



НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ

РОЗРАХОВУВАННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ І КОСОЗУБИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Застосування для швидкісних зубчастих передач
та зубчастих передач з подібними вимогами

(ISO 9084:2000, IDT)

ДСТУ ISO 9084:2006

Видання офіційне



Київ
ДЕРЖСПОЖИВСТАНДАРТ УКРАЇНИ
2012

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; І. Добровольська

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

3 Національний стандарт відповідає ISO 9084:2000 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Application to high speed gears and gears of similar requirements (Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих зубчастих передач. Застосування для швидкісних зубчастих передач та зубчастих передач з подібними вимогами)

Ступінь відповідності — ідентичний (IDT)

Переклад з англійської (en)

4 УВЕДЕНО ВПЕРШЕ

ЗМІСТ

	с.
Національний вступ	IV
Вступ до ISO 9084:2000	IV
1 Сфера застосування	1
2 Нормативні посилання	1
3 Терміни та визначення понять	2
4 Застосування	5
5 Коефіцієнти впливів	8
6 Розрахунок на міцність активної поверхні зубців	15
7 Розрахунок на міцність зубців під час вигину	20
Додаток А Параметри жорсткості зуба c' і c_y	26
Додаток В Специфічні особливості менш поширених конструкцій зубчастих передач	28
Додаток С Орієнтовні величини коефіцієнта зовнішнього динамічного навантаження, K_A	31
Бібліографія	34

НАЦІОНАЛЬНИЙ ВСТУП

Цей стандарт є тотожний переклад ISO 9084:2000 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Application to high speed gears and gears of similar requirements (Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих зубчастих передач. Застосування для швидкісних зубчастих передач та зубчастих передач з подібними вимогами).

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

Міжнародний стандарт ISO 9084 був підготовлений Технічним комітетом ISO/TC 60 Зубчасті передачі, Підкомітет SC 2 Розрахунок навантажувальної здатності зубчастих передач.

Додатки А і В є невід'ємними частинами цього стандарту. Додаток С наведено тільки для інформації.

До стандарту внесено такі редакційні зміни:

- слова «цей міжнародний стандарт» змінено на «цей стандарт»;
- до розділу 2 «Нормативні посилання» додано «Національне пояснення», яке в тексті виділено рамкою;
- структурні елементи стандарту: «Титульний аркуш», «Передмову», «Зміст», «Національний вступ» і «Бібліографічні дані» — оформлено згідно з вимогами національної стандартизації України;
- у 5.6.2.2 у формулі 11 виправлено помилку: «1000» замінено на «100»;
- вилучено попередній довідковий матеріал з міжнародного стандарту «Передмову до ISO 9084:2000».

ISO 1122-1:1998, ISO 1328-1:1995, ISO 6336-1:1996, ISO 6336-2:1996, ISO 6336-3:1996, ISO 6336-5:1996 на цей час впроваджено в Україні як національні стандарти ДСТУ ISO 1122-1:2006, ДСТУ ISO 1328-1:2006, ДСТУ ISO 6336-1:2005, ДСТУ ISO 6336-2:2005, ДСТУ ISO 6336-3:2005, ДСТУ ISO 6336-5:2005.

Їх копії можна отримати в Головному фонді нормативних документів.

ВСТУП до ISO 9084:2000

Методи розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих зубчастих передач загального застосування стосовно пітингу й міцності на вигин представлені в ISO 6336-1, ISO 6336-2, ISO 6336-3 та ISO 6336-5. Цей стандарт оснований на ISO 6336-1, ISO 6336-2 та ISO 6336-3 з використанням специфічних методів і припущень, що їх вважають придатними для промислових зубчастих передач. Їх застосування вимагає використання допустимих напружень і вимог до матеріалу, які можна знайти в ISO 6336-5.

НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ

**РОЗРАХОВУВАННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ
ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ І КОСОЗУБИХ
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ**

**Застосування для швидкісних зубчастих передач
та зубчастих передач з подібними вимогами**

**РАСЧЕТ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
ПРЯМОЗУБЫХ И КОСОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

**Применение для скоростных зубчатых передач
и зубчатых передач с подобными требованиями**

**CALCULATION OF LOAD CAPACITY OF SPUR
AND HELICAL GEARS**

Application to high speed gears and gears of similar requirements

Чинний від 2007–10–01

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

Формули, наведені в цьому стандарті, призначені для встановлення уніфікованого методу розрахунку опору пітингу й здатності до опору вигину швидкісних зубчастих передач і зубчастих передач з подібними вимогами з прямими або косими зубцями.

Формули в цьому стандарті не придатні до інших типів пошкодження зубців зубчастих передач, таких як пластична деформація, мікропітинг, заїдання, викришування поверхневого шару, зварювання і знос, та не застосовуються за умов, що спричинюють вібрацію, де може бути передбачена поломка профілю. Формули напружень вигину застосовують у разі поломок на перехідних поверхнях, але не придатні у разі поломок на робочих поверхнях зубців, ободах зубчастих коліс або на дисках і маточинах зубчастих коліс. Цей стандарт не застосовується до зубців, що отримані остаточно ковкою або порошковою металургією. Цей стандарт не придатний для зубчастих передач, які мають погану пляму контакту.

У цьому стандарті подано метод, за яким можна порівняти різні конструкції зубчастих передач. Він не призначений забезпечувати експлуатаційні показники складених приводних зубчастих систем. Він не призначений для використання пересічним інженером. Натомість, він призначений для використання досвідченим конструктором зубчастих передач, який здатний вибрати прийнятні величини коефіцієнтів у цих формулах, основані на знанні подібних конструкцій та інформованості про впливи обговорюваних елементів.

ЗАСТОРОГА! Користувача попереджують, що обчислені результати згідно з цим стандартом повинні бути підтверджені досвідом.

2 НОРМАТИВНІ ПОСИЛАННЯ

У наведених нижче нормативних документах зазначено 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 найновіші видання нормативних документів, поданих нижче. У разі недатованих посилань треба користуватись останнім виданням наведених документів. Члени ІЕС та ІСО впорядковують каталоги чинних міжнародних стандартів.

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 teeth¹⁾

ISO 6336-1:1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors

ISO 6336-2:1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 2: Calculation of surface durability (pitting)

ISO 6336-3:1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 3: Calculation of tooth bending strength

ISO 6336-5:1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 5: Strength and quality of materials.

НАЦІОНАЛЬНЕ ПОЯСНЕННЯ

ISO 1122-1:1998 Словник термінів зубчастих передач. Частина 1. Визначення, що стосуються геометрії

ISO 1328-1:1995 Передачі зубчасті циліндричні. Система точності ІСО. Частина 1. Визначення і допустимі величини відхилів, що стосуються сполучених бокових поверхонь зубців¹⁾

ISO 6336-1:1996 Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих зубчастих передач. Частина 1. Основні принципи, вступна частина і загальні коефіцієнти впливу

ISO 6336-2:1996 Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих зубчастих передач. Частина 2. Розраховування на міцність активної поверхні зубців

ISO 6336-3:1996 Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих зубчастих передач. Частина 3. Розраховування на міцність зубців під час вигину

ISO 6336-5:1996 Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих зубчастих передач. Частина 5. Міцність і якість матеріалів.

3 ТЕРМІНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОНЯТЬ

У цьому стандарті вжито терміни та визначення, наведені в ISO 1122-1. Щодо позначень, див. таблицю 1.

Таблиця 1 — Позначення та скорочення, які використовують у цьому стандарті

Позначення	Поняття або термін	Одиниця виміру
a	міжосьова відстань ^a	мм
b	ширина зубчастого вінця	мм
b_b	ширина вінця одного з напівшевронів шевронного зубчастого колеса	мм
B	повна ширина зубчастого вінця шевронного зубчастого колеса, охоплюючи ширину проміжку між вінцями	мм
c_γ	середня величина жорсткості зачеплення на одиницю ширини зубчастого вінця	H/(мм · мкм)
c'	максимальна жорсткість зуба однієї пари зубців на одиницю ширини зубчастого вінця (одинична жорсткість)	H/(мм · мкм)
$d_{a1,2}$	діаметр вершин зубців шестерні або колеса	мм
$d_{b1,2}$	основний діаметр шестерні або колеса	мм
$d_{f1,2}$	діаметр западин шестерні або колеса	мм
d_i	внутрішній діаметр вала шестерні	мм

¹⁾ Було виправлено і перевидано в 1997 р.

Продовження таблиці 1

Позначення	Поняття або термін	Одиниця виміру
$d_{w1,2}$	початковий діаметр шестерні або колеса	мм
$d_{1,2}$	ділительний діаметр шестерні або колеса	мм
f_{α}	відхил форми профілю (альтернативно замість цього можна використовувати величину повного відхилу профілю F_{α} , використовуючи допуски згідно з ISO 1328-1)	мкм
f_{ma}	зміщення зубчастого зачеплення, зумовлене відхилами під час виготовлення	мкм
f_{pb}	відхил основного кроку зачеплення (під час розраховування можна використовувати величини f_{pt} згідно з ISO 6336-1, використовуючи допуски згідно з ISO 1328-1)	мкм
f_{sh}	відхил кута нахилу лінії зубця, зумовлений пружними деформаціями	мкм
$f_{H\beta}$	відхил суміщення зубця	мкм
g_{α}	довжина лінії зачеплення	мм
h	висота зуба	мм
h_{ap}	висота головки зуба вихідного контуру циліндричних зубчастих передач	мм
h_{fp}	висота ніжки зуба вихідного контуру циліндричних зубчастих передач	мм
h_{Fe}	плече моменту вигину для прикладення навантаження до верхньої граничної точки однопарного зубчастого контакту	мм
l	прогін між підшипниками	мм
m^*	відносна маса одиниці ширини вінця зубчастого колеса, віднесена до лінії зачеплення	кг/мм
m_n	нормальний модуль	мм
m_{red}	приведена маса одиниці ширини вінця зубчастої пари, віднесена до лінії зачеплення	кг/мм
m_t	торцевий модуль	мм
$n_{1,2}$	частота обертання шестерні або колеса	хв^{-1}
n_{E1}	резонансна частота шестерні	хв^{-1}
pr	протуберанець інструменту	мм
p_{bn}	нормальний основний крок	мм
p_{bt}	торцевий основний крок	мм
q	припуск на чистову обробку	мм
q_s	параметр підрізання	—
s_{pr}	залишок піднутрення перехідної кривої зуба (після фінішної обробки)	мм
s_{Fn}	хорда ніжки зуба в критичному перерізі	мм
s_R	товщина вінця	мм
u	передатне число ^a $ u = z_2/z_1 \geq 1$	—
v	окружна швидкість (без індексу: на ділительному колі \approx окружній швидкості на початковому колі)	м/с
$x_{1,2}$	коефіцієнт зміщення профілю шестерні або колеса	—
y_{β}	припуск на припрацювання (еквівалентне зміщення)	мкм
z_n	еквівалентне число зубців косозубого зубчастого колеса	—
$z_{1,2}$	число зубців шестерні або колеса ^a	—
C_a	модифікація головок зубців	мкм

Продовження таблиці 1

Позначення	Поняття або термін	Одиниця виміру
C_B	коефіцієнт вихідного контуру	—
C_R	коефіцієнт заготовки зубчастого колеса	—
E	модуль пружності, модуль Юнга	Н/мм ²
F_m	середнє окружне навантаження на дільномуму циліндрі ($= F_t K_A K_v$)	Н
F_t	(номінальне) окружне навантаження на дільномуму циліндрі в торцевому перерізі	Н
$F_{t\text{eq}}$	еквівалентне окружне навантаження на дільномуму циліндрі	Н
F_β	сумарний відхил напрямку зуба	мкм
$F_{\beta x}$	початкове еквівалентне зміщення (перед припрацюванням)	мкм
J^*	момент інерції на одиницю ширини зубчастого колеса	кг · мм ² /мм
K_v	динамічний коефіцієнт	—
K_A	коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження	—
$K_{F\alpha}$	коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями (напруження вигину)	—
$K_{F\beta}$	коефіцієнт розподілу навантаження по довжині контактних ліній (напруження вигину)	—
$K_{H\alpha}$	коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями (контактне напруження)	—
$K_{H\beta}$	коефіцієнт розподілу навантаження по довжині контактних ліній (контактне напруження)	—
K_y	коефіцієнт розподілу навантаження між зачепленнями (враховує нерівномірний розподіл навантаження між зачепленнями для багатопотокових передач)	—
$M_{1,2}$	допоміжні величини для визначення $Z_{B,D}$	—
N	резонансне відношення	—
N_L	число циклів	—
P	передавана потужність	кВт
R_a	середньоарифметична величина шорсткості (згідно з ISO 4287)	мкм
R_z	середня шорсткість від вершини до западини (згідно з ISO 4287)	мкм
S_F	коефіцієнт безпеки (поломка зуба)	—
$S_{F\text{min}}$	мінімальний коефіцієнт безпеки (поломка зуба)	—
S_H	коефіцієнт безпеки (контакт)	—
$S_{H\text{min}}$	мінімальний коефіцієнт безпеки (контакт)	—
$T_{1,2}$	номінальний крутний момент на шестерні або на колесах	Н · м
Y_F	коефіцієнт форми зуба для номінального напруження вигину від навантаження, прикладеного на зовнішній точці однопарного зубчастого контакту	—
$Y_{R\text{rel } T}$	відносний коефіцієнт поверхні	—
Y_S	поправковий коефіцієнт напруження	—
Y_X	розмірний коефіцієнт (вигин)	—
Y_β	коефіцієнт кута нахилу лінії зуба (вигин)	—
$Y_{\delta\text{rel } T}$	відносний коефіцієнт чутливості до підрізання	—
Z_v	коефіцієнт швидкості	—
$Z_{B,D}$	коефіцієнти однопарного зачеплення для шестерні або колеса	—
Z_E	коефіцієнт пружності	$\sqrt{H/\text{мм}^2}$

Кінець таблиці 1

Позначення	Поняття або термін	Одиниця виміру
Z_H	коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубців	—
Z_L	коефіцієнт змащення	—
Z_R	коефіцієнт шорсткості (контакт)	—
Z_W	коефіцієнт термообробки	—
Z_X	розмірний коефіцієнт (контакт)	—
Z_β	коефіцієнт кута нахилу лінії зуба (контакт)	—
Z_ε	коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній (контакт)	—
α_n	нормальний кут профілю зуба	°
α_t	кут профілю зуба в торцевому перерізі	°
α_{wt}	кут профілю зуба в торцевому перерізі на початковому циліндрі	°
α_p	кут профілю зуба вихідного контуру циліндричних зубчастих передач	°
β	кут нахилу лінії зуба (без індексу — на ділільному циліндрі)	°
β_b	основний кут нахилу лінії зуба	°
ε_α	коефіцієнт торцевого перекриття	—
$\varepsilon_{\alpha n}$	коефіцієнт торцевого перекриття еквівалентних прямозубих зубчастих пар	—
ε_β	коефіцієнт осьового перекриття	—
ε_γ	коефіцієнт перекриття ($\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$)	—
κ_β	коефіцієнт припрацювання (еквівалентне зміщення)	—
ρ_F	радіус перехідної кривої вихідного контуру циліндричних зубчастих передач	мм
ρ_F	радіус перехідної кривої ніжки зуба в критичному перерізі	мм
σ_F	напруження вигину в зубі	Н/мм ²
$\sigma_{F \lim}$	базове напруження (вигин)	Н/мм ²
σ_{FE}	допустиме напруження (вигин)	Н/мм ²
σ_{FG}	граничне напруження вигину	Н/мм ²
σ_{FP}	допустиме напруження вигину	Н/мм ²
σ_{F0}	базове напруження вигину	Н/мм ²
σ_H	розрахункове контактне напруження	Н/мм ²
$\sigma_{H \lim}$	допустиме напруження (контакт)	Н/мм ²
σ_{HG}	модифіковане допустиме напруження ($= \sigma_{HP} S_{H \min}$)	Н/мм ²
σ_{HP}	допустиме контактне напруження	Н/мм ²
$\omega_{1,2}$	кутова швидкість шестерні або колеса	рад/с

^a Для зубчастих пар зовнішнього зачеплення а u z_1 і z_2 — додатні для зубчастих пар внутрішнього зачеплення а u і z_2 — від z_1 додатним

4 ЗАСТОСУВАННЯ

4.1 Проектування, специфічні застосування

4.1.1 Загальні положення

Конструктори зубчастих передач повинні усвідомити, що вимоги до різних застосувань значно змінюються. Використання методик цього стандарту для специфічних застосувань потребує ретельного оцінення всіх обставин застосування, особливо

— допустиме напруження матеріалу і число повторів навантаження,

- відсоток результатів усяких пошкоджень (масштаб пошкоджень);
- відповідний коефіцієнт безпеки.

