної частоти обертання, n_{E1} , для зачеплених суцільносталевих шестерні і колеса з $c_f = 20 \text{ Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$

Таблиця 2 — Коефіцієнти впливу c_{v1} — c_{v7} у формулах (18) — (21)

| Коефіцієнт впливу | $1 < \varepsilon_{vy} \leq 2^a$ | $\varepsilon_{vy} > 2^a$ | |
|-------------------|---------------------------------|---|------------------------------|
| c_{v1}^b | 0,32 | 0,32 | $c_{v1,2} = c_{v1} + c_{v2}$ |
| c_{v2}^c | 0,34 | $\frac{0,57}{\varepsilon_{vy} - 0,3}$ | |
| c_{v3}^d | 0,23 | $\frac{0,096}{\varepsilon_{vy} - 1,56}$ | |
| c_{v4}^e | 0,90 | $\frac{0,57 - 0,05\varepsilon_{vy}}{\varepsilon_{vy} - 1,44}$ | $c_{v5,6} = c_{v5} + c_{v6}$ |
| c_{v5}^f | 0,47 | 0,47 | |
| c_{v6}^f | 0,47 | $\frac{0,12}{\varepsilon_{vy} - 1,74}$ | |
| | $1 < \varepsilon_{vy} \leq 1,5$ | $1 < \varepsilon_{vy} \leq 2,5$ | $\varepsilon_{vy} > 2,5$ |
| c_{v7}^g | 0,75 | $0,125 \sin[\pi(\varepsilon_{vy} - 2)] + 0,875$ | 1,0 |

^a Щодо ε_{vy} див. формулу (А.39).
^b Цей коефіцієнт впливу враховує дію відхилу кроку і припускається постійним.
^c Цей коефіцієнт впливу враховує дію відхилу зубчастого профілю.
^d Цей коефіцієнт впливу враховує дію циклічної зміни жорсткості зачеплення.
^e Цей коефіцієнт впливу враховує резонансні крутильні коливання зубчастої пари, збуджені циклічною зміною жорсткості зачеплення.
^f У надкритичному секторі впливів на K_{v-B} коефіцієнти впливу c_{v5} і c_{v6} відповідають коефіцієнтам c_{v1} і c_{v2} у підкритичному секторі.
^g Цей коефіцієнт впливу враховує складову сили, спричиненої зміною жорсткості зачеплення, походить із деформацій вигину зуба протягом в основному постійної швидкості.

7.7.3.4 Сектор основного резонансу ($0,75 < N \leq 1,25$)

Застосовується наступне зі спрощеними припущеннями методу В:

$$K_{v-B} = \frac{bf_{\text{реф}} c'}{F_{\text{mt}} K_A} c_{v1,2} + c_{v4} + 1. \quad (20)$$

Для c' і $f_{\text{реф}}$ див. 7.7.3.3; для $c_{v1,2}$ і c_{v4} див. таблицю 2.**7.7.3.5 Надкритичний сектор ($N \geq 1,5$)**

Високошвидкісні зубчасті передачі та передачі з подібними вимогами діють у цьому секторі:

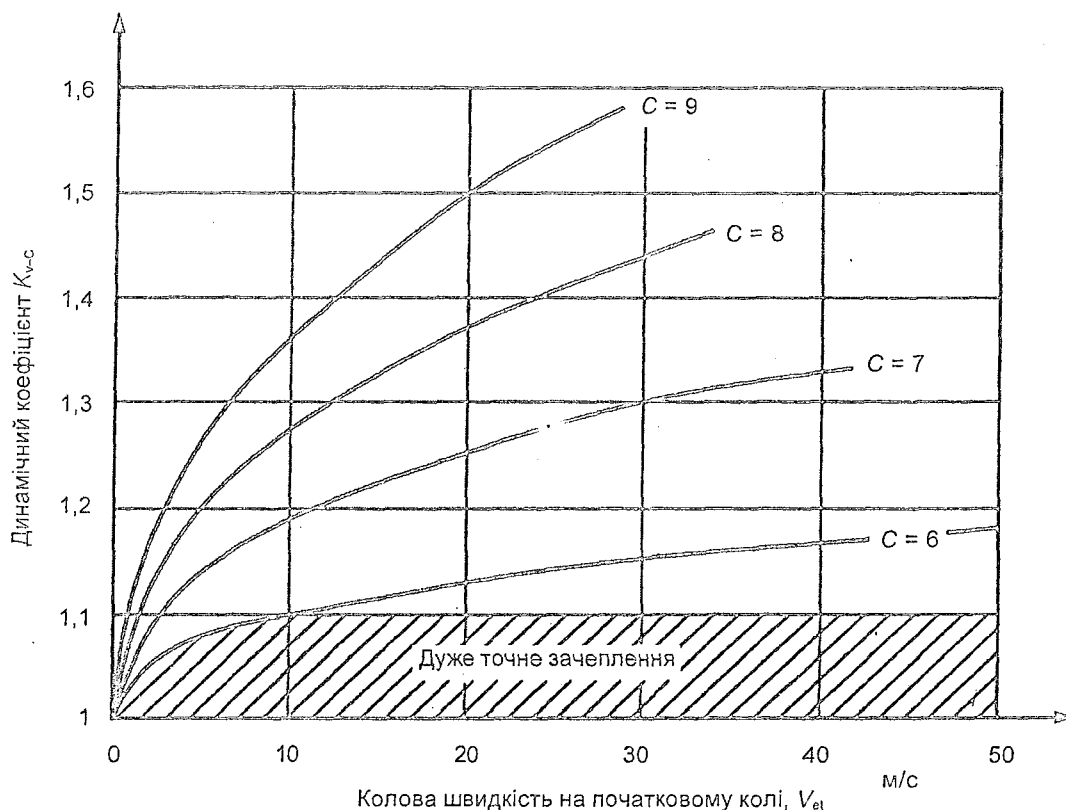
$$K_{v-B} = \frac{bf_{\text{реф}} c'}{F_{\text{mt}} K_A} c_{v5,6} + c_{v7}. \quad (21)$$

Для c' і $f_{\text{реф}}$ див. 7.7.3.3; для $c_{v5,6}$ і c_{v7} див. таблицю 2.**7.7.3.6 Проміжний сектор ($1,25 < N < 1,5$)**У цьому секторі динамічний коефіцієнт визначається лінійною інтерполяцією між K_{v-B} , якщо $N = 1,25$ і K_{v-B} , якщо $N = 1,5$. K_{v-B} обчислюють згідно з 7.7.3.4 і 7.7.3.5 відповідно.

$$K_{v-B} = K_{v-B(N=1,5)} + \frac{K_{v-B(N=1,25)} - K_{v-B(N=1,5)}}{0,25} (1,5 - N). \quad (22)$$

7.7.4 Метод С, K_{v-C} **7.7.4.1 Загальні коментарі**

Рисунок 3 показує динамічні коефіцієнти, які можна використовувати за відсутності специфічних відомостей про динамічні навантаження. Криві на рисунку 3 і рівняння, наведені нижче, базуються на емпіричних даних і не враховують резонанс (див. 7.6).

Рисунок 3 — Динамічні коефіцієнти K_{v-c}

Через приблизний характер емпіричних кривих і відсутність вимірних величин допусків на стадії проекту, криву динамічного коефіцієнта потрібно вибирати, базуючись на досвіді методів виготовлення і враховуючи експлуатаційні умови, що діють у проекті (див. 7.7.1). У більшості випадків пляма контакту на бічній поверхні зуба корисна для порівняння з попереднім досвідом.

Вибір кривих 6—9 і «дуже точного зачеплення» (7.7.4.2) повинен базуватися на кінематичній помилці (див. 7.4). Якщо кінематична помилка недоступна, то варто звернутися до плями контакту на бічній поверхні зуба. Якщо пляма контакту на кожній бічній поверхні зуба неоднорідна, то точність кроку (відхил одного кроку) можна прийняти за представницьку величину, щоб визначити динамічний коефіцієнт. C — ступінь точності, розрахований згідно з формулами, наведеними в ISO 1328-1.

7.7.4.2 Дуже точне зачеплення

Там, де передачі виготовляють, використовуючи керування процесом до дуже точних ступенів точності передач (або коли $C \leq 5$ відповідно до ISO 1328-1, або де конструкція, досвід виготовлення і застосування гарантують низьку кінематичну помилку), величини K_v між 1,0 і 1,1 можна використовувати залежно від досвіду розробника з подібними застосуваннями і фактично досягнутим ступенем точності. Для того, щоб кваліфіковано використати ці величини, зубчаста передача повинна обслуговуватися з точним суміщенням і адекватним змащенням так, щоб її загальна точність підтримувалась за експлуатаційних умов.

7.7.4.3 Емпіричні криві

Емпіричні криві від $C = 6$ до $C = 9$, показані на рисунку 3, виведені за наступними формулами для величин C , такими як:

$$6 \leq C \leq 9$$

$$6 \leq z \leq 1\,200 \text{ або } 10\,000/m_{mn}, \text{ що менше}$$

$$1,25 \leq m_{mn} \leq 50$$

Криві можна екстраполювати поза кінцевими точками, як показано на рисунку 3, базуючись на досвіді та ретельному розгляді коефіцієнтів, що впливають на динамічне навантаження. Для комп'ютерних обчислень, рівняння (28) визначає кінцеві точки кривих на рисунку 3.

$$K_{v-C} = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 v_{et}}} \right)^{-B}, \quad (23)$$

$$v_{et} = v_{mt} \frac{d_{e1,2}}{d_{m1,2}}, \quad (24)$$

де

$$A = 50 + 56(1,0 - B); \quad (25)$$

$$B = 0,25(C - 5)^{0,667}; \quad (26)$$

C — ступінь точності ISO згідно з ISO 1328-1 (використовуючи m_{mn} і d_m). Він може також бути розрахований з відомим відхилом одиничного кроку, округленням розрахованої величини C :

$$C = -0,5048 \ln(z) - 1,144 \ln(m_{mn}) + 2,852 \ln(f_{pt}) + 3,32, \quad (27)$$

де \ln — натуральна логарифмічна функція, тобто $\log_e(\)$;

z — число зубців шестерні або колеса, яке дає найбільшу величину C ;

m_{mn} — середній нормальний модуль;

f_{pt} — відхил одного кроку (в середній точці) в мікрометрах.