Повинні бути проаналізовані загальними машинними методами проектування конструктивні заходи, щоб запобігти руйнуванню, що виникає від концентраторів напруження на бічній поверхні зуба, викришенню вершини зуба і відмов на дисках або маточинах зубчастих коліс.

Будь-які розбіжності згідно з описаним нижче треба подавати у звіті розрахунку.

а) Якщо бажаний більш точний метод розрахунку або якщо узгодження з обмеженнями в 4.1 є з будь-якої причини непрактичним, тоді відповідні коефіцієнти можуть бути оцінені згідно з основним стандартом або іншим стандартом застосування.

б) Коефіцієнти, отримані з вірогідного досвіду, або дані випробувань можна використовувати замість окремих коефіцієнтів згідно з цим стандартом. Стосовно цього застосовують критерії для методу А в ISO 6336-1:1996, 4.1.8.1.

В інших відношеннях кваліфікаційні розрахунки повинні точно відповідати цьому стандарту, якщо напруження, коефіцієнти безпеки тощо треба кваліфікувати відповідно до цього стандарту.

Цей стандарт розглядає всі швидкісні зубчасті передачі й зубчасті передачі з подібними вимогами, крім швидкісних редукторів і редукторів спеціального призначення, які використовують у нафтовій, хімічній та газовій промисловості. Для них можна застосовувати ISO 13691.

Цей стандарт застосовують, коли заготівка колеса, з'єднання вал/втулка, вали, підшипники, корпуси, нарізеві з'єднання, фундаменти й муфти відповідають вимогам стосовно точності, навантажувальної здатності й жорсткості, що формує базис для розраховування навантажувальної здатності зубчастих передач.

Хоча метод, описаний у цьому стандарті, головним чином призначений для цілей перерахунку, за допомогою ітерації його можна також використовувати, щоб визначати навантажувальну здатність зубчастих передач. Ітерацію виконують вибором навантаження й обчисленням відповідного коефіцієнта безпеки проти пітингу S_{H1} для шестерні. Якщо S_{H1} є більшим від $S_{H \min}$, то навантаження збільшують, якщо він менший від $S_{H \min}$, то навантаження зменшують. Це продовжують доти, доки вибране навантаження не відповідатиме $S_{H1} = S_{H \min}$. Подібний метод використовують для колеса ($S_{H2} = S_{H \min}$), а також для коефіцієнтів безпеки проти поломки зуба $S_{F1} = S_{F2} = S_{F \min}$.

4.1.2 Дані зубчастої передачі

Цей стандарт застосовують з такими обмеженнями.

а) Типи зубчастої передачі:

- евольвентні прямозубі, косозубі і шевронні зубчасті передачі зовнішнього і внутрішнього зачеплення;
- для шевронних зубчастих передач припущено, що повне окружне навантаження рівномірно розподілене між двома зубчастими вінцями, якщо це не так (наприклад унаслідок зовнішніх прикладених осьових сил), це повинно бути враховано; два зубчасті вінця вважають як дві окремі косозубі зубчасті передачі паралельно;
- планетарні та інші ряди зубчастих передач з багатьма передавальними потоками.

б) Діапазон швидкостей

n_1 більше або дорівнює $3\ 600\ \text{хв}^{-1}$ (синхронна частота обертання двополюсного двигуна за частоти струму 60 Гц). Це також застосовують для зубчастих передач високої точності, необхідної за спеціальних вимог для низьких швидкостей.

с) Точність зубчастої передачі

Ступінь точності 6 або кращий згідно з ISO 1328-1 (впливає на K_v , $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, і $K_{F\beta}$).

д) Діапазон коефіцієнтів торцевого перекриття еквівалентних прямозубих зубчастих пар $1,2 < \varepsilon_\alpha < 2,5$ (впливає на c' , c_γ , K_v , $K_{H\beta}$, $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$ і $K_{F\beta}$).

е) Діапазон кутів нахилу лінії зуба:

β менше або дорівнює 30° (впливає на c' , c_γ , K_v , $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$).

ф) Вихідні контури:

без обмежень²⁾, але див. d).

²⁾ Для всіх практичних застосувань можна припустити, що пропорції вихідного контуру інструменту дорівнюють пропорціям вихідного контуру зубчастої передачі

4.1.3 Шестерня і вал-шестерня

Цей стандарт застосовується для шестерень, суцільних з валами, або шестерень з отворами, змонтованих симетрично між їхніми підшипниками. Припускають, що шестерні з отворами будуть змонтовані на масивних валах або на порожнистих валах з $d_i/d_{sh} < 0,5$ (це впливає на $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$).

4.1.4 Заготівка колеса, обід колеса

Цей стандарт застосовується, коли s_R , товщина обода колеса під ніжками зубців зубчастих передач зовнішнього і внутрішнього зачеплення $\epsilon > 3,5 m_n$

4.1.5 Матеріали

Вони охоплюють сталі матеріали (впливають на Z_E , $\sigma_{H \text{ lim}}$, σ_{FE} , K_v , $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, $K_{H\alpha}$ і $K_{F\alpha}$). Щодо матеріалів і їх аббревіатур, які використовують у цьому стандарті, див. таблицю 2. Щодо інших матеріалів, див. ISO 6336-1, ISO 6336-2, ISO 6336-3 та ISO 6336-5.

Таблиця 2 — Матеріали

Матеріал	Абревіатура
Наскрізнопрогартувана сталь, легована або вуглецева, наскрізне прогартування ($\sigma_B \geq 800 \text{ Н/мм}^2$)	V
Поверхневопрогартувана сталь, поверхнєве прогартування	EH
Сталь, полумєнєве або індукційне прогартування	IF
Азотовувана сталь, азотування	NT (nitr.)
Наскрізнопрогартувана і поверхневопрогартувана сталь, азотування	NV (nitr.)
Наскрізнопрогартувана і поверхневопрогартувана сталь, нітроцементация	- NV (nitrocar.)

4.1.6 Змащення

Методики розрахунку чинні за умови, що зубчасті передачі змащуються розбризкуванням за весь час роботи з мастилом, схваленим виробником/конструктором зубчастих передач, і мастило розбризкується за температури і витрати, які гарантують, що температури, прийняті для розрахунків, не перевищені (впливають на формування плівки мастила, тобто коефіцієнти Z_L , Z_v і Z_R).

4.2 Коефіцієнти безпеки

Необхідно розрізняти коефіцієнт безпеки відносно пітингу S_H і коефіцієнт безпеки відносно поломки зуба S_F .

Для даного застосування адекватна навантажувальна здатність зубчастої передачі демонструється обчисленими величинами S_H і S_F , що дорівнюють або вищі від величин $S_{H \text{ min}}$ і $S_{F \text{ min}}$ відповідно.

Вибір величини коефіцієнта безпеки повинен базуватися на довірі до надійності доступних даних і наслідків можливих відмов.

Важливими чинниками, що повинні бути враховані, є:

— допустимі величини напруження, використані в розрахунку, чинні для даної ймовірності відмови (величини для матеріалів в ISO 6336-5 чинні для 1 %-ймовірності пошкодження);

— установлена якість і ефективність контролю якості на всіх стадіях виготовлення;

— точність технічних вимог до обслуговування і зовнішніх умов;

— поломка зуба, як часто вважають, є більшою небезпекою, ніж пітинг.

Отже, вибрана величина $S_{F \text{ min}}$ повинна бути більшою від величини, вибраної для $S_{H \text{ min}}$. Рекомендовано, щоб мінімальні величини коефіцієнтів безпеки були узгоджені між покупцем і виробником.

Щодо розрахунку фактичного коефіцієнта безпеки, див. 6.1.5 (S_H , пітинг) і 7.1.4 (S_F , поломка зуба).

4.3 Вихідні дані

Наступні дані повинні бути відомі для розрахунків:

а) дані зубчастої передачі:

a , z_1 , z_2 , m_n , d_1 , d_{a1} , d_{a2} ³⁾, b , x_1 , x_2 , α_n , β , ϵ_α , ϵ_β , профіль вихідного контуру;

б) конструктивні дані і дані виготовлення:

C_{a1} , C_{a2} , Ra_1 , Ra_2 , Rz_1 , Rz_2 ;

³⁾ Коли вершини зубців мають фаски або заокруглення, треба підставити d_{N12} замість d_{a12}

матеріали, твердість матеріалу і термообробка деталей, ступені якості матеріалу, ступені точності зубчастої передачі, проліт між підшипниками, розміри зубчастих коліс, полярні або масові моменти інерції шестерні й колеса, та коли застосовують профільну модифікацію і модифікацію лінії нахилу зуба;

с) робочі дані:

P або T або F_t , n_1 , v_1 , робочі характеристики привідної і веденої машин.

Необхідні геометричні дані можуть бути розраховані згідно з національними стандартами.

Інформація, якою будуть обмінюватися виробник і покупець, повинна містити дані з переважальних специфікованих матеріалів, змащення, коефіцієнта безпеки і зовнішніх прикладених сил, спричинених вібраціями і перенавантаженнями (коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження).

4.4 Числові формули

У всіх розрахунках треба використовувати одиниці виміру, перелічені в розділі 3. Інформацію, що полегшує використання цього стандарту, наведено в додатку С ISO 6336-1:1996.

5 КОЕФІЦІЄНТИ ВПЛИВІВ

5.1 Загальні положення

Коефіцієнти впливів K_v , $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{F\alpha}$ і $K_{F\beta}$ усі залежать від навантаження на зуб. Початково це є прикладене навантаження (номінальне окружне навантаження, помножене на коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження).

Ці коефіцієнти є також взаємозалежними і тому повинні бути розраховані послідовно так:

а) K_v з прикладеним окружним навантаженням $F_t K_A$ (еквівалентне навантаження, багатопотокові передачі з $F_t K_A K_{\gamma}^4$);

б) $K_{H\beta}$ або $K_{F\beta}$ з перерахованим навантаженням $F_t K_A K_v$.

5.2 Номінальне окружне навантаження, F_t , номінальний крутний момент, T , номінальна потужність, P

Номінальне окружне навантаження F_t визначають у площині торцевого перерізу на дільному циліндрі. Воно базується на вхідному крутному моменті на веденій машині. Це крутний момент, що відповідає найважчому регулярному робочому стану. Альтернативно як основу можна використовувати номінальний крутний момент первинного двигуна, якщо це відповідає вимозі крутного моменту веденої машини, можна вибрати деяку іншу відповідну основу.

$$F_t = \frac{2000 T_{1,2}}{d_{1,2}} = \frac{19\,098 \cdot 1000 P}{d_{1,2} n_{1,2}} = \frac{1000 P}{v}; \quad (1)$$

$$T_{1,2} = \frac{F_t d_{1,2}}{2\,000} = \frac{1000 P}{\omega_{1,2}} = \frac{9\,549 P}{n_{1,2}}; \quad (2)$$

$$P = \frac{F_t v}{1000} = \frac{T_{1,2} \omega_{1,2}}{1000} = \frac{T_{1,2} n_{1,2}}{9\,549}; \quad (3)$$

$$v = \frac{d_{1,2} \omega_{1,2}}{2\,000} = \frac{d_{1,2} n_{1,2}}{19\,098}; \quad (4)$$

$$\omega_{1,2} = \frac{\pi n_{1,2}}{30} = \frac{2\,000 v}{d_{1,2}} = \frac{n_{1,2}}{9\,549}. \quad (5)$$

5.3 Нерівномірне навантаження, нерівномірний крутний момент, нерівномірна потужність

Коли передаване навантаження нерівномірне, треба звернути увагу не тільки на максимальне навантаження і його очікуване число циклів, але також на проміжні навантаження і на їх числа циклів. Цей тип навантаження класифікують як робочий цикл, і він може бути представлений спектром навантаження. У таких випадках накопичений вплив утоми робочого циклу повинен бути взятий

⁴⁾ Повне окружне навантаження у випадку зубчастих передач багатопотокових трансмісій, системи планетарних зубчастих передач або розгалужених зубчастих передач не зовсім рівномірно розподілене за окремими зачепленнями (залежно від конструкції окружної швидкості й точності виготовлення). Це повинно бути враховано підстановкою коефіцієнта розподілу K_{γ} після K_A , щоб відрегулювати середнє окружне навантаження на зачеплення в міру необхідності.

до уваги під час визначання навантажувальної здатності редуктора. Метод розрахунку впливу навантажень за цих умов наведено в ISO/TR 10495.

5.4 Максимальне окружне навантаження, $F_{t\max}$, максимальний крутний момент, T_{\max} , максимальна потужність, P_{\max}

Це є максимальне окружне навантаження $F_{t\max}$ (або відповідний крутний момент T_{\max} , відповідна потужність P_{\max}) у змінному робочому діапазоні. Їх величина може бути обмежена відповідною чутливою запобіжною муфтою. $F_{t\max}$, T_{\max} і P_{\max} повинні бути відомі, коли треба визначити безпеку від пошкодження пітингом і від раптової поломки зуба внаслідок навантаження, що відповідає граничному статичному напруженню (див. 5.5).

5.5 Коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження, K_A

5.5.1 Загальні положення

Коефіцієнт K_A пристосовує номінальне навантаження F_t для того, щоб компенсувати приріст навантажень на зубчасту передачу від зовнішніх джерел. Ці додаткові сили в більшості залежні від характеристик привідної і веденої машин, а також мас і жорсткості системи, зокрема валів і муфт, використовуваних під час роботи.

Рекомендовано, щоб покупець і виробник/конструктор узгодили величину коефіцієнта зовнішнього динамічного навантаження.

5.5.2 Метод А — Коефіцієнт K_{A-A}

K_A визначають у цьому методі за допомогою ретельних вимірів і всебічного аналізу системи або на основі достовірного досвіду роботи у відповідній галузі застосування (див. 5.3).

5.5.3 Метод В — Коефіцієнт K_{A-B}

Якщо не доступні достовірні дані, отримані, як описано в 5.5.2 або навіть на першій стадії конструювання, можна використовувати орієнтовні величини K_A , що описані в додатку С з мінімальним коефіцієнтом безпеки 1,25.

5.6 Внутрішній динамічний коефіцієнт, K_v

5.6.1 Загальні положення

Динамічний коефіцієнт є відношенням повного навантаження на зуб, охоплюючи внутрішні динамічні впливи «мультирезонансної» системи, до передаваного окружного навантаження на зуб.

У цьому стандарті використано метод В ISO 6336-1:1996.

У цій методиці припущено, що зубчаста пара складається з елементарної одиничної маси і пружної системи об'єднаних мас шестерні і колеса та жорсткості зачеплення контактувальних зубців. Також припущено, що кожна пара функціонує як одноступінчаста пара, тобто вплив інших ступенів у багатоступінчастій системі зубастої передачі проігнорований. Це припущення логічне лише тоді, коли крутильна жорсткість (виміряна на основному радіусі зубчастих коліс) вала спільно з колесом і шестернею є менша, ніж жорсткість зачеплення. Див. 5.6.3 і В.1 відносно методики для дуже жорстких валів.

Сили, спричинені крутильними коливаннями валів і приєднаних мас, не охоплені K_v . Ці сили повинні бути додані з іншими зовнішніми прикладеними силами (наприклад з коефіцієнтом зовнішнього динамічного навантаження).

У багатопотокових зубчастих передачах є кілька власних частот. Вони можуть бути вищими або нижчими від власної частоти однопарної зубастої передачі з лише одним зачепленням. Коли такі зубчасті передачі експлуатуються в надкритичному діапазоні, рекомендовано аналіз за методом А. Див. ISO 6336-1:1996, 6.3.1.

Питоме навантаження для розрахунку K_v є $(F_t K_A / b)$ або альтернативно $F_{t\text{eq}} / b$.

Якщо $(F_t K_A) / b > 100 \text{ Н/мм}$, тоді $F_m / b = (F_t K_A) / b$.

Якщо $(F_t K_A) / b \leq 100 \text{ Н/мм}$, тоді $F_m / b = 100 \text{ Н/мм}$.

Подібно для $F_{t\text{eq}} / b$.

Коли питоме навантаження $(F_t K_A) / b < 50 \text{ Н/мм}$, існує особливий ризик вібрації (за деяких обставин, з роз'єднанням робочих бічних поверхонь зубців), передусім для прямозубих або косозубих зубчастих передач низького ступеня точності, що експлуатуються на високих швидкостях.

5.6.2 Розрахунок параметрів, потрібних для оцінення K_v **5.6.2.1 Розрахунок приведеної маси, m_{red}**

а) Обчислення приведеної маси, m_{red} , одноступінчастої зубчастої пари:

$$m_{red} = \frac{m_1^* m_2^*}{m_1^* + m_2^*} = \frac{J_1^* J_2^*}{J_1^* r_{b2}^2 + J_2^* r_{b1}^2} \quad \text{з} \quad m_{1,2}^* = \frac{J_{1,2}^*}{r_{b1,2}^2}, \quad (6)$$

де m_{red} — приведена маса зубчастої пари, тобто маса на одиницю ширини зубчастого вінця кожного зубчастого колеса стосовно його основного радіуса або лінії зачеплення;

$J_{1,2}^*$ — полярні моменти інерції на одиницю ширини зубчастого вінця;

$r_{b1,2}$ — основні радіуси ($= 0,5 d_{b1,2}$).

б) Обчислення приведеної маси, m_{red} , багатоступінчастої зубчастої пари

Див. В.1.

с) Розрахунки приведеної маси, m_{red} , зубчастих передач менш типових конструкцій

Щодо інформації про наступні випадки, див. В.1:

— вал-шестерня з діаметром на висоті середини зуба d_{m1} майже рівним діаметру вала;

— два жорстко з'єднані співвісні зубчасті колеса;

— одне велике колесо, ведене двома шестернями;

— планетарні зубчасті передачі;

— проміжні зубчасті колеса.

5.6.2.2 Визначання резонансної частоти обертання (основний резонанс) зубчастої пари

а) резонансна частота обертання, n_{E1} , шестерні, у хвилинах у мінус першому степені:

$$n_{E1} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}} \text{ хв}^{-1} \quad (7)$$

з c_γ із додатка А.

б) резонансне відношення, N

Відношення частоти обертання шестерні до резонансної частоти обертання, резонансне відношення, N , визначають так:

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = \frac{n_1 \pi z_1}{30\,000} \sqrt{\frac{m_{red}}{c_\gamma}}. \quad (8)$$

Резонансна частота обертання може бути вище або нижче частоти обертання, розрахованої з формули (8) через жорсткості, які не були долучені, наприклад жорсткість валів, підшипників, корпусів тощо, і в результаті демпфірування. Стосовно безпеки, резонансний діапазон визначають так:

$$N_S < N \leq 1,15. \quad (9)$$

Під час навантажень, таких, що $(F_t K_A) / b$ менше ніж 100 Н/мм, нижню границю резонансного відношення N_S визначають:

— якщо $(F_t K_A) / b < 100$ Н/мм, тоді:

$$N_S = 0,5 + 0,35 \sqrt{\frac{F_t K_A}{b \cdot 100}}; \quad (10)$$

— якщо $(F_t K_A) / b \geq 100$ Н/мм, тоді:

$$N_S = 0,85. \quad (11)$$

5.6.2.3 Точність зубчастої передачі і параметри припрацювання, B_p , B_f , B_k

B_p , B_f і B_k — безрозмірні параметри, використовувані для врахування впливу відхилів зуба і профільних модифікацій на динамічне навантаження⁵⁾:

$$B_p = \frac{c' f_{pb \text{ eff}}}{F_t K_A / b}; \quad (12)$$

⁵⁾ Величину модифікації головки зуба може бути враховано тільки для зубчастих передач зі ступенями точності в діапазоні від 0 до 6 згідно з ISO 1328-1

$$B_f = \frac{c' f_{f \text{ eff}}}{F_t K_A / b}; \quad (13)$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' C_a}{F_t K_A / b} \right| \quad (14)$$

з c' із додатка А.

$C_a = C_{ay}$ із таблиці 3 для зубчастих коліс без установленної профільної модифікації.

Після припрацювання наявні ефективні основний крок і відхил профілю. Величини $f_{pb \text{ eff}}$ і $f_{f \text{ eff}}$ визначають відніманням оцінених припусків припрацювання y_p і y_f так:

$$f_{pb \text{ eff}} = f_{pb \text{ 1}} - y_{p \text{ 1}} \text{ або } f_{pb \text{ eff}} = f_{pb \text{ 2}} - y_{p \text{ 2}}, \quad (15)$$

яка є більша;

$$f_{f \text{ eff}} = f_{fa \text{ 1}} - y_{f \text{ 1}} \text{ або } f_{f \text{ eff}} = f_{fa \text{ 2}} - y_{f \text{ 2}}, \quad (16)$$

яка є більша.

5.6.2.4 Припуски припрацювання, y_p , y_f

а) Для V^6)

$$y_p = \frac{160}{\sigma_{H \text{ lim}}} f_{pb}; \quad (17)$$

$$y_f = \frac{160}{\sigma_{H \text{ lim}}} f_{fa}. \quad (18)$$

б) Для Eh , IF , $NT(nitr.)$ і $NV(nitrocar.)^6$)

$$y_p = 0,075 f_{pb}; \quad (19)$$

$$y_f = 0,075 f_{fa}. \quad (20)$$

в) Коли матеріали різні, повинні бути визначені $y_{p1,f1}$ для матеріалу шестерні та $y_{p2,f2}$ для матеріалу колеса. Для розрахунку використовують середню величину:

$$y_{p,f} = 0,5 (y_{p1,f1} + y_{p2,f2}). \quad (21)$$

5.6.3 Динамічний коефіцієнт у підкритичному діапазоні ($N \leq N_S$)

У цьому секторі резонанси можуть існувати, якщо частота зачеплення зуба збігається з $N = 1/2$ і $N = 1/3$. Ризик цього є незначним у випадку точних косозубих або прямозубих зубчастих передач, якщо останні мають відповідну профільну модифікацію (зубчасті передачі зі ступенем точності 6 або кращим згідно з ISO 1328-1:1995).

Коли коефіцієнт торцевого перекриття прямозубих передач малий або якість є низького ступеня, K_v може бути настільки великим, як в основному резонансному діапазоні швидкості. Якщо це відбувається, повинні бути змінені конструктивні або експлуатаційні параметри.

Резонанси за $N = 1/4, 1/5, \dots$ рідко спричиняють проблеми, тому що пов'язані амплітуди вібрації звичайно малі.

Для зубчастих пар, де жорсткість привідного і веденого валів не рівні, в діапазоні $N \approx 0,2 \dots 0,5$ частота контакту зуба може збудити власні частоти, коли крутильна жорсткість s жорсткішого вала стосовно до лінії зачеплення є такого самого порядку величини, як жорсткість зуба, тобто якщо s/r_b^2 має порядок величини c_γ . Коли це так, тоді прирости динамічного навантаження можуть перевищити величини, розраховані за формулою (22):

$$K_v = (N K) + 1; \quad (22)$$

$$K = (C_{v1} B_p) + (C_{v2} B_f) + (C_{v3} B_k), \quad (23)$$

де C_{v1} і C_{v2} враховують відхили кроку і профілю, у той час C_{v3} враховує циклічну зміну жорсткості зачеплення. Див. таблицю 3.

⁶⁾ Див таблицю 2 для пояснення використаних скорочень.

5.6.4 Динамічний коефіцієнт в основному резонансному діапазоні ($N_S < N \leq 1,15$)

Косозубі зубчасті передачі високої якості з високим коефіцієнтом перекриття можуть функціонувати задовільно в цьому секторі. Це також стосується прямозубих зубчастих передач ступеня 6 або кращого згідно з ISO 1328-1:1995, які мають відповідну профільну модифікацію.

За вищезгаданої умови цей коефіцієнт дорівнює:

$$K_v = (C_{v1} B_p) + (C_{v2} B_f) + (C_{v4} B_k) + 1. \quad (24)$$

Щодо параметрів C , див. таблицю 3.

5.6.5 Динамічний коефіцієнт у надкритичному діапазоні ($N \geq 1,5$)

У цьому діапазоні за $N = 2, 3, \dots$ можуть виникати резонансні піки. Проте у більшості випадків амплітуди вібрації є малі, оскільки сили збудження з частотами нижче від частоти зачеплення звичайно малі.

Для зубчастих передач у надкритичному діапазоні також необхідно розглянути динамічні навантаження внаслідок поперечної вібрації складових частин зубчастого колеса і вала. Коли критична частота є близька до частоти обертання і якщо цього стану не можна уникнути, такі навантаження треба враховувати:

$$K_v = (C_{v5} B_p) + (C_{v6} B_f) + C_{v7}. \quad (25)$$

Щодо параметрів C , див. таблицю 3, і щодо c' , див. додаток А.

Таблиця 3 — Формули для розрахунку коефіцієнтів $C_{v1} — C_{v7}$ та C_{ay}

	$1 < \varepsilon_\gamma \leq 2$	$\varepsilon_\gamma > 2$	
C_{v1}	0,32	0,32	
C_{v2}	0,34	$\frac{0,57}{\varepsilon_\gamma - 0,3}$	
C_{v3}	0,23	$\frac{0,096}{\varepsilon_\gamma - 1,56}$	
C_{v4}	0,90	$\frac{0,57 - 0,05 \varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\gamma - 1,44}$	
C_{v5}	0,47	0,47	
C_{v6}	0,47	$\frac{0,12}{\varepsilon_\gamma - 1,74}$	
	$1 < \varepsilon_\gamma \leq 1,5$	$1,5 < \varepsilon_\gamma \leq 2,5$	$\varepsilon_\gamma > 2,5$
C_{v7}	0,75	$0,125 \sin[\pi (\varepsilon_\gamma - 2)] + 0,875$	1,0
$C_{ay} = \frac{1}{18} \left(\frac{\sigma_{H \lim}}{97} - 18,45 \right)^2 + 1,5.$			
<p>Примітка. Коли матеріал шестерні (1) відрізняється від матеріалу колеса (2), C_{ay1} і C_{ay2} обчислюють окремо: тоді $C_{ay} = 0,5 (C_{ay1} + C_{ay2})$. Величину C_{ay} у результаті припрацювання підставляють замість C_a у формулу (14) у випадку зубчастих передач без установленної профільної модифікації.</p>			

5.6.6 Динамічний коефіцієнт у проміжному діапазоні ($1,15 < N < 1,5$)

У цьому діапазоні динамічний коефіцієнт визначають лінійною інтерполяцією між K_v за $N = 1,15$ і за $N = 1,5$, як установлено в 5.6.4 і 5.6.5.

$$K_v = K_{v(N=1,5)} + \frac{K_{v(N=1,15)} - K_{v(N=1,5)}}{0,35} (1,5 - N). \quad (26)$$

Див. додаток А щодо одиничної жорсткості зуба c' .

5.7 Коефіцієнт розподілу навантаження по довжині контактних ліній, $K_{H\beta}$

5.7.1 Загальні положення

Коефіцієнт розподілу навантаження по довжині контактних ліній регулює напруження зуба зубчастого колеса, щоб врахувати впливи нерівного розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця.

У цьому стандарті використовують метод C1 із ISO 6336-1:1996.

Використання методу C1 є прийнятним для зубчастих передач, що мають такі характеристики:

а) шестерня на суцільному або порожнистому валі $d_{shi}/d_{sh} < 0,5$ розташована симетрично між підшипниками (асиметрично розташована шестерня веде до додаткової деформації вигину, яка повинна бути оцінена і додана до f_{ma} або додатково компенсована в повній модифікації лінії нахилу зуба);

б) діаметр шестерні майже дорівнює діаметру вала;

с) жорстке колесо і корпус, жорсткий вал колеса, жорсткі підшипники;

д) пляма контакту, яка під час навантаження поширюється по всій ширині зубчастого вінця;

е) немає додаткових зовнішніх навантажень, що діють на вал шестерні (наприклад від муфт вала);

ф) припуск припрацювання $u_\beta \leq u_{\beta \max}$, як установлено в 5.7.2.2. Обчислене $F_{\beta x}$ може бути перевірено за формулою:

$$F_{\beta x} = \frac{K_{H\beta} - 1}{\chi_\beta \left(\frac{c_y / 2}{F_m / b} \right)}; \quad (27)$$

г) рекомендовано, щоб величини, використані для f_{ma} , були перевірені інспекційними перевірками, такими як пляма контакту зуба в робочому русі.