Максимум рекомендованої колової швидкості на початковому колі $v_{et \max}$ для даного ступеня точності C визначається так:

$$v_{et \max} = \frac{[A + (14 - C)]^2}{200}, \quad (28)$$

де $v_{et \max}$ — максимальна колова швидкість на зовнішньому початковому діаметрі (кінцева точка кривих K_v на рисунку 3), у метрах за секунду.

8 КОЕФІЦІЄНТИ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ ЗА ДОВЖИНОЮ КОНТАКТНИХ ЛІНІЙ $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$

8.1 Загальні коментарі

8.1.1 Коефіцієнти розподілу навантаження за довжиною контактних ліній $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ модифікують формули для показників навантажувальної здатності, щоб відобразити нерівномірний розподіл навантаження вздовж ширини зубчастого вінця.

8.1.2 $K_{H\beta}$ визначається як відношення між максимальним навантаженням на одиницю ширини зубчастого вінця і середнім навантаженням на одиницю ширини зубчастого вінця.

8.1.3 $K_{F\beta}$ визначається як відношення між максимальним напруженням вигину і середнім напруженням вигину за шириною зубчастого вінця.

8.1.4 На величину неоднорідності розподілу навантаження впливають:

- точність виготовлення зубчастого колеса і пляма контакту та крок зубців;
- суміщення зубчастих коліс під час монтування;
- пружні деформації зубців колеса, валів, вальниць, корпусів і фундаментів, які підтримують редуктор, що є результатом дії внутрішніх або зовнішніх навантажень на зубці;
- зазори у вальницях;
- контактні деформації Герца поверхонь зубців;
- теплове розширення і викривлення редуктора внаслідок робочих температур (особливо важливо для редукторів, де корпус виготовлений із інших матеріалів, ніж зубчасті колеса, вали і вальниці);
- відцентрові відхили внаслідок робочих швидкостей.

8.1.5 Геометричні характеристики зуба кінчної передачі змінюються вздовж його ширини зубчастого вінця. Відповідно величини основної та радіальної складових окружного навантаження змінюються з місцеперебуванням контакту зубців. Подібно відхили складання і самого зуба будуть мінятися, щоб в свою чергу впливати на місцеперебування контакту зубців і його розмір та форму.

Для застосувань, в яких робочий крутильний момент змінюється, бажаний контакт буде вважатися «ідеальним» тільки у разі повного навантаження. Для проміжних навантажень повинен бути прийнятий задовільний компроміс.

ISO 10300 не застосовується до конічних передач, які мають неповну пляму контакту (див. 5.4.8 і додаток С).

8.2 Метод А

Всебічне аналізування всіх коефіцієнтів впливу, наприклад вимірювання напруження вигину під час експлуатації, є необхідним для точного визначення розподілу навантаження вздовж ширини зубчастого вінця згідно з методом А. Проте внаслідок його високої вартості цей тип аналізування буде на практиці обмежений.

8.3 Метод В

Підхід для конічних передач, відповідний методу В, повинен бути оцінений.

8.4 Метод С

8.4.1 Коефіцієнт розподілу навантаження за довжиною контактних ліній $K_{H\beta-C}$

У випадку конічних передач на розподіл навантаження за довжиною контактних ліній суттєво впливає бочкоподібність зубців передач і деформації, що виникають під час експлуатації. Щоб врахувати цей вплив бочкоподібності (точковий контакт), прямокутну ділянку контакту заміняють вписаним еліпсом, велика вісь якого дорівнює загальній ширині зубчастого вінця b і мала вісь дорівнює довжині поперечної доріжки контакту відповідної еквівалентної циліндричної передачі. Це розглядають під час розраховування розподілу навантаження з коефіцієнтом 1,5, який застосовують проте тільки для редукторів із задовільними плямами контакту, як визначено в додатку С.

Вплив деформацій і встановлення вальниць, враховується коефіцієнтом складання $K_{H\beta-be}$, згідно з таблицею 3.

Для того, щоб компенсувати ефективну ширину зубчастого вінця під повним навантаженням b_e , меншу від 85 % ширини зубчастого вінця b , коефіцієнти розподілу навантаження по довжині контактних ліній повинні бути скориговані. Таким чином, вирішальний коефіцієнт розподілу навантаження $K_{H\beta-C}$ є:

$$K_{H\beta-C} = 1,5K_{H\beta-be} \quad \text{для } b_e \geq 0,85b \quad (29)$$

$$K_{H\beta-C} = 1,5K_{H\beta-be} \cdot \frac{0,85}{b_e/b} \quad \text{для } b_e < 0,85b \quad (30)$$

Це рівняння не буде чинне для передач без бочкоподібності зубців.

Таблиця 3 — Коефіцієнт складання $K_{H\beta-be}$

| Контролювання плями контакту | Умови складання шестерні та колеса | | |
|---|------------------------------------|-------------------------|---------------------------|
| | Немає консольного елемента | Один консольний елемент | Обидва консольні елементи |
| Для кожної зубчастої пари в її корпусі під повним навантаженням | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Для кожної зубчастої пари під легким випробувальним навантаженням | 1,05 | 1,10 | 1,25 |
| Для зразка зубчастої пари і оцінюється за повного навантаження | 1,20 | 1,32 | 1,50 |
| Примітка. Базується на оптимальній плямі контакту зубців за максимального робочого навантаження, як засвідчено результатами випробування на деформацію зубчастих передач в їх складаннях. | | | |

ЗАСТОРОГА! Спостережувана пляма контакту є звичайно акумульованим зображенням кожної можливої комбінації пари зубців. Вищезазначені формули чинні, тільки якщо зміщення плями контакту зубців протягом одного оберту колеса, в напрямку п'ятки або носка, є мале. Інакше, найменша пляма контакту повинна бути взята для визначення b_e . Це зміщення одиничних плям контакту особливо явне для зубчастих передач, оброблених тільки притиркою.

8.4.2 Коефіцієнт розподілу навантаження за довжиною контактних ліній $K_{F\beta-\Sigma}$

$K_{F\beta}$ враховує вплив розподілу навантаження вздовж ширини зубчастого вінця на напруження вигину.

$$K_{F\beta-\Sigma} = K_{H\beta} / K_{F0} \quad (31)$$

Де для

$K_{H\beta}$ див. 8.4.1;

K_{F0} див. 8.4.3.

8.4.3 Коефіцієнт поздовжньої кривизни для напруження вигину K_{F0}

Коефіцієнт поздовжньої кривизни K_{F0} залежить від:

а) кута нахилу;

б) поздовжньої кривизни зуба.

8.4.3.1 Формула

Формула для коефіцієнта поздовжньої кривизни представлена як:

$$K_{F0} = 0,211 \left(\frac{r_{c0}}{R_m} \right)^q + 0,789, \quad (32)$$

— для конічних передач з криволінійними зубцями

$$K_{F0} = 1,0. \quad (33)$$

— для прямозубих або з нульовим кутом нахилу кругових зубців конічних передач

де r_{c0} — радіус фрези, мм;

R_m — середня конусна відстань, мм;

$$q = \frac{0,279}{\log_{10}(\sin \beta_m)}, \quad (34)$$

β_m — середній кут спіралі.

Якщо розрахована величина K_{F0} більша ніж 1,15, тоді приймаємо $K_{F0} = 1,15$; а там, де розрахована величина K_{F0} менша ніж 1,0, приймаємо $K_{F0} = 1,0$.

9 КОЕФІЦІЄНТИ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ЗУБЦЯМИ $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$

9.1 Загальні коментарі

Розподіл повної окружної сили на декількох парах зачеплених зубців, у випадку заданих розмірів передачі, залежить від точності передачі та величини повної окружної сили. Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ враховує вплив розподілу навантаження на контактне напруження, а $K_{F\alpha}$ враховує вплив розподілу навантаження на напруження вигину (див. ISO 6336-1 щодо подальшої інформації). Використання методу А вимагає всебічного аналізування (див. 9.2), тоді як методи наближення В і С (див. 9.3 і 9.4) є достатньо точними.

9.2 Метод А

Розподіл навантаження, взятий як основа для розраховування навантажувальної здатності, можна визначити вимірюванням або точним аналізуванням усіх коефіцієнтів впливу. Проте, коли використовується останнє, точність методу і надійність повинні бути доведені і його передумови чітко представлені.

9.3 Метод В

9.3.1 Конічні передачі, що мають еквівалентні циліндричні передачі з модифікованим коефіцієнтом перекриття $\varepsilon_{\gamma} \leq 2$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_{\gamma}}{2} \left[0,9 + 0,4 \frac{C_{\gamma} (f_{pt} - y_{\alpha})}{F_{mH}/b} \right], \quad (35)$$

де c_γ — жорсткість зачеплення, як наближення, $c_\gamma = 20 \text{ Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$ (див. 7.7.3.2);

f_{pt} — відхил одного кроку, максимальна величина для шестерні або колеса;

Примітка. Для проектних розрахунків можна використовувати допуск колеса згідно з ISO 1328-1.

y_α — допуск припрацювання (див. 9.5);

F_{mtH} — вирішальна окружна сила в середині ширини зубчастого вінця на ділільному конусі,

$$F_{mtH} = F_{mt} K_A K_V K_{H\beta}.$$

$K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ можна також взяти із рисунка 4.

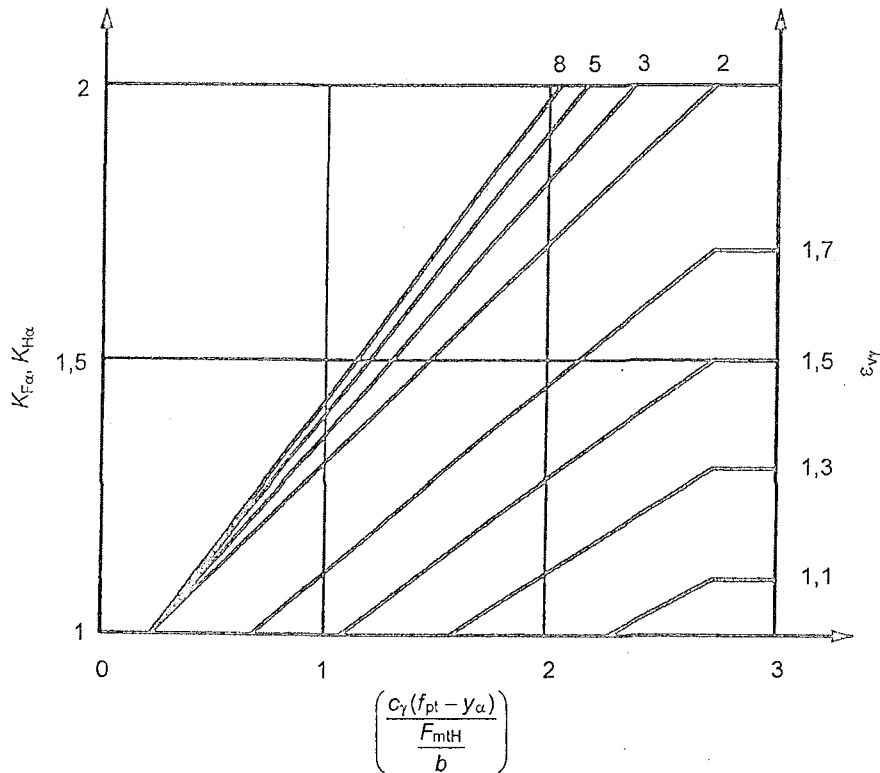


Рисунок 4 — Коефіцієнти розподілу навантаження $K_{H\alpha}$ та $K_{F\alpha}$

9.3.2 Конічні передачі, що мають еквівалентні циліндричні передачі з коефіцієнтом перекриття $\epsilon_{v\gamma} > 2$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,9 + \sqrt{\frac{2(\epsilon_{v\gamma} - 1)}{\epsilon_{v\gamma}}} \cdot \frac{c_\gamma (f_{pt} - y_\alpha)}{F_{mtH}/b}, \quad (36)$$

де для c_γ див. 9.3.1;

f_{pt} див. 9.3.1;

y_α див. 9.3.1;

F_{mtH} див. 9.3.1.

9.3.3 Граничні умови

Якщо $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha} < 1$, тоді $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ приймаються рівними одиниці.

Якщо відповідно до формул (35) і (36)

$$K_{H\alpha} > \frac{\epsilon_{v\gamma}}{\epsilon_{v\alpha} Z_{LS}^2},$$

тоді має бути прийнято

$$K_{H\alpha} = \frac{\epsilon_{v\gamma}}{\epsilon_{v\alpha} Z_{LS}^2}. \quad (37)$$

Щодо Z_{Ls} див. ISO 10300-2.

Якщо відповідно до рівнянь (35) і (36)

$$K_{Fa} > \frac{\varepsilon_{\gamma}}{\varepsilon_{\alpha} Y_{\varepsilon}},$$

тоді має бути прийнято

$$K_{Fa} = \frac{\varepsilon_{\gamma}}{\varepsilon_{\alpha} Y_{\varepsilon}}. \quad (38)$$

Щодо Y_{ε} див. ISO 10300-3.

За цих граничних умов прийнятий найнесприятливіший розподіл навантаження, тобто тільки одна пара зубців передає повну окружну силу, і тому розрахунок є безпечнішим. Рекомендовано, щоб точність косозубих і прямозубих конічних передач вибиралася так, щоб ні K_{Ha} , ні K_{Fa} не перевищували $\varepsilon_{\alpha n}$.

9.4 Метод С

9.4.1 Загальні коментарі

Цей метод, взагалі, досить точний для промислових передач. Під час визначання коефіцієнтів K_{Ha-C} , K_{Fa-C} повинні бути відомі ступінь точності передачі, питоме навантаження, тип передачі та режим припрацювання. Режим припрацювання визначається матеріалом і типом термооброблення

9.4.2 Передумови, припущення

9.4.2.1 Коефіцієнт торцевого перекриття: $1,2 < \varepsilon_{\alpha} < 1,9$ застосовується для жорсткості зуба (див. ISO 6336-1).

9.4.2.2 Величини жорсткості $c' = 14 \text{ Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$ або $c_{\gamma} = 20 \text{ Н/(мм} \cdot \text{мкм)}$ згідно з 7.7.3.2 і 7.7.3.3.

9.4.2.3 Відхил одного кроку призначається для кожного ступеня точності передачі. З цим припущенням отримані коефіцієнти розподілу навантаження між зубцями є на безпечному боці для більшості застосувань, тобто у випадку середніх і високих питомих навантажень, а також у випадку питомого навантаження $F_{mt} K_A / b_e < 100 \text{ Н/мм}$.

9.4.3 Визначення коефіцієнтів

K_{Ha-C} і K_{Fa-C} повинні бути прийняті із таблиці 4.

Таблиця 4 — Коефіцієнти розподілу навантаження між зубцями K_{Ha-C} і K_{Fa-C}

| Питоме навантаження $K_A F_{mt}/b_e$ | | | $\geq 100 \text{ Н/мм}$ | | | | | | $< 100 \text{ Н/мм}$ | |
|---|--|---------------|-------------------------|-----|-----|-----|---|----|----------------------|-------------------------|
| Ступінь точності передачі згідно з ISO 1328-1 (з використанням d_m і m_{mn}) (див. 5.3.2) | | | 6 і кращий | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | усі ступені точності |
| Поверхня загартована | Прямозубі конічні передачі | $K_{H\alpha}$ | 1,0 | | 1,1 | 1,2 | 1/ Z_{Ls}^2 або 1,2, яке більше | | | |
| | | $K_{F\alpha}$ | | | | | 1/ Y_ϵ або 1,2, яке більше | | | |
| | Косозубі і з гвинто- вими зубцями ко- нічні передачі | $K_{H\alpha}$ | 1,0 | 1,1 | 1,2 | 1,4 | $\epsilon_{\alpha n}$ або 1,4, яке більше | | | |
| | | $K_{F\alpha}$ | | | | | | | | |
| Поверхня не загартована | Прямозубі конічні передачі | $K_{H\alpha}$ | 1,0 | | 1,1 | 1,2 | 1/ Z_{Ls}^2 або 1,2, яке більше | | | |
| | | $K_{F\alpha}$ | | | | | 1/ Y_ϵ або 1,2, яке більше | | | |
| | Косозубі і з гвинто- вими зубцями ко- нічні передачі | $K_{H\alpha}$ | 1,0 | 1,1 | 1,2 | 1,4 | $\epsilon_{\alpha n}$ або 1,4, яке більше | | | |
| | | $K_{F\alpha}$ | | | | | | | | |
| Примітка. Щодо Z_{Ls} див. ISO 10300-2, щодо Y_ϵ див. ISO 10300-3. | | | | | | | | | | |

Примітка. Щодо Z_{Ls} див. ISO 10300-2, щодо Y_{ε} див. ISO 10300-3.

9.5 Припуск припрацювання u_{α}

Припуск припрацювання u_{α} є величиною, зумовленою припрацюванням, за якого помилка суміщення зачеплення зменшується від початку роботи. За відсутності безпосереднього досвіду u_{α} можна прийняти із рисунка 5 або рисунка 6. Наступні формули, що представляють криві на цих рисунках, можна використати для розраховування (де f_{pt} див. 9.3.1).