Див. додаток В щодо застосування для планетарних зубчастих передач.

5.7.2 Величини, потрібні для розрахунків

5.7.2.1 Припустимі зміщення зачеплення, базовані на допусках виготовлення f_{ma}

f_{ma} — максимальне відокремлення між бічними поверхнями зачеплених зубців спряжених зубчастих коліс. У формули (28)—(30) повинна бути підставлена більша з величин $f_{H\beta}$ для зубчастих коліс зубчастої пари.

а) Комплект зубчастих коліс без будь-якої модифікації або регулювання:

$$f_{ma} = 1,0 f_{H\beta}. \quad (28)$$

б) Зубчасті пари з забезпеченням регулювання (притирка або припрацювання під час легкого навантаження, регульовані підшипники або відповідна модифікація кута нахилу лінії зуба) і зубчасті пари з відповідною бочкоподібною модифікацією:

$$f_{ma} = 0,5 f_{H\beta}. \quad (29)$$

с) Зубчасті пари з добре запроектованою біляторцевою модифікацією:

$$f_{ma} = 0,7 f_{H\beta}. \quad (30)$$

5.7.2.2 Припуск припрацювання u_β , коефіцієнт припрацювання κ_β

u_β — величина, на яку початкове еквівалентне зміщення зменшується припрацюванням після початку роботи. κ_β — коефіцієнт, що характеризує еквівалентне зміщення після припрацювання. Використання κ_β у розрахунках є чинним доти, доки u_β пропорційний $F_{\beta x}$.

а) Для V:

$$u_\beta = \frac{320}{\sigma_{H \lim}} F_{\beta x}; \quad \kappa_\beta = 1 - \frac{320}{\sigma_{H \lim}}, \quad (31)$$

коли $v \leq 5$ м/с: немає обмежень для $F_{\beta x}$;

коли $5 \text{ м/с} < v \leq 10 \text{ м/с}$: $F_{\beta x} \leq 80$ мкм;

коли $v > 10$ м/с: $F_{\beta x} \leq 40$ мкм.

b) Для Eh, IF, NT (nitr.), NV (nitr.) і NV (nitrocar.):

$$y_{\beta} = 0,15 F_{\beta x}; \quad \kappa_{\beta} = 0,85 F_{\beta x}; \quad (32)$$

$F_{\beta x \max} = 40$ мкм.

Коли матеріал шестерні відрізняється від матеріалу колеса, $\kappa_{\beta 1}$ і $\kappa_{\beta 2}$ треба визначати окремо для кожного матеріалу.

$$y_{\beta} = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2}) / 2; \quad \kappa_{\beta} = (\kappa_{\beta 1} + \kappa_{\beta 2}) / 2. \quad (33)$$

5.7.3 Визначання коефіцієнта розподілу навантаження по довжині контактних ліній $K_{H\beta}$

5.7.3.1 Зубчасті передачі без модифікації нахилу зубців

У наступних формулах і тих, що в 5.7.3.2, треба використовувати:

κ_{β} із 5.7.2.2;

c_{γ} із додатка А;

f_{ma} із 5.7.2.1;

a) прямозубі й одновінцеві косозубі зубчасті передачі⁷⁾

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \kappa_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left[5,12 + \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{2 F_m / b}; \quad (34)$$

b) шевронні зубчасті передачі^{7), 8)}

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \kappa_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left[3,2 \left(\frac{2b_{\beta}}{d_1} \right)^2 + \left(\frac{B}{d_1} \right)^4 \left(\frac{l}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{F_m / b_{\beta}}. \quad (35)$$

5.7.3.2 Зубчасті передачі з модифікацією нахилу зубців

a) прямозубі й одновінцеві косозубі зубчасті передачі⁷⁾

— З частковою модифікацією нахилу зубців⁹⁾ (компенсована лише деформація кручення):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \kappa_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1} \right)^4 \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{2 F_m / b}. \quad (36)$$

— З повною модифікацією нахилу зубців (компенсовані деформації вигину і кручення):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{2 F_m / b}. \quad \text{і } K_{H\beta} \geq 1,05; \quad (37)$$

b) шевронні зубчасті передачі^{7), 8)}

— З повною модифікацією нахилу зубців¹⁰⁾ (компенсовані деформації вигину і кручення):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{F_m / b_{\beta}} \quad \text{і } K_{H\beta} \geq 1,05. \quad (38)$$

Обґрунтованість формул (34)—(38) залежить від відповідності з 5.7.1, підпункти від а) до г).

5.8 Коефіцієнт розподілу навантаження по довжині контактних ліній, $K_{F\beta}$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} \quad (39)$$

⁷⁾ Припущено, що повний крутний момент прикладений до одного кінця вала. Якщо крутний момент прикладений до обох кінців вала або в проміжку вінків шевронної зубчастої передачі, то потрібен більш точний аналіз.

⁸⁾ Величина $K_{H\beta}$ є для найважче напруженого вінця, що ближче до кінця шестерні, де прикладений крутний момент, окружне навантаження ділиться порівну між двома вінцями, тобто ширина зазору мала порівняно з шириною зубчастого вінця. Виходячи з того, що для розрахунку $K_{H\beta}$ використовують напівширину зубчастого вінця (охоплюючи напівширину канавки між напівшевронами), отримане значення є великим. Звідси для шевронних зубчастих передач з великою шириною канавки між напівшевронами для розрахунку $K_{H\beta}$ треба використовувати метод C2 з ISO 6336-1 1996.

⁹⁾ Деформація кручення може бути майже повністю компенсована за допомогою лінійної поздовжньої модифікації або модифікацією кута нахилу. На додаток, бочкоподібна модифікація необхідна, коли вимагають компенсацію деформації вигину.

¹⁰⁾ Необхідна повна модифікація обох вінців. Часткова модифікація кута нахилу просто щоб компенсувати деформацію кручення, не придатна для шевронних зубчастих передач, які розташовані симетрично між підшипниками. Деформації кручення і вигину можуть бути майже повністю компенсовані за допомогою модифікації кута нахилу. Проте це часто є достатнім тільки тоді, якщо вінець найближчий до кінця, де прикладений крутний момент, модифікований, деформації кручення і вигину на іншому вінці намагаються компенсувати одна одну. Це повинно бути перевірено.

а) якщо $b/h \geq 3$, тоді:

$$N_F = \frac{(b/h)^2}{1+b/h+(b/h)^2} = \frac{1}{1+h/b+(h/b)^2}; \quad (40)$$

б) якщо $b/h < 3$, тоді:

$$N_F = 0,6923, \quad (41)$$

де b — менша із ширин зубчастого вінця шестерні і колеса, виміряних на початкових колах. Фаски або заокруглення кінців зуба треба проігнорувати; для шевронних зубчастих коліс повинна бути підставлена ширина одного вінця b_B ;

h — висота зуба від вершини до западини: $h = (d_a - d_f)/2$.

5.9 Коефіцієнти розподілу навантаження між зубцями, $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$

Коефіцієнти розподілу навантаження між зубцями враховують вплив нерівномірного розподілу поперечного навантаження між кількома парами одночасно контактувальних зубців передачі так: $K_{H\alpha}$ для напруження контакту і $K_{F\alpha}$ для напруження вигину.

Для швидкісних передач:

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,0. \quad (42)$$

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ АКТИВНОЇ ПОВЕРХНІ ЗУБЦІВ

6.1 Основні формули

6.1.1 Загальні положення

Розрахунок на міцність активної поверхні базується на контактному напруженні σ_H в полюсі зачеплення або у внутрішній (найнижчій) точці однопарного зубчастого контакту. Використовують найвищу з двох отриманих величин, щоб визначити навантажувальну здатність. σ_H і допустиме контактне напруження σ_{HP} треба розраховувати окремо для колеса й шестерні. σ_H повинно дорівнювати або бути меншим ніж σ_{HP} .

6.1.2 Визначання контактного напруження, σ_H , на шестерні

Контактне напруження, σ_H , на шестерні обчислюють так:

$$\sigma_H = Z_B Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{K_A K_V K_{H\beta} F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (43)$$

де b — ширина зубчастого вінця (для шевронного зубчастого колеса $b = 2 b_B$); величина b спряжених зубчастих коліс є менша із ширин зубчастого вінця на початкових колах шестерні і колеса, ігноруючи будь-які навмисні торцеві фаски або заокруглення кінця зуба; не повинні включатися ні непрогартовані частини поверхнево-прогартованих бічних поверхонь зубців, ні перехідні зони;

Z_B — коефіцієнт однопарного зубчастого контакту шестерні (див. 6.2).

6.1.3 Визначання контактного напруження, σ_H , на колесі

Контактне напруження, σ_H , на колесі обчислюють так:

$$\sigma_H = Z_D Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{K_A K_V K_{H\beta} F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (44)$$

де Z_D — коефіцієнт однопарного зубчастого контакту колеса (див. 6.2).

Повне окружне навантаження у випадку зубчастих передач багатопотокових трансмісій, систем планетарних зубчастих передач або розгалужених зубчастих передач не зовсім рівномірно розподілене за окремими зачепленнями (залежно від конструкції, окружної швидкості й точності виготовлення). Це повинно бути враховано підстановкою $K_\gamma K_A$ замість K_A у формулах (43) і (44), щоб відрегулювати середнє окружне навантаження на зачеплення в міру необхідності; див. розділ 5.

6.1.4 Визначання допустимого контактного напруження, σ_{HP}

У цьому стандарті використовують метод В ISO 6336-2:1996.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H \min}}. \quad (45)$$

Допустиме контактне напруження (довговічність) повинно бути отримано з формули (45), з коефіцієнтами впливу $S_{H \min}$, Z_L , Z_V , Z_R і Z_W , розрахованими згідно з цим стандартом. Проте, згідно з ISO 6336-2, величини $\sigma_{H \lim}$ прийняті для $N_L = 5 \cdot 10^7$ циклів навантаження. Ця величина ймовірно буде перевищена для довговічності швидкісних зубчастих передач. Однак величини σ_{HP} , отримані з формули (45), можна використати для заданих оптимальних умов, матеріалу, змашення, виготовлення і досвіду; інакше величини повинні бути замінені на $\sigma_{HP \text{ ref}}$ у формулі (46). Також див. ISO 6336-2:1996, 4.2.

$$\sigma_{HP} = 0,92 \sigma_{HP \text{ ref}} \left(\frac{10^{10}}{N_L} \right)^{0,0191} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H \min}}. \quad (46)$$

Примітка. Цієї формули немає в ISO 6336-2 1996, але її може бути виведено з рисунка 8 ISO 6336-2:1996

6.1.5 Коефіцієнт безпеки для поверхневої довговічності, S_H

S_H треба розраховувати окремо для шестерні й колеса:

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} > S_{H \min} \quad (47)$$

з σ_{HG} для довговічності згідно з формулою (45); σ_H згідно з формулою (43) для шестерні й формулою (44) для колеса (див. 6.1).

Примітка. Це є розрахований коефіцієнт безпеки стосовно контактного напруження (напруження Герца). Відповідний коефіцієнт стосовно навантажувальної здатності за крутним моментом приблизно дорівнює квадрату S_H .

Примітки щодо мінімального коефіцієнта безпеки і ймовірності відмови наведено в 4.3 ISO 6336-1:1996.

6.2 Коефіцієнти однопарного зачеплення зубців, Z_B і Z_D

Коли $Z_B > 1$ або $Z_D > 1$, коефіцієнти Z_B і Z_D використовують, щоб перетворити контактне напруження в полюсі зачеплення прямозубих передач у контактне напруження на внутрішній (найнижчій) границі однопарного зубчастого контакту шестерні або колеса. Див. 6.1.1.

а) Зубчасті передачі внутрішнього зачеплення

Z_D завжди беруть як одиницю.

б) Прямозубі зубчасті передачі

Визначають M_1 (частка від ділення $\rho_{\text{rel C}}$ у полюсі зачеплення на $\rho_{\text{rel B}}$ на внутрішній границі (найнижча точка) однопарного зубчастого контакту шестерні) і M_2 (частка від ділення $\rho_{\text{rel C}}$ на $\rho_{\text{rel D}}$ — колеса) із:

$$M_1 = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1} \right) \left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2} \right]}}; \quad (48)$$

$$M_2 = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2} \right) \left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1} \right]}}. \quad (49)$$

(Див. 6.5.1 щодо розрахунку коефіцієнта торцевого перекриття ε_α).

Якщо $M_1 > 1$, тоді $Z_B = M_1$; якщо $M_1 \leq 1$, тоді $Z_B = 1,0$.

Якщо $M_2 > 1$, тоді $Z_D = M_2$; якщо $M_2 \leq 1$, тоді $Z_D = 1,0$.

с) Косозубі зубчасті передачі з $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_B = Z_D = 1.$$

d) Косозубі зубчасті передачі з $\varepsilon_\beta < 1$

Z_B і Z_D визначають лінійною інтерполяцією між величинами для прямозубих і косозубих зубчастих передач з $\varepsilon_\beta \geq 1$:

$$\begin{aligned} Z_B &= M_1 - \varepsilon_\beta (M_1 - 1); Z_B \geq 1; \\ Z_D &= M_2 - \varepsilon_\beta (M_2 - 1); Z_D \geq 1. \end{aligned} \quad (50)$$

Якщо Z_B або Z_D установлені в одиницю, контактні напруження, розраховані з використанням формул (43) або (44), є величинами для контактного напруження на початковому циліндрі.

Методи відповідно до 6.2 застосовують для розрахунку контактного напруження, коли полюс зачеплення лежить на лінії зачеплення. Якщо полюс зачеплення S є номінальним і лежить поза лінією зачеплення, Z_B і/або Z_D , або обидва повинні бути визначені для контакту в суміжному колі вершин. Для косозубих зубчастих передач, коли ε_β менший від 1,0, Z_B і Z_D повинні бути визначені лінійною інтерполяцією між величинами (визначеними в полюсі зачеплення або в суміжному колі вершин відповідно) для прямозубих зубчастих передач і таких величин для косозубих зубчастих передач з $\varepsilon_\beta \geq 1$.