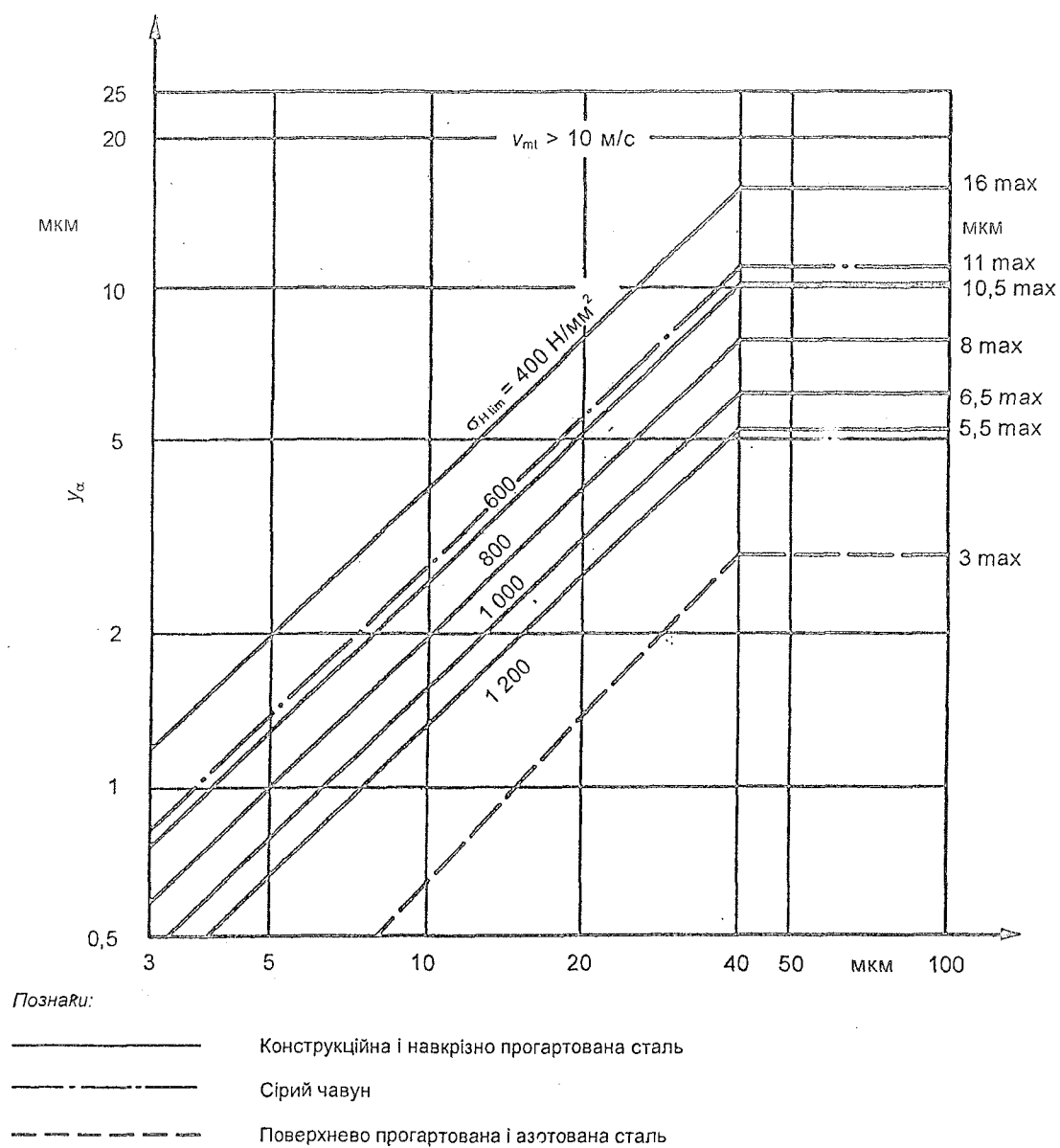
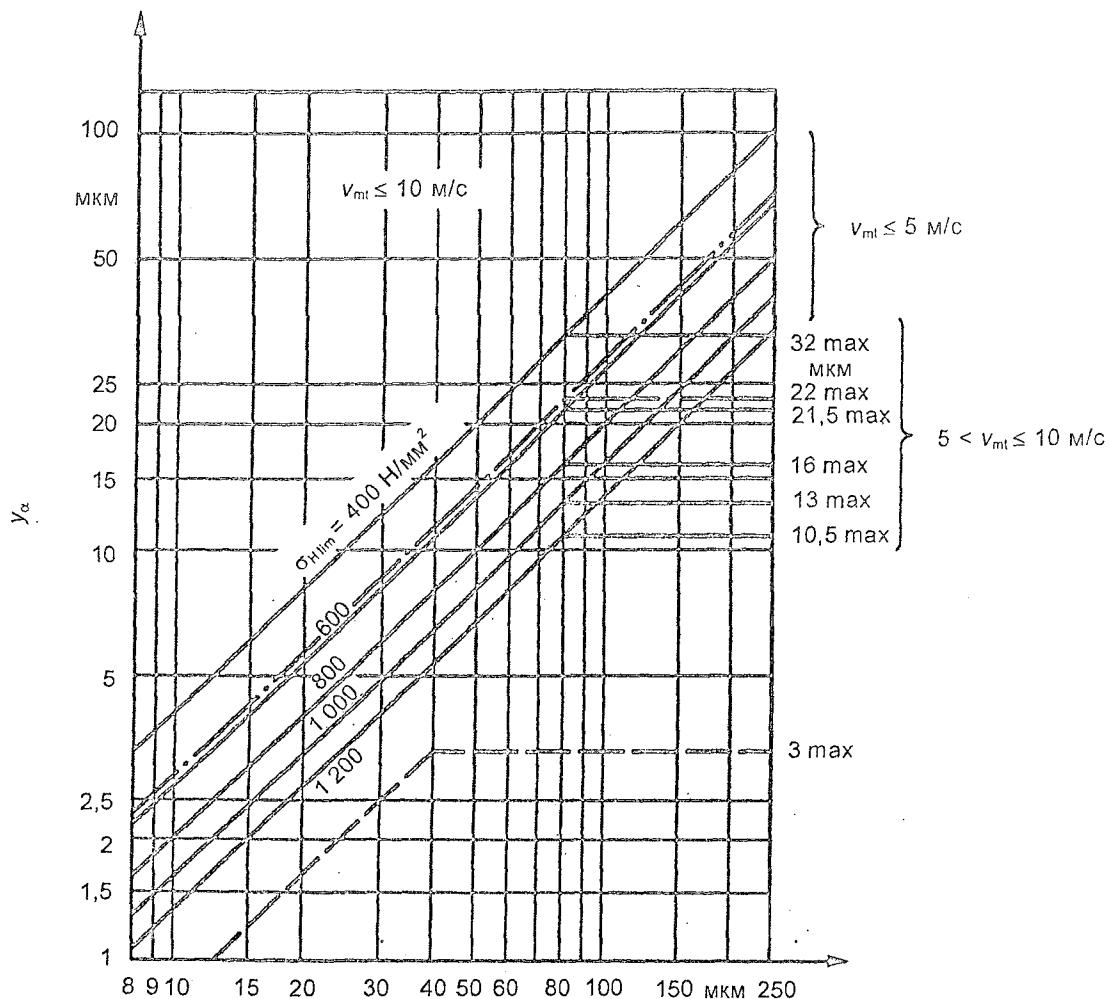


Рисунок 5 — Припуск припрацювання y_α зубчастих пар з окружною швидкістю $v_{mt} > 10 \text{ м/с}$



Позначки:

- Конструкційна і навкрізно прогартована сталь
- - - Сірий чавун
- - - Поверхнево прогартована і азотована сталь

Рисунок 6 — Припуск припрацювання y_α зубчастих пар з окружною швидкістю $v_{mt} \leq 10$ м/с

Для наскрізно прогартованих сталей:

$$y_\alpha = \frac{160}{\sigma_{H \text{ lim}}} f_{pt} \quad (39)$$

- для $v_{mt} \leq 5$ м/с: без обмежень
- для $5 \text{ м/с} < v_{mt} \leq 10$ м/с: $y_\alpha \leq 12\,800/\sigma_{H \text{ lim}}$
- для $v_{mt} > 10$ м/с: $y_\alpha \leq 6\,400/\sigma_{H \text{ lim}}$

Для сірого чавуну:

$$y_\alpha = 0,275 f_{pt} \quad (40)$$

- для $v_{mt} \leq 5$ м/с: без обмежень
- для $5 \text{ м/с} < v_{mt} \leq 10$ м/с: $y_\alpha \leq 22$ мкм
- для $v_{mt} > 10$ м/с: $y_\alpha \leq 11$ мкм

Для поверхнево прогартованих і азотованих передач:

$$y_{\alpha} = 0,075 f_{pt} \quad (41)$$

для всіх швидкостей з обмеженням: $y_{\alpha} \leq 3$ мкм.

Коли матеріали шестерні і колеса різні:

$$y_{\alpha} = \frac{y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}}{2}, \quad (42)$$

де $y_{\alpha 1}$ повинно визначатися для матеріалу шестерні та $y_{\alpha 2}$ — для матеріалу колеса.

ДОДАТОК А (обов'язковий)

РОЗРАХОВУВАННЯ ГЕОМЕТРІЇ КОНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

А.1 Загальний принцип

Додаток А містить геометричні співвідношення, необхідні для утворення даних еквівалентної циліндричної передачі, що потрібні для розраховування навантажувальної здатності конічної передачі.

Якщо поперечний переріз зуба конічної передачі в середині ширини зубчастого вінця розгорнути в проекцію, то еквівалентну циліндричну передачу отримаємо з майже евольвентними зубцями (наближення Тредгольда). Розраховування навантажувальної здатності згідно з ISO 10300 базуються на еквівалентних зубчастих передачах і умовах на середині ширини зубчастого вінця конічних передач (див. А.6).

Для косозубих і спіральних конічних передач результатом є еквівалентна косозуба передача. Під час розраховування навантажувальної здатності ця передача частково розглядається в поперечному і частково в нормальному перерізі. Відповідні відношення для даних передачі, представлені тут, застосовуються винятково до передач з $(x_{hm1} + x_{hm2}) = 0$.

А.2 Вихідні дані

Дані конічної передачі можуть бути представлені двома загальноновживаними формами: тип даних I (див. таблицю А.1) або тип даних II (див. таблицю А.2). Залежності для перетворення між двома формами, наведені в А.3—А.8.

Таблиця А.1 — Тип даних I

| Основні дані | | Альтернативні дані | | Альтернативні дані | |
|----------------|--|--------------------|----------------------------|--------------------|------------|
| Познака | Визначення | Познака | Визначення | Познака | Визначення |
| α_n | Нормальний кут профілю | | | | |
| $z_{1,2}$ | Число зубців | | | | |
| Σ | Міжосьовий кут | | | | |
| d_{e2} | Зовнішній дільний діаметр колеса | m_{mn} | Середній нормальний модуль | | |
| β_m | Середній кут спіралі | | | | |
| b | Ширина зубчастого вінця | | | | |
| $\rho_{a01,2}$ | Радіус краю фрези | | | | |
| r_{c0} | Радіус фрези | | | | |
| $x_{sm1,2}$ | Коефіцієнт модифікації товщини | | | | |
| $x_{hm1,2}$ | Коефіцієнт зміщення профілю | | | | |
| $h_{f01,2}^*$ | Висота ніжки зуба інструмента (віднесена до m_{mn}) | | | | |
| $h_{a01,2}^*$ | Висота головки зуба інструмента (віднесена до m_{mn}) | | | | |
| $s_{pr1,2}$ | Висота протуберанця | | | | |

Таблиця А.2 — Тип даних II

| Основні дані | | Альтернативні дані | | Альтернативні дані | |
|-----------------|-----------------------------------|--------------------|---------------------------------|--------------------|---|
| Познака | Визначення | Познака | Визначення | Познака | Визначення |
| α_n | Нормальний кут профілю | | | | |
| $z_{1,2}$ | Число зубців | | | | |
| Σ | Міжосьовий кут | | | | |
| R_e | Зовнішня конусна відстань | m_{et} | Зовнішній торцевий модуль | P_d | Зовнішній діаметральний пітч |
| β_m | Середній кут спіралі | | | | |
| b | Ширина зубчастого вінця | | | | |
| $\delta_{a1,2}$ | Кут конуса вершин зубців | | | | |
| $\theta_{f1,2}$ | Кут ніжок зубців | | | | |
| $r_{a0l,2}$ | Радіус краю фрези | | | | |
| r_{c0} | Радіус фрези | | | | |
| $s_{mn1,2}$ | Середня нормальна окружна товщина | $s_{mt1,2}$ | Середня торцева окружна товщина | $s_{am1,2}$ | Середня нормальна товщина на вершині зуба |
| $h_{ae1,2}$ | Зовнішня висота головки зуба | | | | |
| $h_{fe1,2}$ | Зовнішня висота ніжки зуба | | | | |
| $s_{pr1,2}$ | Висота протуберанця | | | | |

А.3 Основні формулиПередатне відношення u :

$$u = z_2/z_1 = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 \quad (\text{A.1})$$

Кут початкового конуса δ :

$$\tan \delta_1 = \sin \Sigma / (\cos \Sigma + u) \quad (\text{A.2})$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 \quad (\text{A.3})$$