6.3 Коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубців, Z_H

Коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубців, Z_H , враховує вплив на напруження Герца кривизни бічної поверхні зуба в полюсі зачеплення і трансформує окружну силу на дільному циліндрі в нормальну силу на початковому циліндрі.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha_{wt}}}. \quad (51)$$

6.4 Коефіцієнт пружності, Z_E

Коефіцієнт пружності Z_E враховує впливи властивостей матеріалу E (модуль пружності) і ν (коефіцієнт Пуассона) на контактне напруження. Для матеріалів, перелічених в таблиці 2:

$$Z_E = 189,8. \quad (52)$$

6.5 Коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній, Z_ε

6.5.1 Загальні положення

Коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній, Z_ε , враховує вплив коефіцієнтів торцевого й осевого перекриття на поверхневу навантажувальну здатність циліндричних зубчастих передач.

a) Прямозубі зубчасті передачі:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}. \quad (53)$$

Помірна величина $Z_\varepsilon = 1,0$ може бути вибрана для прямозубих передач, що мають коефіцієнт перекриття менше ніж 2,0.

b) Косозубі зубчасті передачі

Якщо $\varepsilon < 1$, тоді:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}{3}}. \quad (54)$$

Якщо $\varepsilon_\beta \geq 1$, тоді:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}. \quad (55)$$

6.5.2 Коефіцієнт торцевого перекриття, ε_α

$$\varepsilon_\alpha = g_\alpha / \rho_{bt} \quad (56)$$

з довжиною лінії зачеплення:

$$g_\alpha = \frac{1}{2} \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \sin \alpha_{wt} \quad (57)$$

і торцевим основним кроком:

$$\rho_{bt} = m_t \pi \cos \alpha_t. \quad (58)$$

Додатний знак використовують для зубчастих передач зовнішнього зачеплення, від'ємний знак — для зубчастих передач внутрішнього зачеплення.

Формула (57) дійсна тільки тоді, якщо лінія контакту ефективно обмежена колом вершин зубців шестерні і колеса, та не дійсна, наприклад, для профілів з підрізом зуба.

6.5.3 Коефіцієнт осьового перекриття, ϵ_β

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}. \quad (59)$$

Див. 6.1.2 щодо визначання ширини зубчастого вінця.

6.6 Коефіцієнт кута нахилу лінії зуба, Z_β

Коефіцієнт кута нахилу лінії зуба, Z_β , враховує вплив кута нахилу лінії зуба на контактне напруження:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}. \quad (60)$$

6.7 Допустимі величини напруження (контакт), $\sigma_{H \lim}$

ISO 6336-5 надає інформацію про загальновживані матеріали зубчастих передач, методи термообробки і вплив якості зубчастої передачі на величини допустимих напружень $\sigma_{H \lim}$, отриману з результатів випробувань стандартних базових зразків зубчастих передач.

Також див. ISO 6336-5 щодо вимог стосовно матеріалу і термообробки для ступенів якості ML, MQ, ME і MX. Якщо інакше не узгоджено, для швидкісних зубчастих передач вибирають якість матеріалу MQ.

6.8 Впливи на формування плівки мастила, Z_L , Z_v і Z_R

6.8.1 Загальні положення

Як описано в ISO 6336-2, Z_L враховує вплив номінальної в'язкості мастила, Z_v — вплив швидкостей бічних поверхонь зубців і Z_R — вплив шорсткості поверхні на формування плівки мастила в зоні контакту. У цьому стандарті використовують метод В ISO 6336-2:1996.

Коли твердість зачеплених зубчастих коліс різна, коефіцієнти треба визначати для м'якшого з матеріалів.

6.8.2 Коефіцієнт мастила, Z_L

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1,0 - C_{ZL})}{\left[1,2 + \frac{80}{v_{50}}\right]^2} = C_{ZL} + \frac{4(1,0 - C_{ZL})}{\left[1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right]^2}; \quad (61)$$

а) якщо $\sigma_{H \lim} < 850 \text{ Н/мм}^2$, тоді:

$$C_{ZL} = 0,83; \quad (62)$$

б) якщо $850 \text{ Н/мм}^2 \leq \sigma_{H \lim} \leq 1\,200 \text{ Н/мм}^2$, тоді:

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{H \lim}}{4\,375} + 0,635\,7; \quad (63)$$

в) якщо $\sigma_{H \lim} > 1\,200 \text{ Н/мм}^2$, тоді:

$$C_{ZL} = 0,91. \quad (64)$$

Альтернативно, можна використати.

$$Z_L = C_{ZL} + 4(1 - C_{ZL})v_f,$$

де $v_f = 1/(1,2 + 80/v_{50})^2$,

використовуючи параметри в'язкості v_f із таблиці 4.

Таблиця 4 — Параметри в'язкості

Клас в'язкості ISO			VG 32 ^a	VG 46 ^a	VG 68 ^a	VG 100	VG 150	VG 220	VG 320
Номінальна в'язкість	ν_{40}	мм ² /с	32	46	68	100	150	220	320
	ν_{50}	мм ² /с	21	30	43	61	89	125	180
Параметр в'язкості	ν_f	—	0,040	0,067	0,107	0,158	0,227	0,295	0,370

^a Тільки для високошвидкісних передач**6.8.3 Коефіцієнт швидкості, Z_v ¹¹⁾**

$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2(1,0 - C_{Zv})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{\nu}}} \quad (65)$$

3

$$C_{Zv} = C_{ZL} + 0,02, \quad (66)$$

див. формули (62)—(64) щодо величин C_{ZL} .**6.8.4 Коефіцієнт шорсткості, Z_R** **6.8.4.1 Розрахунок Z_R**

$$Z_R = \left(\frac{3}{Rz_{10}} \right)^{C_{ZR}} \quad (67)$$

або альтернативно:

$$Z_R = \left(\frac{1,293 a^{1/3}}{Rz_1 + Rz_2} \right)^{C_{ZR}}. \quad (68)$$

6.8.4.2 Величини шорсткості

$$Rz = \frac{Rz_1 + Rz_2}{2}. \quad (69)$$

 $Rz_{1,2}$ вимірюють на кількох бічних поверхнях зуба^{12),13)},

$$\text{де } Rz_{10} = Rz \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{\text{red}}}}; \quad (70)$$

$$\rho_{\text{red}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (71)$$

$$\text{де } \rho_{1,2} = 0,5 d_{b1,2} \tan \alpha_{wt} \quad (72)$$

(так само для зубчастих передач внутрішнього зацеплення, тоді d_b матиме від'ємний знак).**6.8.4.3 Показник, залежний від матеріалу, C_{ZR}** а) якщо $\sigma_{H \text{ lim}} < 850 \text{ Н/мм}^2$, тоді:

$$C_{ZR} = 0,15; \quad (73)$$

б) якщо $850 \text{ Н/мм}^2 \leq \sigma_{H \text{ lim}} \leq 1200 \text{ Н/мм}^2$, тоді:

$$C_{ZR} = 0,32 - 0,000 2_{H \text{ lim}}; \quad (74)$$

с) якщо $\sigma_{H \text{ lim}} > 1200 \text{ Н/мм}^2$, тоді:

$$C_{ZR} = 0,08. \quad (75)$$

¹¹⁾ Альтернативно $Z_v = C_{Zv} + 2(1 - C_{Zv})\nu_p$, де параметр швидкості $\nu_p = 1 / [0,8 + (32/\nu)]^{0,5}$ ¹²⁾ Середню шорсткість Rz_1 (поверхня зуба шестерні) і середню шорсткість Rz_2 (поверхня зуба колеса) треба визначати для їх стану поверхні після виготовлення, охоплюючи будь-яке припрацювання, заплановане як оброблюваний, підготовчий або експлуатаційний процес, коли можна з упевненістю припустити, що це буде наявним.¹³⁾ Якщо встановлена шорсткість є величиною Ra (= величині CLA , = величині AA), то наступне наближення можна використати для перетворення $Ra = CLA = AA = Rz/6$

6.9 Коефіцієнт термообробки, Z_W

Як описано в ISO 6336-2, коефіцієнт термообробки, Z_W , враховує збільшення міцності активної поверхні зубців унаслідок зачеплення сталюого колеса (конструкційна сталь, наскрізнопрогартована сталь) зі значно (≈ 200 HV або більше) твердішою, ніж колесо, шестернею і зубом, що має гладку поверхню ($R_z \leq 6$ мкм, інакше внаслідок зношення не зазначено в цьому стандарті). Метод В ISO 6336-2:1996 застосовують так:

Якщо $HB < 130$, тоді:

$$Z_W = 1,2. \quad (76)$$

Якщо $130 \leq HB \leq 470$, тоді:

$$Z_W = 1,2 = \frac{HB - 130}{1700}. \quad (77)$$

Якщо $HB > 470$, тоді:

$$Z_W = 1,0, \quad (78)$$

де HB — твердість за Брінеллем поверхонь зуба м'якшого колеса пари.

6.10 Коефіцієнт розміру зубчастого колеса, Z_X

За допомогою Z_X враховують статистичне явище, яке показує, що рівні напруження, під час яких трапляється пошкодження від втоми, зменшуються зі збільшенням розміру деталі (більше число слабких точок у структурі), як наслідок впливу на підповерхневі дефекти малих градієнтів напруження, які трапляються (теоретичний аналіз напруження), і впливу розміру на якість матеріалу (ефект у процесі кування, зміни в структурі тощо). Важливі впливові параметри:

- a) якість матеріалу (завантаження печі, чистота, кування);
- b) термообробка, глибина загартування, розподіл твердості;
- c) радіус кривизни поверхні;
- d) модуль: у випадку поверхневого прогартування, глибина прогартованого шару відносно розміру зубців (підтримувальний вплив серцевини).

Для наскрізнопрогартованих зубчастих коліс і для поверхнево-прогартованих зубчастих коліс з адекватною глибиною шару відносно розміру зуба і радіуса відносної кривизни коефіцієнт розміру зубчастого колеса Z_X приймають за 1,0.

7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЗУБЦІВ ПІД ЧАС ВИГИНУ**7.1 Основні формули****7.1.1 Загальні положення**

Як описано в ISO 6336-3, максимальне напруження розтягування під час вигину не може перевищувати допустимого напруження вигину для матеріалу. Це є основою для оцінення міцності під час вигину зубців передачі.

Фактичне напруження вигину, σ_F , і допустиме напруження вигину, σ_{FP} , треба розраховувати окремо для шестерні й колеса; σ_F повинно бути менше ніж σ_{FP} .

7.1.2 Визначання напруження вигину, σ_F

У цьому стандарті використовують метод В з ISO 6336-3:1996.

Напруження вигину σ_F обчислюють так:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (79)$$

3

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta. \quad (80)$$

Повне окружне навантаження у випадку зубчастих передач з багатопотоковою передачею, планетарних механізмів, зубчастих передач з розгалуженими потоками не зовсім рівномірно розподілене за окремими зачепленнями (залежно від конструкції, окружної швидкості й точності виготовлення). Це треба враховувати, замінивши K_A на $K_\gamma K_A$ у формулі (79), щоб відрегулювати, за необхідності, середнє навантаження на зачеплення, див. розділ 5.

Коли ширина зубчастого вінця b (для шевронної зубчастої передачі $b = 2 b_B$) більша, ніж ширина зубчастого вінця спряженого зубчастого колеса, міцність на вигин зубців повинна базуватися на меншій ширині зубчастого вінця плюс довжина, що не перевищує одного модуля будь-якого розширення на кожному кінці. Проте, якщо передбачено, що через бочкоподібну модифікацію або біляторцеву модифікацію контакт не поширюється до кінця зубчастого вінця, тоді повинно бути використано меншу ширину зубчастого вінця для шестерні й колеса. b — ширина зубчастого вінця на циліндрі западин зубчастого колеса.

7.1.3 Визначання допустимого напруження вигину, σ_{FP}

Формулу (81) використовують для визначання допустимого напруження вигину:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE}}{S_{Fmin}} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}}. \quad (81)$$

Згідно з ISO 6336-3, величини $\sigma_{F lim}$ і σ_{FE} чинні для $N_L = 3 \cdot 10^6$ циклів навантаження. Це число можливо буде перевищене протягом роботи швидкісної зубчастої передачі. Проте величини σ_{FP} , отримані з формули (81), можна використати для даних оптимальних умов, матеріалу, виготовлення і досвіду; інакше величини замінюються на $\sigma_{FP ref}$ у формулі (82). Див. також ISO 6336-3:1996, 4.2.

$$\sigma_{FP} = 0,92 \sigma_{FP} \left(\frac{10^{10}}{N_L} \right)^{0,02} = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}}. \quad (82)$$

Примітка. Цієї формули немає в ISO 6336-3, але її може бути виведено з рисунка 36 ISO 6336-3:1996.

7.1.4 Коефіцієнт безпеки для міцності вигину, S_F

Коефіцієнт S_F розраховують, використовуючи таку формулу:

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin}. \quad (83)$$

S_F обчислюють окремо для шестерні й колеса з σ_{FG} , розрахованим відповідно до формул (81) або (82), та σ_F відповідно до формули (79).

Більше інформації про коефіцієнт безпеки і ймовірності відмови можна знайти в ISO 6336-1:1996, 4.3.

7.2 Коефіцієнт, що враховує вплив форми зуба, Y_F

7.2.1 Загальні положення

Y_F — це коефіцієнт, за допомогою якого враховують вплив форми зуба на номінальне напруження вигину. Y_F відповідає прикладанню навантаження на зовнішній границі однопарного зубчастого контакту (метод В ISO 6336-3:1996).

Величини Y_F визначають для прямозубих зубчастих передач і еквівалентних прямозубих зубчастих передач косозубих зубчастих передач. Еквівалентні прямозубі зубчасті передачі мають еквівалентне число зубців z_n . Див. 7.2.4 щодо розрахунку z_n та інших параметрів еквівалентних зубчастих передач.

Y_F треба визначати окремо для колеса й шестерні за такою формулою:

$$Y_F = \frac{\frac{6 h_{Fe}}{m_n} \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}. \quad (84)$$

Наведені нижче співвідношення застосовують до всіх евольвентних профілів вихідного контуру з і без піднутрення, проте з такими застереженнями:

- а) контакт 30° дотичних до кривої ніжки зуба утворений твірним профілем вихідного контуру;
- б) твірний вихідний контур має радіус ніжки зуба $r_{fp} > 0$;
- в) зубці утворені з використанням інструменту рейкового типу.

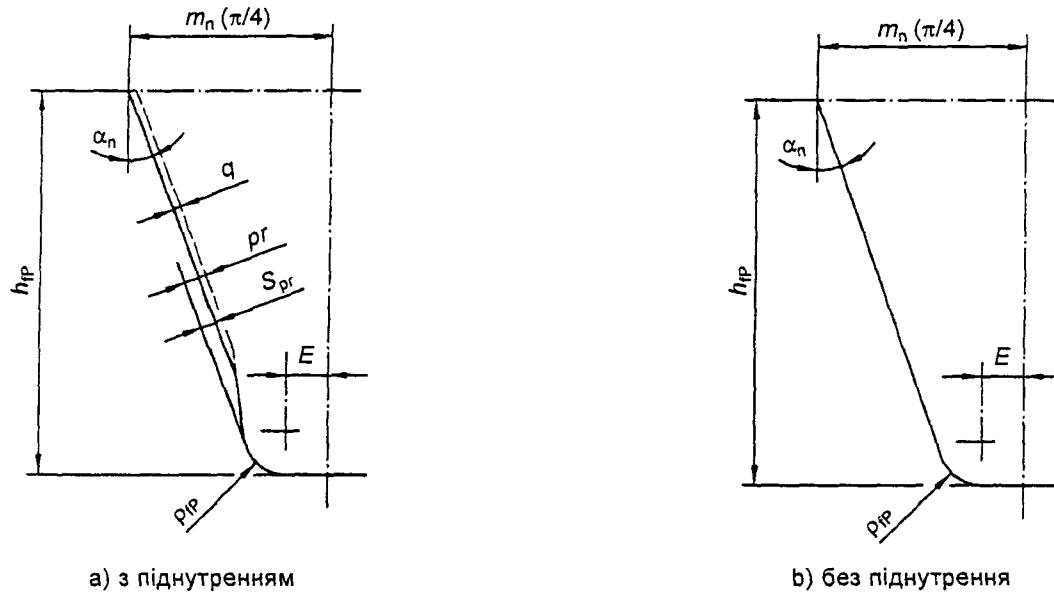


Рисунок 1 — Розміри і профіль вихідного контуру зубців (оброблений начисто профіль)

7.2.2 Параметри, потрібні для визначання Y_F

Спочатку визначають допоміжні величини E , G і H для формули (84):

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{IP} \tan \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{IP}}{\cos \alpha_n} \quad (85)$$

3

$$s_{pr} = p_r - q;$$

$s_{pr} = 0$, коли зубчасті колеса без піднутрення.

$$G = \frac{\rho_{IP}}{m_n} - \frac{h_{IP}}{m_n} + x; \quad (86)$$

$$H = \frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}. \quad (87)$$

Потім використовують G і H разом з $\theta = \pi/6$ як початкову величину (в правій частині) у рівнянні (88):

$$\theta = \frac{2G}{z_n} \tan \theta - H. \quad (88)$$

Використовують щойно розраховану величину θ і знову застосовують рівняння (88). Продовжують використовувати рівняння (88), доки є суттєві зміни в чергових значеннях θ . Взагалі, функція сходиться після двох або трьох ітерацій. Використовують цю кінцеву величину θ у формулах (89), (90) і (94).

Нормальна хорда ніжки зуба s_{Fn} :

$$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_n \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{IP}}{m_n} \right). \quad (89)$$

Радіус перехідної кривої ρ_F :

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{IP}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_n \cos^2 \theta - 2G)}. \quad (90)$$

Плече моменту вигину h_{Fe} :

$$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right); \quad (91)$$

$$\gamma_e = \frac{0,5 \pi + 2x \tan \alpha_n}{z_n} + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{en}; \quad (92)$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e = \tan \alpha_{en} - \operatorname{inv} \alpha_n - \frac{0,5 \pi + 2x \tan \alpha_n}{z_n}; \quad (93)$$

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = 0,5 \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right]. \quad (94)$$

7.2.3 Зубчасті передачі внутрішнього зачеплення

Припускають, що як наближена величина коефіцієнта форми зуба зубчастого колеса внутрішнього зачеплення може бути підставлена величина коефіцієнта форми зуба спеціальної рейки. Профіль такої рейки повинен бути версією основного вихідного контуру, модифікованого так, що він утворює нормальний профіль, охоплюючи кола вершин і западин, точної копії зубчастого колеса внутрішнього зачеплення. Кут напряду прикладення навантаження α_n .

Величини, які використовують у формулі (84), визначені так:

Нормальна хорда ніжки зуба s_{Fn2} :

$$\frac{s_{Fn2}}{m_n} = 2 \left[\frac{\pi}{4} + \frac{h_{fp2} - \rho_{fp2}}{m_n} \tan \alpha_n + \frac{\rho_{fp2} - s_{pr}}{m_n \cos \alpha_n} - \frac{\rho_{fp2}}{m_n} \cos \frac{\pi}{6} \right]. \quad (95)$$

Плече моменту вигину h_{Fe2} :

$$\frac{h_{Fe2}}{m_n} = \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2m_n} - \left[\frac{\pi}{4} + \left(\frac{h_{fp2}}{m_n} - \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2m_n} \right) \tan \alpha_n \right] \tan \alpha_n - \frac{\rho_{fp2}}{m_n} \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right), \quad (96)$$

де d_{en2} — отримують з формули (108), додаючи індекс 2;

d_{fn2} — походження аналогічне, як d_{an} [формула (107), слід врахувати, що $d_{fn2} - d_{f2} = d_{n2} - d_2$].

Отримують h_{fp2} із формули (97), звертаються до формули (98) і відповідної інформації для ρ_{fp2} .

$$h_{fp2} = \frac{d_{n2} - d_{fn2}}{2}; \quad (97)$$

$$\rho_{fp2} = \frac{c_p}{1 - \sin \alpha_n} = \frac{h_{f2} - h_{nf2}}{1 - \sin \alpha} = \frac{d_{nf2} - d_{f2}}{2(1 - \sin \alpha_n)}, \quad (98)$$

де d_{nf2} представляє діаметр кола близько ніжки зуба, що містить границі використовуваних поверхонь зубців зубчастого колеса внутрішнього зачеплення.

Радіус перехідної кривої ρ_{F2} :

якщо радіус перехідної кривої відомий, його використовують. Якщо він не відомий, можна використовувати таке наближення:

$$\rho_{F2} = 0,15 m_n. \quad (99)$$

Упевнюються, що використано правильний знак (див. примітку в таблиці 1).

7.2.4 Параметри еквівалентних зубчастих коліс

$$\beta_b = \arccos \sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2} = \arcsin (\sin \beta \cos \alpha_n); \quad (100)$$

$$z_n = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}. \quad (101)$$

Апроксимація:

$$z_n \approx \frac{z}{\cos^3 \beta}; \quad (102)$$

$$\varepsilon_{\alpha n} = \frac{\varepsilon_{\alpha}}{\cos^2 \beta_b}; \quad (103)$$

$$d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n; \quad (104)$$

$$\rho_{bn} = \pi m_n \cos \alpha_n; \quad (105)$$

$$d_{bn} = d_n \cos \alpha_n; \quad (106)$$

$$d_{an} = d_n + d_a - d; \quad (107)$$

$$d_{en} = 2 \frac{z}{|z|} \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2} - \frac{\pi d \cos \beta \cos \alpha_n}{|z|} (\varepsilon_{\alpha n} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2}. \quad (108)$$

Величина z додатна для зубчастих коліс зовнішнього зачеплення і від'ємна для внутрішнього зачеплення (див. примітку в таблиці 1).

7.3 Поправковий коефіцієнт напруження, Y_S

Поправковий коефіцієнт напруження, Y_S , використовують, щоб перетворити номінальне напруження вигину в місцеве напруження вигину. Y_S треба визначати окремо для шестерні й колеса.

$$Y_S = (1,2 + 0,13 L) q_s^{[1/(1,21 + 2,3/L)]}, \quad (109)$$

$$\text{де } L = \frac{S_{Fn}}{h_{Fe}}; \quad (110)$$

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2 \rho_F} \quad (111)$$

3

S_{Fn} беруть з формули (89) для зовнішнього зачеплення;
 S_{Fn} беруть з формули (95) для внутрішнього зачеплення;
 h_{Fe} беруть з формули (94) для зовнішнього зачеплення;
 h_{Fe} беруть з формули (96) для внутрішнього зачеплення;
 ρ_F беруть з формули (90) для зовнішнього зачеплення;
 ρ_F беруть з формул (98) і (99) для внутрішнього зачеплення.

7.4 Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу лінії зуба, Y_{β}

Напруження вигину еквівалентної прямозубої зубчастої передачі, розраховане як попередня величина, перетворюється за допомогою коефіцієнта нахилу, Y_{β} , у напруження, що відповідає косозубій зубчастій передачі. За цим способом враховують косу орієнтацію ліній контакту зачеплення (менше напруження вигину).

Якщо $\varepsilon_{\beta} > 1$ і $\beta \leq 30^\circ$, тоді:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120^\circ}. \quad (112)$$

Якщо $\varepsilon_{\beta} > 1$ і $\beta > 30^\circ$, тоді:

$$Y_{\beta} = 0,75. \quad (113)$$

Якщо $\varepsilon_{\beta} \leq 1$ і $\beta \leq 30^\circ$, тоді:

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta}{120^\circ}. \quad (114)$$

Якщо $\varepsilon_{\beta} \leq 1$ і $\beta > 30^\circ$, тоді:

$$Y_{\beta} = 1 - 0,25 \varepsilon_{\beta}. \quad (115)$$

7.5 Базове напруження вигину, σ_{FE}

ISO 6336-5 надає інформацію про величини $\sigma_{F \lim}$ і σ_{FE} для найбільш популярних матеріалів зубчастих передач. Також долучені вимоги до процесів термообробки і якості матеріалу для ступенів якості ML, MQ і ME.

Якість MQ є мінімальним стандартом якості, що вимагають для швидкісних зубчастих передач. У цьому стандарті використовують метод В згідно з ISO 6336-3:1996.

7.6 Відносний коефіцієнт чутливості до надрізу, $Y_{\delta \text{ rel T}}$

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ показує приблизно допуск перенапруження матеріалу в ділянці перехідної кривої ніжки. У цьому стандарті використовують метод В згідно з ISO 6336-3:1996.

Якщо $q_s \geq 1,5$, тоді $Y_{\delta \text{ rel T}} = 1,0$.

Якщо $q_s < 1,5$, тоді $Y_{\delta \text{ rel T}} = 0,95$.

Параметр підрізання, q_s , можна отримати з формули (111).

7.7 Відносний коефіцієнт поверхні, $Y_{R \text{ rel T}}$

7.7.1 Загальні положення

Коефіцієнт поверхні $Y_{R \text{ rel T}}$ враховує вплив на напруження вигину стану поверхні в ніжках зуба. Головним чином це залежить від шорсткості поверхні на перехідних поверхнях ніжки зуба.

Вплив стану поверхні на міцність вигину не залежить виключно від шорсткості поверхні на перехідних поверхнях ніжки зуба, але також від розміру і форми (проблема «підрізання в границях піднутрення»). Ця тема на даний період недостатньо добре вивчена, щоб бути врахованою в цьому стандарті. Метод, що тут застосований, дійсний тільки тоді, коли відсутні подряпини або подібні дефекти завглибшки від $2 \times R_z$.

Примітка. $2 \times R_z$ — попередньо оцінена величина.

Крім структури поверхні, відомі інші впливи на міцність вигину зуба, які охоплюють: залишкове напруження стиснення (дробоструминне нагартування), міжзеренне окислення і хімічні впливи. Коли перехідні поверхні нагартовані дробоструменевою обробкою і/або накаткою роликками, для $Y_{R \text{ rel T}}$ необхідно підставити величину трохи більшу від тієї, що отримана з графіка. Коли наявні міжзеренне окислення або хімічні впливи, для $Y_{R \text{ rel T}}$ треба підставити меншу величину від тієї, що вказана на графіку.

У цьому стандарті використовують метод С згідно з ISO 6336-3:1996.

7.7.2 $Y_{R \text{ rel T}}$ для напружень обмеженої довговічності, базової і тривалої довговічності

а) Для всіх матеріалів, якщо $R_z < 1$ мкм, тоді:

$$Y_{R \text{ rel T}} = 1,0. \quad (116)$$

б) Для зубчастих коліс V, Eh і IF, якщо $R_z \geq 1$ мкм, тоді:

$$Y_{R \text{ rel T}} = 1,674 - 0,529 (R_z + 1)^{0,1}. \quad (117)$$

с) Для зубчастих коліс NT, NV, якщо $R_z \geq 1$ мкм, тоді:

$$Y_{R \text{ rel T}} = 4,299 - 3,259 (R_z + 1)^{0,005}. \quad (118)$$

7.8 Розмірний коефіцієнт, Y_X

Y_X використовують для врахування впливу розміру на:

— можливий розподіл слабких точок у структурі матеріалу;
— градієнти напруження, які за теорією міцності матеріалів зменшуються зі збільшенням розмірів;

— якість матеріалу;

— якість кування, наявність дефектів тощо.

У цьому стандарті використовують метод В згідно з ISO 6336-3:1996.

а) Для зубчастих коліс V:

$$Y_X = 1,03 - 0,006 m_n \quad (119)$$

з обмеженням: $0,85 \leq Y_X \leq 1,0$.

б) Для зубчастих коліс Eh, IF, NT, NV:

$$Y_X = 1,05 - 0,01 m_n \quad (120)$$

з обмеженням $0,80 \leq Y_X \leq 1,0$.

ДОДАТОК А
(обов'язковий)ПАРАМЕТРИ ЖОРСТКОСТІ ЗУБА c' і c_γ

А.1 Загальні положення

Параметр жорсткості зуба являє собою необхідне навантаження на 1 мм ширини зубчастого вінця, направлене вздовж лінії зачеплення¹⁾, щоб утворити відповідну деформацію, що становить 1 мкм, однієї або більше пар зубців без відхилення в контакт.

Одинична жорсткість c' є максимальною жорсткістю однієї пари зубців прямозубої передачі. Вона приблизно дорівнює максимальній жорсткості зубчастої пари в однопарному контакті²⁾. c' для косозубих передач є максимальною жорсткістю, нормальною до лінії нахилу зуба однієї зубчастої пари.

Жорсткість зачеплення c_γ є середньою величиною жорсткості всіх зубців у зачепленні.

Метод В із ISO 6336-1:1996, використаний у цьому стандарті, застосовують у діапазоні $x_1 \geq x_2 \leq 2$.

А.2 Одинична жорсткість, c' А.2.1 Розрахунок c'

Для питомого навантаження $(F_t K_A)/b \geq 100 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

$$c' = 0,8 c'_{th} C_R C_B \cos \beta. \quad (\text{A.1})$$

А.2.2 Теоретична одинична жорсткість, c'_{th}

$$c'_{th} = \frac{1}{q'} \quad (\text{A.2})$$

$$\text{де } q' = C_1 + \frac{C_2}{z_{n1}} + \frac{C_3}{z_{n2}} + (C_4 x_1) + \frac{(C_5 x_1)}{z_{n1}} + (C_6 x_2) + \frac{(C_7 x_2)}{z_{n2}} + (C_8 x_1^2) + (C_9 x_2^2). \quad (\text{A.3})$$

Таблиця А.1 — Коефіцієнти для формули (А.3)

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9
0,04723	0,15551	0,25791	-0,00635	-0,11654	-0,00193	-0,24188	0,00529	0,00182

А.2.3 Коефіцієнт заготовки зубчастого колеса, C_R

$C_R = 1$ для масивних дискових зубчастих коліс.