для $\Sigma = 90^\circ$

$$\tan \delta_1 = 1/u; \tan \delta_2 = u. \quad (\text{A.4})$$

Зовнішня конусна відстань R_e :

$$R_e = 0,5 d_{e2} / \sin \delta_2 = 0,5 d_{e1} / \sin \delta_1. \quad (\text{A.5})$$

Середня конусна відстань R_m :

$$R_m = R_e - (b/2). \quad (\text{A.6})$$

Зовнішній торцевий модуль m_{et} :

$$m_{et} = d_{e2}/z_2 = d_{e1}/z_1 = 25,4/P_d. \quad (\text{A.7})$$

Середній торцевий модуль m_{mt} :

$$m_{mt} = \frac{R_m}{R_e} m_{et}. \quad (\text{A.8})$$

Середній нормальний модуль m_{mn} :

$$m_{mn} = m_{mt} \cos \beta_m. \quad (\text{A.9})$$

Середній початковий діаметр d_m :

$$d_{m1,2} = d_{e1,2} - b \sin \delta_{1,2} = m_{mn} z_{1,2} / \cos \beta_m. \quad (A.10)$$

Кут головки зуба θ_a :

$$\theta_{a1,2} = \delta_{a1,2} - \delta_{1,2}. \quad (A.11)$$

Для головки постійної висоти:

$$\delta_{a1,2} = \delta_{1,2} \rightarrow \theta_{a1,2} = 0. \quad (A.12)$$

Кут ніжки зуба θ_f :

$$\theta_{f1,2} = \delta_{1,2} - \delta_{f1,2}. \quad (A.13)$$

Для ніжки зуба постійної висоти:

$$\delta_{f1,2} = \delta_{1,2} \rightarrow \theta_{f1,2} = 0. \quad (A.14)$$

А.4 Дані профілю вихідного контура зуба та інструмента відповідно

У випадку типу даних I (див. таблицю А.1) h_{f0} , h_{a0} і r_{a0} можна взагалі взяти з інформації, представленої виробником.

Висота ніжки зуба інструмента h_{f0}^* (тобто висота головки зуба профілю вихідного контура зуба h_{aP}^* , див. рисунок А.1), віднесена до середнього нормального модуля:

$$h_{f01,2} = h_{f01,2} / m_{mn} = h_{aP1,2} / m_{mn} = h_{aP1,2}. \quad (A.15)$$

Висота головки зуба інструмента h_{a0}^* (тобто висота ніжки зуба профілю вихідного контура зуба h_{fP}^* , (див. рисунок А.1), віднесена до середини середнього нормального модуля:

$$h_{a01,2} = h_{a01,2} / m_{mn} = h_{fP1,2} / m_{mn} = h_{fP1,2}. \quad (A.16)$$

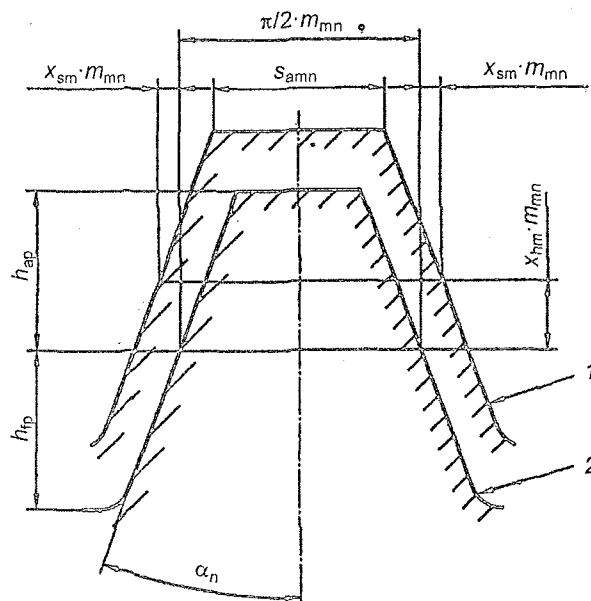
Загальні величини:

$$\rho_{a0} / m_{mn} = 0,2 - 0,4$$

$$h_{f0}^* = 1,0$$

$$h_{a0}^* = 1,25 - 1,30$$

У випадку типу даних II (див. таблицю А.2) вказується тільки радіус вершин зубців інструмента ρ_{a0} . У цьому випадку h_{f0}^* і h_{a0}^* можна обчислити, якщо необхідно (див. формули А.17—А.21).



Позначки:

1 — Профіль зуба зі зміщенням профілю і модифікацією товщини.

2 — Профіль вихідного контуру зуба згідно з ISO 53.

Рисунок А.1 — Профіль вихідного контура зуба

А.5 Висота зуба в середині ширини зубчастого вінця

А.5.1 У випадку типу даних I (див. таблицю А.1):

Середня висота головки зуба h_{am} :

$$h_{am\,1,2} = m_{mn} (h_{f0\,1,2} + x_{hm\,1,2}). \quad (A.17)$$

Середня висота ніжки зуба h_{fm} :

$$h_{fm\,1,2} = m_{mn} (h_{a0\,1,2} + x_{hm\,1,2}). \quad (A.18)$$

А.5.2 У випадку типу даних II (див. таблицю А.2):

Середня висота головки зуба h_{am} :

$$h_{am\,1,2} = h_{ae\,1,2} - \frac{b}{2} \tan \theta_{a\,1,2}. \quad (A.19)$$

Середня висота ніжки зуба:

$$h_{fm\,1,2} = h_{fe\,1,2} - \frac{b}{2} \tan \theta_{f\,1,2}. \quad (A.20)$$

Коефіцієнт зміщення профілю x_{hm} :

$$x_{hm\,1,2} = (h_{am\,1,2} - h_{am\,2,1}) / (2m_{mn}). \quad (A.21)$$

А.6 Дані еквівалентної циліндричної передачі в торцевому перерізі (індекс v).

Для розмірів еквівалентної циліндричної передачі, показаної на рисунку А.2, не використовується індекс m , який зазвичай показує на умови в середині ширини зубчастого вінця.

Число зубців z_v :

$$z_{v\,1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}. \quad (A.22)$$

Для $\Sigma = 90^\circ$:

$$z_{v1} = z_1 \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}. \quad (A.23)$$

$$z_{v2} = z_2 \sqrt{u^2 + 1}. \quad (A.24)$$

Передатне відношення u_v :

$$u_v = u \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = \frac{z_{v2}}{z_{v1}}. \quad (A.25)$$

Для $\Sigma = 90^\circ$:

$$u_v = \left(\frac{z_2}{z_1} \right)^2 = u^2. \quad (A.26)$$

Дільний діаметр d_v :

$$d_{v\,1,2} = \frac{d_{m\,1,2}}{\cos \delta_{1,2}} = \frac{d_{e\,1,2}}{\cos \delta_{1,2}} \cdot \frac{R_m}{R_e}. \quad (A.27)$$

Для $\Sigma = 90^\circ$:

$$d_{v1} = d_{m1} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}. \quad (A.28)$$

$$d_{v2} = u^2 d_{v1}. \quad (A.29)$$

Міжосьова відстань a_v :

$$a_v = (d_{v1} + d_{v2}) / 2. \quad (A.30)$$

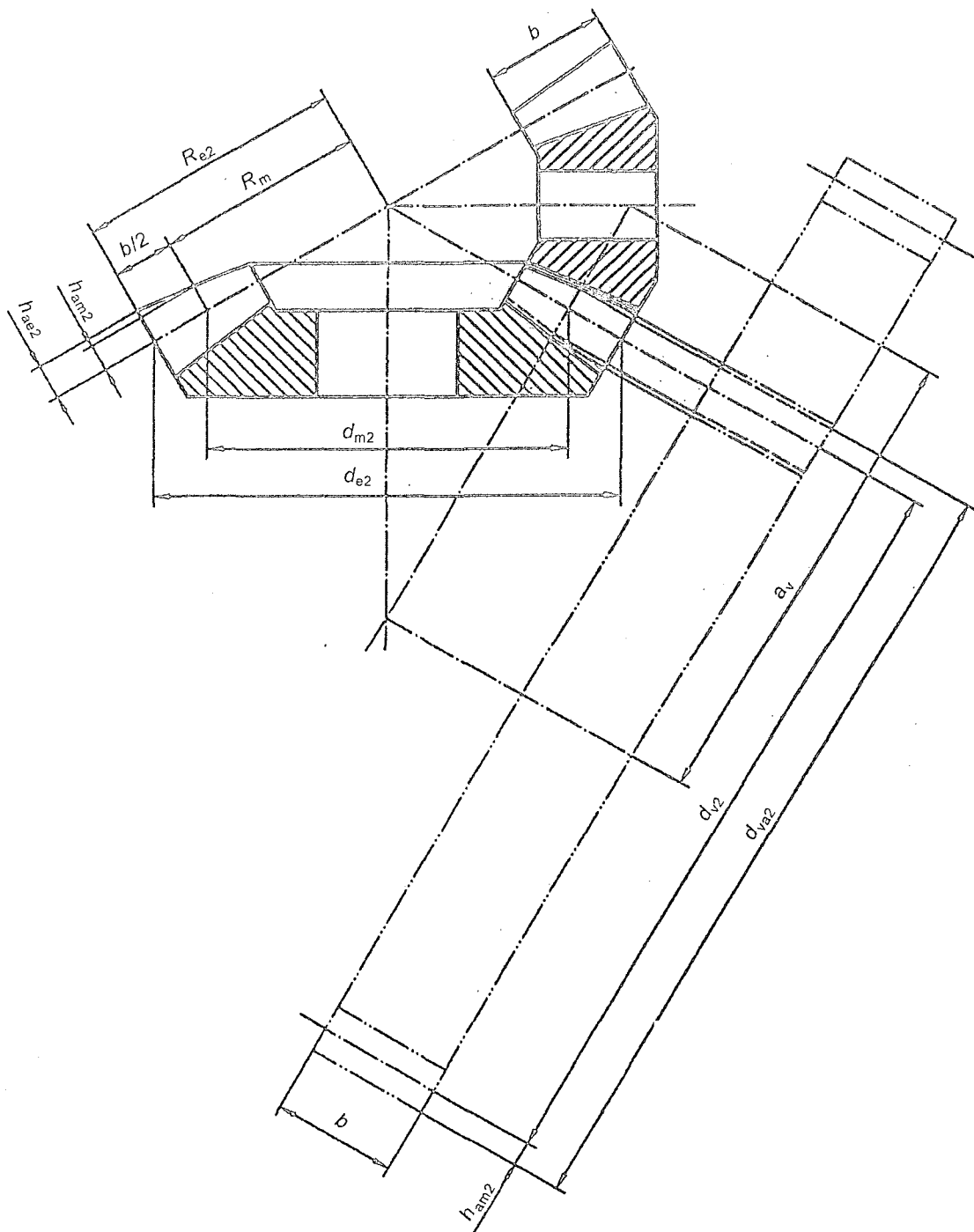


Рисунок А.2 — Розміри для розраховування еквівалентних циліндричних передач

Діаметр кола вершин зубців d_{va} :

$$d_{va1,2} = d_{v1,2} + 2h_{am1,2}. \quad (\text{A.31})$$

Основний діаметр d_{vb} :

$$d_{vb1,2} = d_{v1,2} \cos \alpha_{vt}, \quad (\text{A.32})$$

де

$$\alpha_{vt} = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_m} \right). \quad (\text{A.33})$$