Для інших зубчастих коліс:

$$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5 e^{s_R/(5 m_n)}}. \quad (\text{A.4})$$

Граничні умови:

Коли $b_s/b < 0,2$, підставляють $b_s/b = 0,2$;

Коли $b_s/b > 1,2$, підставляють $b_s/b = 1,2$;

Коли $s_R/m_n < 1$, підставляють $s_R/s_n = 1$.

Див. рисунок А.1 щодо позначень.

А.2.4 Коефіцієнт вихідного контуру, C_B

Для встановленого вихідного контуру³⁾ $C_{BS} = 1$ (стандартна величина).

Для інших вихідних контурів C_{BD} (змінна величина) можна отримати з рівняння (А.5):

$$C_{BD} = [1 + 0,5 (1,2 - h_{fp}/m_n)] [1 - 0,02(20^\circ - \alpha_p)]. \quad (\text{A.5})$$

¹⁾ Деформацію зуба можна визначити приблизно, використовуючи F_t (F_m , F_H , ...) замість F_{Bt} . Перетворення F_t в F_{Bt} (навантаження дотичне до основного циліндра) покривається відповідними коефіцієнтами, або модифікації, що виникають від цього перетворення, можна проігнорувати, коли порівняти з іншими невизначеностями (наприклад допусками на виміряні величини)

²⁾ c' поза межами однопарного зубчастого контакту можна припустити близькою до максимальної величини одиничної жорсткості, коли $\epsilon_\alpha > 1,2$

³⁾ Ряд параметрів для зубчастих передач з профілем вихідного контуру: $\alpha_p = 20^\circ$, $h_{ap} = m_n$, $h_{fp} = 1,2 m_n$ і $p_{fp} = 0,2 m_n$ формули (А.2) і (А.3) застосовують для діапазону $x_1 \geq x_2$; $-0,5 \leq x_1 + x_2 \leq 2,0$. Відхилення фактичних величин від розрахованих величин у діапазоні $100 \leq F_{Bt}/b \leq 1600 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ є між +5 % і -8 %

А.2.5 Додаткова інформація

- а) Внутрішнє зачеплення: приблизні величини теоретичної одиничної жорсткості зубців внутрішнього зачеплення можна визначити з формул (А.2) та (А.3) через підстановку нескінченності для z_{n2} .
- б) Питоме навантаження $(F_t K_A)/b < 100 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

$$c' = 0,8 c'_{th} C_R C_B \cos \beta \left[\frac{F_t K_A}{100 b} \right]^{0,25} \quad (\text{А.6})$$

с) Вищезазначене стосується сталевих зубчастих пар, для інших матеріалів і комбінацій матеріалів див. ISO 6336-1:1996, розділ 9.

А.2.6 Жорсткість зачеплення, c_γ

Для прямозубих зубчастих передач з $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$ і косозубих зубчастих передач з $\beta \leq 30^\circ$ жорсткість зачеплення представлено:

$$c_\gamma = c' (0,75 \varepsilon_\alpha + 0,25) \quad (\text{А.7})$$

з c' згідно з формулою (А.1).

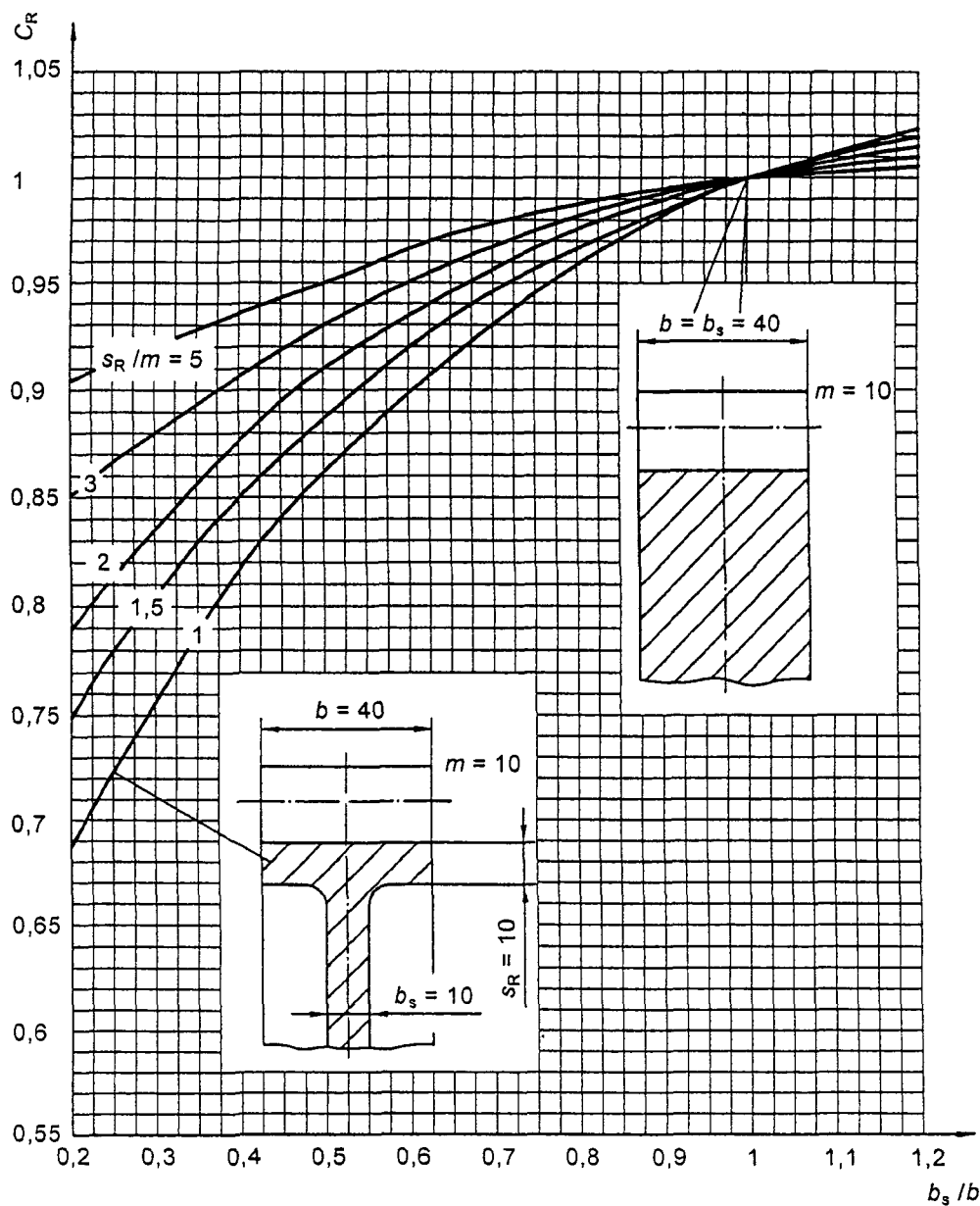


Рисунок А.1 — Коефіцієнт заготовки колеса C_R ; середні величини для зачеплених зубчастих коліс подібної або жорсткішої конструкції заготовки колеса

ДОДАТОК В
(обов'язковий)СПЕЦИФІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ МЕНШ ПОШИРЕНИХ
КОНСТРУКЦІЙ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ**В.1 Динамічний коефіцієнт K_v для планетарних зубчастих передач****В.1.1 Загальні положення**

У рядах зубчастих передач, що охоплюють багатократні зубчасті зачеплення, такі як «паразитні» колеса, вінець, сателіт і шестерні планетарної передачі, є кілька власних частот. Вони можуть бути вищі або нижчі, ніж власна частота простої зубчастої пари, яка має тільки одне зачеплення.

Хоча величини K_v , визначені за формулами цього стандарту, будуть вважати ненадійними, проте вони можуть бути корисними, як попередні оцінки. Рекомендовано, щоб, якщо можливо, вони були переоцінені, використовуючи точніші методики.

Метод А з ISO 6336-1:1996 є переважним для аналізу менш поширених конструкцій передач. Див. 6.1.1 ISO 6336-1:1996 щодо подальшої інформації.

В.1.2 Розрахунок відносної маси зубчастого колеса з зовнішніми зубцями

Див. 5.6.2.

В.1.3 Визначання резонансної частоти обертання для менш поширених конструкцій зубчастих передач

Визначати резонансну частоту обертання для менш поширених конструкцій зубчастих передач треба, використовуючи метод А ISO 6336-1:1996. Проте інші методи можна використовувати, щоб апроксимувати впливи. Деякими прикладами є таке:

а) Діаметр вал-шестерні майже дорівнює діаметру на середині висоти зуба d_{m1} .

Висока крутильна жорсткість вал-шестерні значною мірою компенсується масою вала. Таким чином, резонансну частоту обертання можна обчислити нормативним способом, використовуючи масу шестерні (зубчаста частина) і нормальну жорсткість зачеплення c_γ .

б) Два жорстко з'єднані співвісні зубчасті колеса.

Повинна бути долучена маса більшого зі з'єднаних зубчастих коліс.

с) Одне велике колесо ведеться двома шестернями.

Через те, що маса колеса звичайно набагато більша, ніж маси шестерень, кожне зачеплення можна розглядати окремо, тобто:

— як пару, що містить першу шестерню і колесо;

— як пару, що містить другу шестерню і колесо.

д) Планетарні передачі.

Через наявність багатьох передавальних потоків, які охоплюють різні жорсткості, інші ніж жорсткість зачеплення, вібраційна поведінка планетарних передач дуже складна. Таким чином, коефіцієнти з простих формул взагалі не досить коректні і величини, отримані з методу в цьому стандарті, повинні бути перевірені за допомогою послідовно деталізованого теоретичного або експериментального аналізу або на основі досвіду експлуатації. Див. також пояснення до цього додатка.

1) Центральна шестерня/сателіт.

Приведена маса для визначання резонансної частоти обертання центральної шестерні m_{E1} представлена як:

$$m_{red} = \frac{J_{pla}^* J_{sun}^*}{\left(\rho J_{pla}^* r_{b\ sun}^2 \right) + \left(J_{sun}^* r_{b\ pla}^2 \right)}, \quad (B.1)$$

де J_{pla}^* і J_{sun}^* — моменти інерції на одиницю ширини зубчастого вінця одного сателіта і центральної шестерні відповідно в кілограм-міліметр квадратний на міліметр ($\text{кг} \cdot \text{мм}^2/\text{мм}$);

$r_{b\ sun}$ = $0,5 d_{b\ sun}$;

$r_{b\ pla}$ = $0,5 d_{b\ pla}$;

ρ — число сателітів у ступені зубчастої передачі, що розглядають.

Величину m_{red} , що визначена з формули (В.1), треба використовувати для розрахунку N (див. 5.6.2.2), де повинні бути використані жорсткість зачеплення приблизно рівної одноступінчастої планетарної передачі замість жорсткості зачеплення c_γ і число зубців центральної шестерні замість z_1 .

Стосовно планетарних передач, то потрібно зазначити, що F_t у формулах (12), (13) і (14) дорівнює повному окружному навантаженню, прикладеному до центральної шестерні, поділеному на число сателітів.

2) Сателіт/зубчасте колесо з внутрішніми зубцями, нерухомо з'єднане з корпусом редуктора.

У цьому випадку можна припустити, що маса зубчастого колеса з внутрішніми зубцями є нескінченна. Таким чином, відносна маса стає рівною приведеній масі сателіта. Це може бути визначено як:

$$m_{red} = \frac{J_{pla}^*}{r_{b\,pla}^2} \quad (B.2)$$

з приміткою, зазначеною вище.

3) Сателіт/рухоме зубчасте колесо з внутрішніми зубцями.

У цьому випадку приведену масу зубчастого колеса з внутрішніми зубцями можна визначити, як для колеса з зовнішніми зубцями, і відносну масу сателіта розрахувати згідно з формулою (В.2). Методику, описану в В.1.3 с), треба використовувати, коли зубчасте колесо з внутрішніми зубцями міститься в зачепленні з кількома сателітами.

В.1.4 «Паразитні» зубчасті колеса

Приблизні величини можна отримати з наступного, коли приводне і ведене зубчасті колеса є приблизно одного розміру, «паразитне» зубчасте колесо близьке до того розміру або трохи більше:

— відносна маса:

$$m_{red} = \frac{2}{\left(\frac{r_{b1}^2}{J_1^*} + \frac{2r_{b2}^2}{J_2^*} + \frac{r_{b3}^2}{J_3^*} \right)}; \quad (B.3)$$

— жорсткість зачеплення:

$$c_\gamma = 0,5 (c_{\gamma 1,2} + c_{\gamma 2,3}), \quad (B.4)$$

де J_1, J_2, J_3 — моменти інерції на одиницю ширини зубчастого вінця шестерні, паразитного зубчастого колеса і колеса відповідно в кілограм-міліметр квадратний на міліметр ($\text{кг} \cdot \text{мм}^2/\text{мм}$);

$c_{\gamma 1,2}$ — жорсткість зачеплення приводного і «паразитного» зубчастих коліс;

$c_{\gamma 2,3}$ — жорсткість зачеплення «паразитного» і веденого зубчастих коліс (див. додаток А щодо визначення c_γ). Рекомендовано більш точний аналіз, якщо номінальна частота обертання міститься в діапазоні $0,6 < N < 1,5$.

Якщо паразитне зубчасте колесо значно більше від приводного і веденого зубчастих коліс або якщо приводне або ведене зубчасте колесо значно менше від двох інших зубчастих коліс, K_γ можна обчислити окремо для кожної пари зачеплення, тобто:

— для комбінації приводне—«паразитне» зубчасті колеса, і

— для комбінації «паразитне»—ведене зубчасті колеса.

Величини m_{red} , обчислені відповідно до вищезазначеного, можна підставити у формулу (7) у 5.6.2.2, щоб визначити резонансну частоту обертання.

Для випадків, що тут не згадували, рекомендують точний аналіз.

В.2 Коефіцієнти розподілу навантаження по довжині контактних ліній $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ для одноступінчастих планетарних передач

Коефіцієнт розподілу навантаження по довжині контактних ліній враховує вплив нерівномірного розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця на контактне напруження ($K_{H\beta}$) і напруження вигину ($K_{F\beta}$).

Згідно з 7.1.3 а) і 7.6 1 ISO 6336-1:1996, метод С1 придатний для зубчастих передач простих планетарних редукторів, в яких знаходимо такі особливості¹⁾.

Де центральна шестерня або водило та інколи зубчасте колесо з внутрішнім вінцем є плавні; у протилежному випадку порівняний розподіл навантаження між окремими сателітами досягається високою точністю виготовлення, гнучкістю або обома разом. Якщо необхідно, див. вищезазначені пункти щодо деталей.

Встановлюють:

- відхил виготовлення f_{ma} відповідно до 5.7.2.1;
- коефіцієнт припрацювання κ_β відповідно до 5.7.2.2;
- жорсткість зачеплення відповідно до додатка А.