Кут нахилу лінії зуба на основному колі β_{vb} :

$$\beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_m \cos\alpha_n). \quad (\text{A.34})$$

Торцевий основний крок p_{et} :

$$p_{et} = m_{mt} \pi \cos\alpha_{vt}. \quad (\text{A.35})$$

Довжина лінії зачеплення g_{va} :

$$g_{va} = \frac{1}{2} \left[\sqrt{(d_{va1}^2 - d_{vb1}^2)} + \sqrt{(d_{va2}^2 - d_{vb2}^2)} \right] - a_v \sin\alpha_{vt}. \quad (\text{A.36})$$

Коефіцієнт торцевого перекриття ϵ_{va} :

$$\epsilon_{va} = \frac{g_{va}}{p_{et}} = \frac{g_{va} \cos\beta_m}{m_{mn} \pi \cos\alpha_{vt}}. \quad (\text{A.37})$$

Коефіцієнт осьового перекриття ϵ_{vb} :

$$\epsilon_{vb} = \frac{b \sin\beta_m}{m_{mn} \pi}. \quad (\text{A.38})$$

Коефіцієнти торцевого і осьового перекриття, розраховані за формулами А.37 і А.38 для еквівалентної циліндричної передачі, є вирішальними під час розраховування навантажувальної здатності. Проте вони можуть відрізнятися від коефіцієнтів, розрахованих на основі реальних розмірів конічних передач.

Модифікований коефіцієнт перекриття ϵ_{vy} :

$$\epsilon_{vy} = \sqrt{\epsilon_{va}^2 + \epsilon_{vb}^2}. \quad (\text{A.39})$$

Через те, що зубці конічного колеса зазвичай мають опуклість і бочкоподібність, припущено, що поле зачеплення обмежено еліпсом, велика вісь якого дорівнює ширині зубчастого вінця. Коли контакт зубців буде відповідно розвиватися за повного навантаження, то контакт не повинен поширюватися поза межі еліпсу.

Довжина лінії контакту l_b :

$$l_b = b g_{va} \frac{\sqrt{g_{va}^2 \cos^2 \beta_{vb} + b^2 \sin^2 \beta_{vb} - 4f^2}}{g_{va}^2 \cos^2 \beta_{vb} + b^2 \sin^2 \beta_{vb}} \quad (\text{A.40})$$

$$\text{для} \quad (g_{va}^2 \cos^2 \beta_{vb} + b^2 \sin^2 \beta_{vb} - 4f^2) > 0$$

$$\text{і } l_b = 0 \text{ для} \quad (g_{va}^2 \cos^2 \beta_{vb} + b^2 \sin^2 \beta_{vb} - 4f^2) \leq 0. \quad (\text{A.41})$$

Рисунок А.3 показує загальні визначання величин для розраховування довжини ліній контакту.

Формули А.40 і А.41 повинні обчислюватися згідно з таблицею А.3 для:

- а) лінії контакту у вершин зубців з $f = f_i$;
- б) середньої лінії контакту зубців з $f = f_m$;
- в) лінії контакту у ніжок зубців з $f = f_r$.

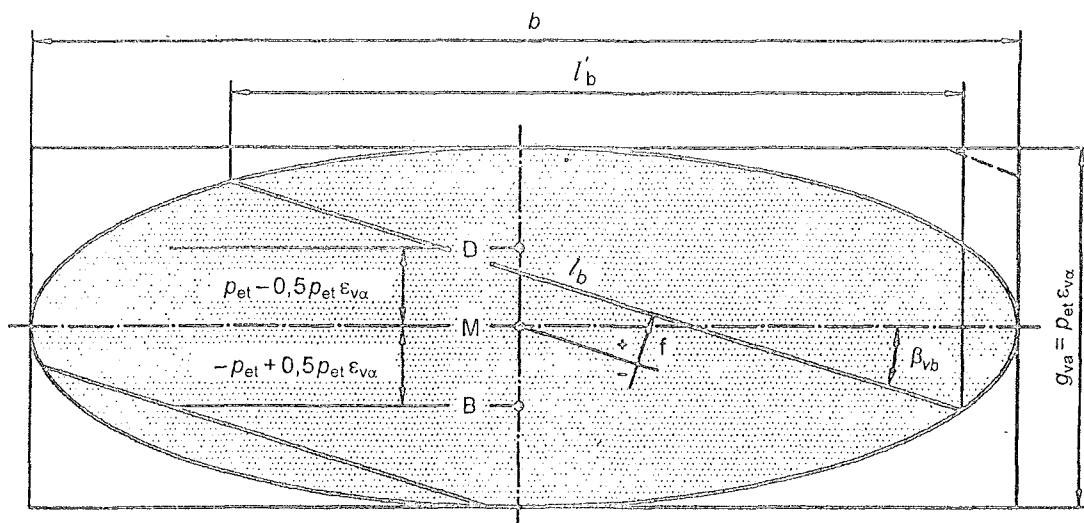
Довжина середньої лінії контакту може бути виражена так:

$$l_{bm} = \frac{b \epsilon_{va}}{\cos \beta_{vb}} \frac{\sqrt{\epsilon_{vy}^2 - [(2 - \epsilon_{va})(1 - \epsilon_{vb})]^2}}{\epsilon_{vy}^2} \quad (\text{A.42})$$

для $\epsilon_{vb} < 1$

$$l_{bm} = \frac{b \epsilon_{va}}{\cos \beta_{vb} \epsilon_{vy}} \quad (\text{A.43})$$

для $\epsilon_{vb} \geq 1$.



В — внутрішня точка однопарного контакту.
D — зовнішня точка однопарного контакту.

Рисунок А.3 — Загальні визначення довжини ліній контакту

Таблиця А.3 — Відстань f лінії контакту у вершин, середня і у ніжок зубців у полі зачеплення

| | | Контакт | Вигин |
|-------------------------|-------|--|---|
| $\epsilon_{vp} = 0$ | f_t | $-(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb} + p_{et} \cos \beta_{vb}$ | $(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb} + p_{et} \cos \beta_{vb}$ |
| | f_m | $-(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb}$ | $(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb}$ |
| | f_r | $-(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb} - p_{et} \cos \beta_{vb}$ | $(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb} - p_{et} \cos \beta_{vb}$ |
| $0 < \epsilon_{vp} < 1$ | f_t | $-(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb} (1 - \epsilon_{vp}) + p_{et} \cos \beta_{vb}$ | $(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb} (1 - \epsilon_{vp}) + p_{et} \cos \beta_{vb}$ |
| | f_m | $-(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb} (1 - \epsilon_{vp})$ | $(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb} (1 - \epsilon_{vp})$ |
| | f_r | $-(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb} (1 - \epsilon_{vp}) - p_{et} \cos \beta_{vb}$ | $(p_{et} - 0,5 p_{et} \epsilon_{v\alpha}) \cos \beta_{vb} (1 - \epsilon_{vp}) - p_{et} \cos \beta_{vb}$ |
| $\epsilon_{vp} \geq 0$ | f_t | $+p_{et} \cos \beta_{vb}$ | $+p_{et} \cos \beta_{vb}$ |
| | f_m | 0 | 0 |
| | f_r | $-p_{et} \cos \beta_{vb}$ | $-p_{et} \cos \beta_{vb}$ |

Проектowana довжина середньої лінії контакту l'_{bm} :

$$l'_{bm} = l_{bm} \cos \beta_{vb}. \quad (A.44)$$

А.7 Дані еквівалентної циліндричної передачі в нормальному перерізі (індекс vn)

Число зубців z_{vn} :

$$z_{vn1} = \frac{z_{v1}}{\cos^2 \beta_{vb} \cos \beta_m}, \quad (A.45)$$

$$z_{vn2} = u_v z_{vn1}. \quad (A.46)$$

Дільний діаметр d_{vn} :

$$d_{vn1} = \frac{d_{v1}}{\cos^2 \beta_{vb}} = z_{vn1} m_{mn}, \quad (A.47)$$

$$d_{vn2} = u_v d_{vn1} = z_{vn2} m_{mn}. \quad (A.48)$$

Міжосьова відстань a_{vn} :

$$a_{vn} = (d_{vn1} + d_{vn2})/2. \quad (A.49)$$

Діаметр кола вершин зубців d_{van} :

$$d_{van1,2} = d_{vn1,2} + d_{va1,2} - d_{v1,2} = d_{vn1,2} + 2h_{am1,2}. \quad (A.50)$$

Основний діаметр d_{vbn} :

$$d_{vbn1,2} = d_{vn1,2} \cos \alpha_n = z_{vn1,2} m_{mn} \cos \alpha_n. \quad (A.51)$$

Довжина лінії зачеплення g_{van} :

$$g_{van} = \frac{1}{2} \left[\sqrt{(d_{van1}^2 - d_{vbn1}^2)} + \sqrt{(d_{van2}^2 - d_{vbn2}^2)} \right] - a_{vn} \sin \alpha_n. \quad (A.52)$$

Коефіцієнт торцевого перекриття ε_{van} :

$$\varepsilon_{van} = \varepsilon_{va} / \cos^2 \beta_{vb}. \quad (A.53)$$

А.8 Модифікація товщини зуба

Коефіцієнт модифікації товщини зуба x_{sm} віднесений до нормального модуля в середині ширини зубчастого вінця. Модифікація товщини зуба, якщо порівняти з профілем вихідного контуру зуба згідно з ISO 53, становить $2 x_{sm} m_{mn}$ (див. рисунок А.1).