Будь-який нерівномірний розподіл повного окружного навантаження між сателітами перекривається коефіцієнтом K_γ (див. 5.1, примітка 4). Таким чином, для цих зубчастих передач $F_m = (F_t K_A K_\gamma K_v)$ з F_t , яке є номінальним окружним навантаженням, що передається зачепленням, а для шевронних зубчастих передач сумою навантажень на обидва вінці.

а) Прямозубі й одновінцеві косозубі зубчасті передачі²⁾

- Зубчаста пара без модифікації нахилу зубців, центральна шестерня (Z)/сателіт (P), змонтовані на фіксованій жорсткій осі:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} \rho \kappa_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{b}{d_z} \right)^2 5,12 + \frac{\kappa_\beta c_\gamma f_{ma}}{2 F_m / b}. \quad (B.5)$$

- Для тієї самої зубчастої пари, але з модифікацією нахилу зубців (компенсована тільки деформація кручення):

$K_{H\beta}$ відповідно до 5.7.3.2, формула (37).

- Зубчаста пара без модифікації нахилу зубців, центральна шестерня (Z)/сателіт (P) з цапфами, змонтованими на підшипниках у водилі:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} \kappa_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left[5,12 \rho \left(\frac{b}{d_z} \right)^2 + 2 \left(\frac{b}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\kappa_\beta c_\gamma f_{ma}}{2 F_m / b}. \quad (B.6)$$

- Для тієї самої зубчастої пари, але з повною модифікацією нахилу зубців (повністю компенсовані деформації вигину і кручення):

$K_{H\beta}$ відповідно до 5.7.3.2, формула (37).

- Зубчаста пара без модифікації нахилу зубців, зубчасте колесо з внутрішніми зубцями (H)/сателіт (P) з цапфами, змонтованими на підшипниках у водилі:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{8\,000}{3\pi} \kappa_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{b}{d_p} \right)^4 \left(\frac{l_p}{b} - \frac{7}{12} \right) + \frac{\kappa_\beta c_\gamma f_{ma}}{2 F_m / b}. \quad (B.7)$$

- Для тієї самої зубчастої пари, але з модифікацією нахилу зубців (компенсована тільки деформація вигину):

$K_{H\beta}$ відповідно до 5.7.3.2, формула (37).

- Зубчаста пара з або без модифікації нахилу зубців, зубчасте колесо з внутрішніми зубцями (H)/сателіт (P), змонтованими на фіксованій жорсткій осі:

$K_{H\beta}$ відповідно до 5.7.3.2, формула (37).

б) Шевронні зубчасті передачі³⁾

- Зубчаста пара без модифікації нахилу зубців, центральна шестерня (Z)/сателіт (P), змонтовані на фіксованій жорсткій осі:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} \rho \kappa_\beta \frac{c_\gamma}{E} \left(\frac{2b_B}{d_z} \right)^2 3,2 + \frac{\kappa_\beta c_\gamma f_{ma}}{F_m / b_B}. \quad (B.8)$$

¹⁾ Відновлювальні сили в зубчастих муфтах проігноровані. Відновлювальні сили, які ведуть до нерівномірного розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця, можуть виникати, коли елементи передачі негнучкі і характеристики тертя гнучких муфт незадовільні

²⁾ Див примітку 7 у 5 7 3 1

³⁾ Див примітки 7 і 8 у 5 7 3 1

— Для тієї самої зубчастої пари, але з модифікацією нахилу зубців (тільки компенсована деформація кручення)⁴⁾:

$K_{H\beta}$ відповідно до 5.7.3.2, формула (38).

— Зубчаста пара без модифікації нахилу зубців, центральна шестерня (Z)/сателіт (P) з цапфами, змонтованими на підшипниках у водилі:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4\,000}{3\pi} \kappa_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left[3,2 \rho \left(\frac{2b_B}{d_Z} \right)^2 + 2 \left(\frac{B}{d_P} \right)^4 \left(\frac{l_P}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{F_m / b_B}. \quad (B.9)$$

— Для тієї самої зубчастої пари, але з повною модифікацією нахилу зубців (повністю компенсовані деформація кручення і вигину)⁴⁾:

$K_{H\beta}$ відповідно до 5.7.3.2, формула (38).

— Зубчаста пара без модифікації нахилу зубців, зубчасте колесо з внутрішніми зубцями (H)/сателіт (P) з цапфами, змонтованими на підшипниках у водилі:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{8\,000}{3\pi} \kappa_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{B}{d_P} \right)^4 \left(\frac{l_P}{B} - \frac{7}{12} \right) + \frac{\kappa_{\beta} c_{\gamma} f_{ma}}{F_m / b_B}. \quad (B.10)$$

— Для тієї самої зубчастої пари, але з модифікацією нахилу зубців (тільки компенсована деформація вигину):

$K_{H\beta}$ відповідно до 5.7.3.2, формула (38).

— Зубчаста пара з або без модифікації нахилу зубців, зубчасте колесо з внутрішніми зубцями (H)/сателіт (P), змонтованими на фіксованій жорсткій осі:

$K_{H\beta}$ відповідно до 5.7.3.2, формула (38).

ДОДАТОК С (довідковий)

ОРІЄНТОВНІ ВЕЛИЧИНИ КОЕФІЦІЄНТА ЗОВНІШНЬОГО ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ, K_A

С.1 Встановлення коефіцієнтів зовнішнього динамічного навантаження

Коефіцієнти зовнішнього динамічного навантаження можуть бути краще встановлені з досконалого аналізу досвіду експлуатації з конкретним застосуванням (див. ISO/TR 10495). Коли досвід експлуатації не доступний, потрібно робити досконале аналітичне наукове дослідження.

Коефіцієнт K_A використовують для модифікації величини F_t , щоб врахувати додаткові навантаження до номінальних навантажень, які виникають у зубчастих передачах від зовнішніх джерел. Якщо неможливо визначити еквівалентне окружне навантаження (див. 5.2) комплексним системним аналізом або з виміряних величин, використовуючи відповідно накопичений критерій пошкодження, можна використовувати емпіричні орієнтовні величини з таблиці С.1.

С.2 Приблизні величини для коефіцієнтів зовнішнього динамічного навантаження

У таблиці 1 наведено типові значення для коефіцієнтів зовнішнього динамічного навантаження, які можна використовувати, якщо досвід експлуатації недостатній або коли детальний аналіз не є доступним. Таблицю треба використовувати з застереженням, що в деяких застосуваннях можуть траплятися вищі значення. Можна використовувати значення до 10.

Величини застосовують тільки до передач, що працюють поза діапазоном резонансної швидкості за відносно постійного навантаження. Якщо режими роботи охоплюють незвично важке навантаження, наявність двигунів з високими пусковими моментами, переривисту експлуатацію або важке повторюване ударне навантаження, має бути перевірено безпеку статичної і малоциклової навантажувальної здатності передач (див. ISO 6336-1, ISO 6336-2 та ISO 6336-3).

⁴⁾ Див примітку 10 у 5.7.3.2

Таблиця С.1 — Коефіцієнти зовнішнього динамічного навантаження, K_d

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

Приклади:

а) Турбіна/генератор

У цій системі короточасний циркулювальний крутний момент може перевищити 6-кратний номінальний крутний момент. Таких перевантажень можна уникнути застосуванням муфт безпеки.

б) Електричний двигун/компресор

Якщо частота насоса і власна крутильна частота збігаються, то можуть виникнути значні альтернативні напруження.

в) Важкі листопрокатні і заготівельні прокатні стани

У цих випадках треба враховувати первинні ударні моменти до 6-кратного прокатного моменту.

г) Приводи з синхронними двигунами

Альтернативні крутні моменти, 5-кратні номінальному крутному моменту, можуть траплятися короточасно (приблизно 10 амплітуд) під час пуску, проте небезпечних альтернативних крутних моментів можна часто повністю уникнути за допомогою відповідних запобіжних заходів.

Інформація і числові величини, наведені тут, не можуть бути застосовані беззастережно. Величина пікового крутного моменту залежить від пружних властивостей системи, періоду розгону, запобіжних заходів (муфти безпеки, захист від несинхронізованого ввімкнення електричних машин) тощо.

Таким чином, у критичних випадках вимагають уважного аналізування. Тоді рекомендовано досягати узгодження у відповідних заходах.

Коефіцієнти зовнішнього динамічного навантаження, встановлені в замовленні на постачання, треба вважати як мінімальні потрібні величини. Також див. розділ 4.

Якщо є додаткові інерційні маси, повинні бути розглянуті крутні моменти, що виникають із ефекту махового колеса. Інколи гальмівний момент спричиняє максимальне навантаження і таким чином впливає на розрахунок навантажувальної здатності.

Припускають, що застосовані матеріали передач повинні мати адекватну здатність до перевантаження. Коли застосовані матеріали мають обмежену здатність до перевантаження, то конструкції повинні бути розраховані на опір утомі за пікового навантаження.

Величина K_d для помірних, середніх і важких ударів може бути зменшена під час застосування гідравлічних муфт або підібраних по крутному моменту пружних муфт і спеціальних поглинальних вібрацію муфт, коли характеристики муфт таке допускають.

Таблиця С.2 — Приклади двигунів з різними режимами роботи

Режим роботи	Двигун
Рівномірний	Електричний двигун (наприклад двигун постійного струму), парова або газова турбіна за стабільних режимів експлуатації ^а і невеликих пускових моментів ^б , що рідко виникають
Зі слабкими поштовхами	Парова і газова турбіна, гідравлічні або електричні двигуни (великі пускові моменти, що часто виникають) ^б
З помірними поштовхами	Багаточиліндровий двигун внутрішнього згорання

Кінець таблиці С 2

Режим роботи	Двигун
Із сильними поштовхами	Одноциліндровий двигун внутрішнього згорання
^a Основано на вібраційних випробуваннях або на досвіді, отриманому з подібних установок ^b Див. графіки довговічності Z_{NT} , Y_{NT} для матеріалу в ISO 6336-2 та ISO 6336-3. Розгляд миттєвих дієвих моментів перевантаження див. приклади під таблицею С 1	

Таблиця С.3 — Промислові передачі. Приклади режимів роботи веденої машини

Режим роботи	Ведені машини
Рівномірний	Стабільно навантажений генератор струму, однорідно завантажений стрічковий конвеєр, шнековий конвеєр, легкі ліфти, пакувальні машини, завантажувальні приводи для верстатів, вентиляторів, легкі центрифуги, відцентрові насоси, перемішувальне обладнання для легких рідин або однорідної густоти матеріалів, ножиці, преси, штампувальні машини ^a , вертикальний, ходовий механізм ^b
Зі слабкими поштовхами	Нерівномірно (наприклад деталі або пакетовані компоненти) навантажений стрічковий конвеєр або пластинчастий конвеєр, головні приводи верстатів, важкі ліфти, поворотний механізм підйомного крана, промислові і шахтові вентилятори, важкі центрифуги, відцентрові насоси, перемішувальне обладнання і змішувачі для в'язких рідин або речовин з неоднорідною густиною, поршневі багатоциліндрові насоси, дозувальні насоси, екструдери (загальні), каландри, обертові печі, стани холодної прокатки ^c (безперервні цинкові й алюмінієві штрипсові стани, дровові і смугові стани)
З помірними поштовхами	Екструдери для гуми, безперервно діючі змішувачі для каучуку і пластмас, кульові млини (легкі), деревообробні машини (пили, токарні верстати), заготівельні прокатні стани ^c , ^d , приводи ліфтів, одноциліндрові поршневі насоси
Із сильними поштовхами	Екскаватори (приводи ковшів), приводи норій, приводи грохотів, кульові млини (важкі), гумозмішувачі, дробарки (камінь, руда), ливарні машини, важкі дозувальні насоси, ротаційні бурові машини, цегляні преси, корообдирні млини, холодна прокатка ^e , брикетні преси, дробарні млини
^a Номінальний крутний момент = максимальний різальний пресувальний або штампувальний момент ^b Номінальний крутний момент = максимальний пусковий момент ^c Номінальний крутний момент = максимальний прокатний момент ^d Крутний момент із поточного обмеження ^e K_A вище ніж 2,0 якщо часто утворюються тріщини штрипсів	

Таблиця С.4 — Високошвидкісні передачі і передачі з подібними вимогами. Приклади режимів експлуатації ведених машин

Режими експлуатації	Ведені машини
Рівномірний	Відцентрові компресори для повітрянокондиційного устаткування, для подачі газу, динамометричне дослідне устаткування, основний або з постійним навантаженням генератор і збудник, головний привід паперообробної машини
З помірними поштовхами	Відцентрові компресори для повітря або трубопроводів, осьові компресори, відцентрові вентилятори, високонавантажені генератори і збудники, відцентрові насоси (всіх типів, інших ніж ті, що наведені нижче), ротаційні насоси з осьовим потоком, паперова промисловість, конічні млини або очисні машини, допоміжні приводи машин, маркувальна машина
Із середніми поштовхами	Ротаційно-ексцентриковий вентилятор, ротаційно-ексцентриковий компресор з радіальним потоком, компресор поршневий (три або більше циліндрів), притоково-витяжний вентилятор шахтний і промисловий (великий з частими пусковими циклами), відцентровий насос подачі в бойлер, ротаційно-ексцентрикові насоси, поршневі насоси (три або більше циліндрів)
Із сильними поштовхами	Поршневий компресор (два циліндри), відцентровий насос (з водяним баком), насос відстійника, поршневий насос (два циліндри)

БІБЛІОГРАФІЯ

- 1 ISO 53 1998 Cylindrical gears for general and heavy engineering — Standard basic rack tooth profile
- 2 ISO 54 1996 Cylindrical gears for general engineering and for heavy engineering — Modules
- 3 ISO 701 1998 International gear notation — Symbols for geometrical data
- 4 ISO 4287 1997 Geometrical Product Specifications (GPS) — Surface texture Profile method — Terms, definitions and surface texture parameters
- 5 ISO 4288 1996 Geometrical Product Specifications (GPS) — Surface texture Profile method — Rules and procedures for the assessment of surface texture
- 6 ISO 9083 —¹⁾ Calculation of load capacity of spur and helical gears — Application to marine gears
- 7 ISO 9085 —²⁾ Calculation of load capacity of spur and helical gears — Application for industrial gears
- 8 ISO/TR 10495 1997 Cylindrical gears — Calculation of service life under variable loads — Conditions for cylindrical gears according to ISO 6336

¹⁾ Буде видано

²⁾ Буде видано

Код УКНД 21 200

Ключові слова: зубчасті передачі, зубчасті циліндричні передачі, методи розрахунку, швидкісні передачі

Редактор М. Клименко
Технічний редактор О. Марченко
Коректор Т. Калита
Верстальник І. Барков

Підписано до друку 27 07 2012 Формат 60 × 84 1/8
Ум друк арк 4 18 Зам **1103** Ціна договірна

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

Свідцтво про внесення видавця видавничої продукції до Державного реєстру видавців
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції від 14 01 2006 серія ДК № 1647