У випадку типу даних II (див. таблицю А.2) коефіцієнт модифікації товщини зуба не вказаний явно, але може бути обчислений так:

а) із заданої середньої нормальної товщини на вершині зуба (див. рисунок А.4).

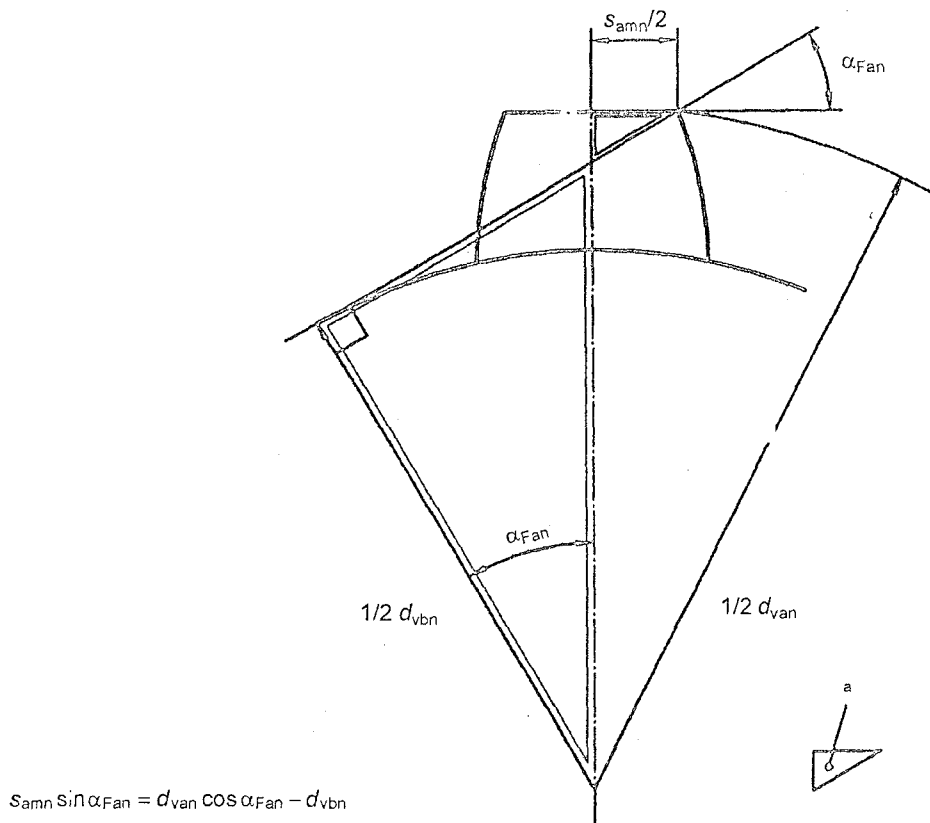


Рисунок А.4 — Середня нормальна товщина на вершині зуба

Кут прикладення навантаження α_{Fan} (див. також рисунок 1 в частині 3 ISO 10300):

$$\alpha_{Fan\ 1,2} = \arccos \left(\frac{d_{van\ 1,2} d_{vbn\ 1,2} + s_{amn\ 1,2} \sqrt{d_{van\ 1,2}^2 + s_{amn\ 1,2}^2 - d_{vbn\ 1,2}^2}}{d_{van\ 1,2}^2 + s_{amn\ 1,2}^2} \right) \quad (A.54)$$

Середня нормальна окружна товщина s_{mn} :

$$s_{mn\ 1,2} = \left[\sqrt{\left(\frac{d_{van\ 1,2}}{d_{vbn\ 1,2}} \right)^2} - 1 - \operatorname{inv} \alpha_n - \alpha_{Fan\ 1,2} \frac{\pi}{180^\circ} \right] d_{vn\ 1,2}. \quad (A.55)$$

Коефіцієнт модифікації товщини зуба x_{sm} (див. рисунок А.1)

$$x_{sm\ 1,2} = \frac{s_{mn\ 1,2}}{2m_{mn}} - \frac{\pi}{4} - x_{hm\ 1,2} \tan \alpha_n. \quad (A.56)$$

b) Із заданої товщини зуба, вважаючи, що товщини зуба частково вказані для зовнішнього кінця зуба і частково для середини ширини зубчастого вінця.

Середня торцева окружна товщина s_{mt} :

$$s_{mt\ 1,2} = s_{et\ 1,2} \frac{m_{mt}}{m_{et}} = s_{et\ 1,2} \frac{R_m}{R_e}. \quad (A.57)$$

Середня нормальна окружна товщина s_{mn} :

$$s_{mn\ 1,2} = s_{mt\ 1,2} \cos \beta_m. \quad (A.58)$$

Коефіцієнт модифікації товщини x_{sm} згідно з формулою (A.56).

ДОДАТОК В (довідковий)

ВЕЛИЧИНИ КОЕФІЦІЄНТА ЗОВНІШНЬОГО ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ K_A

В.1 Установлення коефіцієнтів зовнішнього динамічного навантаження

Коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження K_A можна краще встановити за допомогою досконалого аналізування, досвіду експлуатації специфічного застосування. Якщо досвіду експлуатації немає, то потрібно зробити ретельне аналітичне дослідження.

В.2 Приблизні величини коефіцієнтів зовнішнього динамічного навантаження

Таблиця В.1 представляє типові величини коефіцієнтів зовнішнього динамічного навантаження, якщо відсутній досвід експлуатації, або детальне аналізування недоступне.

ЗАСТОРОГА! Таблиця В.1 повинна використовуватися із засторогою через те, що в деяких застосуваннях бувають випадки набагато більших величин (такі як 10-кратні).

Оскільки конічні передачі майже завжди конструювалися з довгою (на елементі шестерня) і короткою висотою головки зубців, незалежно від того шестерня чи колесо є приводним елементом, ці результати наближено приймаються для зачеплення, коли колесо є приводним. Як результат, коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження для приводів, що підвищують швидкість, буде більшим від приводів, що понижують швидкість (див. виноску до таблиці В.1).

Таблиця В.1 — Величини коефіцієнта зовнішнього динамічного навантаження K_A ¹⁾

| Режим роботи двигуна | Режим роботи веденої машини | | | |
|-------------------------|-----------------------------|------------------------|-------------------------|------------------------|
| | рівномірний | із слабкими поштовхами | із помірними поштовхами | із сильними поштовхами |
| Рівномірний | 1,00 | 1,25 | 1,50 | 1,75 і вище |
| Зі слабкими поштовхами | 1,10 | 1,35 | 1,60 | 1,85 і вище |
| Із помірними поштовхами | 1,25 | 1,50 | 1,75 | 2,00 і вище |
| Із сильними поштовхами | 1,50 | 1,75 | 2,00 | 2,25 і вище |

ДОДАТОК С
(довідковий)

ПЛЯМИ КОНТАКТУ

Процес, за яким пляма контакту зубців модифікується і удосконалюється до її бажаної форми і місцеположення, відомий як удосконалення контакту зубців. Це контролюється оглядом реакції плями на рухи шестерні та колеса, що обертаються з помірною швидкістю за легкого навантаження, використовуючи устаткування для випробовування конічної передачі.

Переміщення виконуються в устаткуванні для випробовування в трьох напрямках:

- уздовж осі шестерні;
- уздовж осі колеса;
- перпендикулярно до обох осей.

Кількість переміщень устаткування для випробовування, які розмістять контакт у бажане місце-положення, дорівнює регулюванням у наладках фрезерувального або шліфувального верстата, щоб виробити бажаний контакт зубчастих коліс, складених в їх бажаному розташуванні в редукторі. Повторювані проби можуть бути необхідні до повного налагодження.

Коли конструкція повністю нова (див. 5.1.3), перевіряння відхилів і плям контакту складання передачі часто виконується, щоб пришвидшити налагодження контакту зубців і оцінити жорсткість вузла передачі. Під час такого випробовування редуктор експлуатується з приростом навантаження від 25 % до повного навантаження. Частота обертання є низькою, щоб дозволити застосування суміші для маркування зубців і тлумачення переміщення з кожним приростом навантаження.

Переміщення вимірюються в тих самих напрямках, що і в устаткуванні для випробовування конічної передачі, і тоді результати дублюються на устаткуванні для випробовування, щоб визначити необхідні регулювання в фрезерувальному верстаті, в шліфувальному верстаті, або в обох.

Для застосувань передачі, які зазнають термічних деформацій, редуктор нагрівають до експлуатаційних температур за допомогою ламп накаливання і випробовування повторюють з таким самим приростом навантаження. Порівняння даних між випробовуваннями показує вплив різниці в коефіцієнтах теплового розширення.

Примітка. Останні розробки відносно комп'ютерного аналізування контактів зубців трирозмірних координатних вимірів поверхонь зубців конічної передачі спрощують традиційну методику налагодження контакту зубців, описану тут.

¹⁾ Ця таблиця тільки для приводів, що понижують швидкість. Для приводів, що підвищують швидкість, додати 0,01 u^2 до K_A , де $u = z_2/z_1$ = передатне відношення.

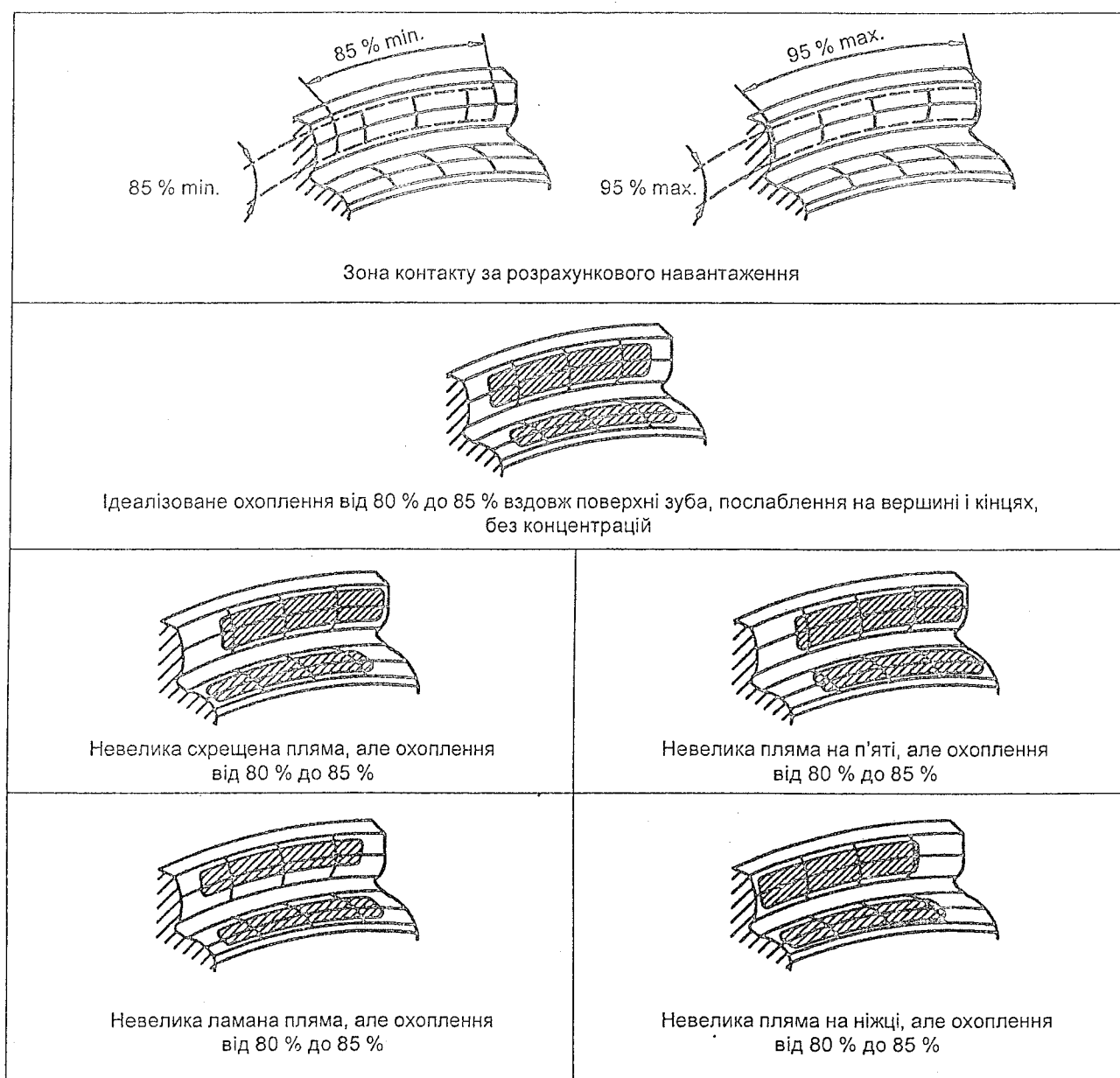


Рисунок С.1 — Типові задовільні навантажувальні плями контакту

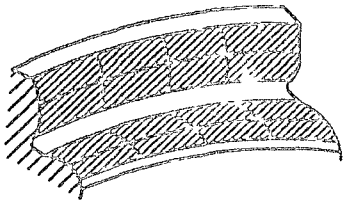
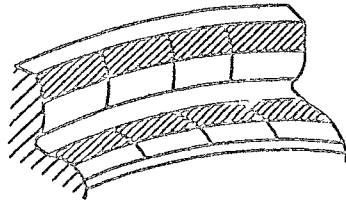
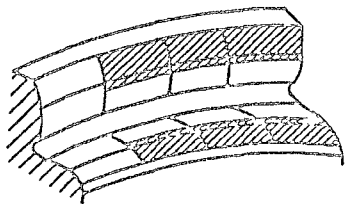
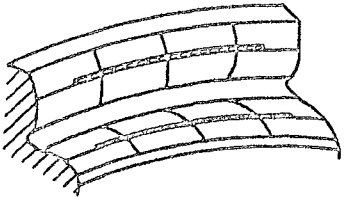
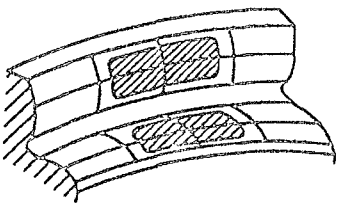
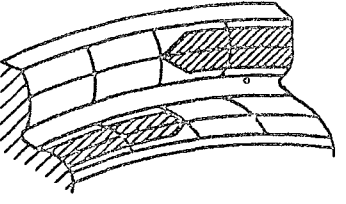
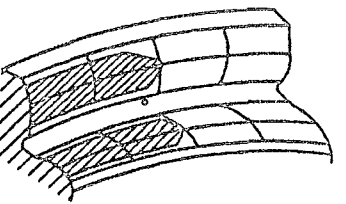
| | |
|--|---|
|  <p>Повна довжина, повна ширина, без послаблення на краях</p> | |
|  <p>Ламана, висока з одного боку, низька з іншого</p> |  <p>Висока на п'яті</p> |
|  <p>Занадто велике послаблення профілю</p> |  <p>Занадто велике поздовжнє послаблення</p> |
|  <p>Схрещення (п'ята на одному боці, носик на іншому)</p> |  <p>Навантажений носик на обох боках</p> |

Рисунок С.2 — Типові незадовільні навантажувальні плями контакту

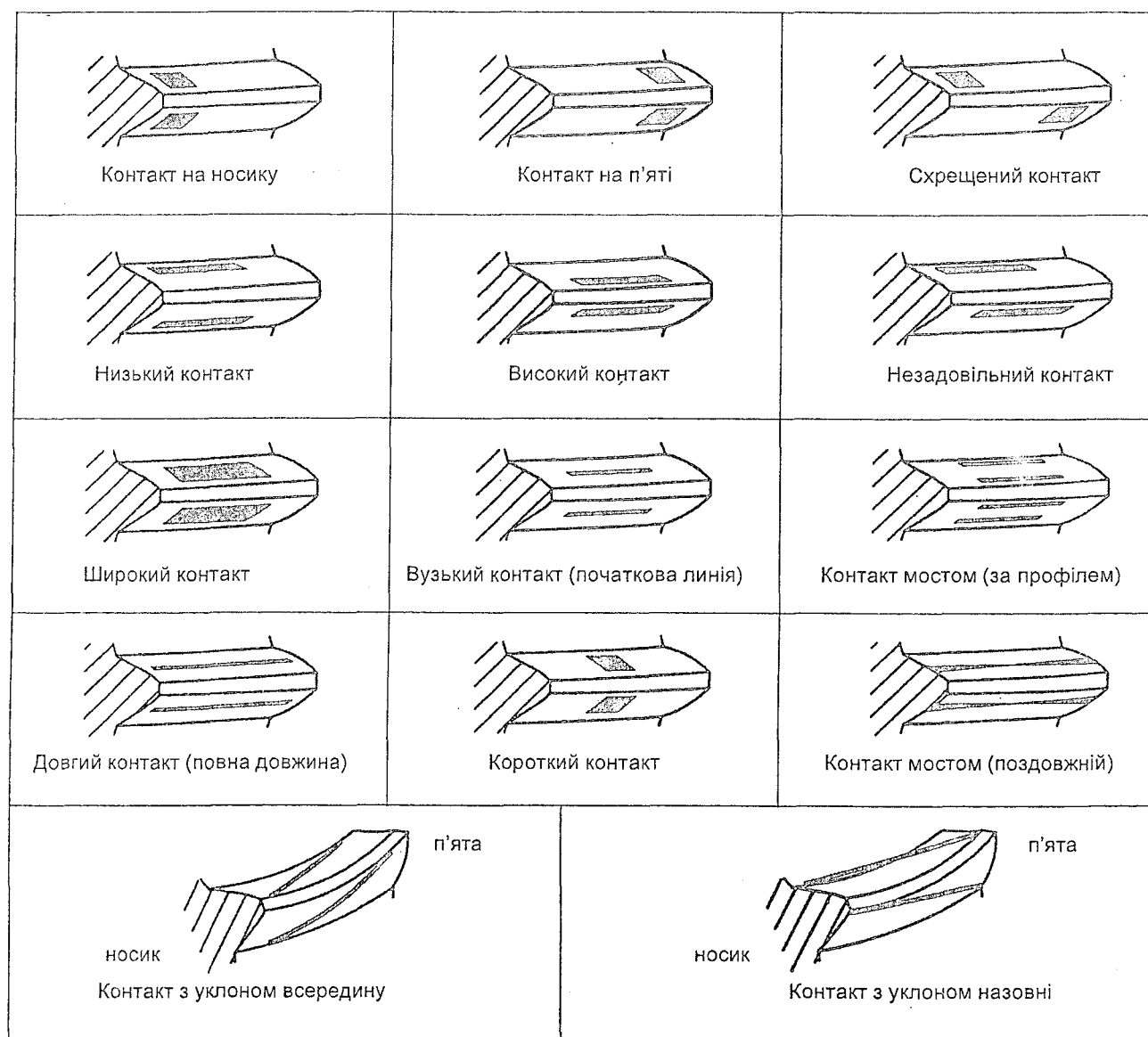


Рисунок С.3 — Номенклатура плям контакту кінчної передачі

Код УКНД 21.200

Ключові слова: вигин, загальні положення, загальні коефіцієнти впливу, кінчні зубчасті передачі, контакт, навантажувальна здатність, основні принципи.

Редактор **Ж. Волкова**
Технічний редактор **О. Касіч**
Коректор **О. Рождественська**
Верстальник **В. Перекрест**

Підписано до друку 18.10.2011. Формат 60 × 84 1/8.
Ум. друк. арк. 5,11. Обл.-вид. арк. 2,59. Зам. Ціна договірна.

Виконавець
Державне підприємство «Український науково-дослідний і навчальний центр
проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»)
вул. Святошинська, 2, м. Київ, 03115

Свідоцтво про внесення видавця видавничої продукції до Державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції від 14.01.2006 серія ДК № 1647