



НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ

РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ І КОСОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ

Частина 3. Розрахунок на міцність зубців при вигині
(ISO 6336-3:1996, IDT)

ДСТУ ISO 6336-3:2005

Видання офіційне



БЗ № 4-2005/316

Київ
ДЕРЖСПОЖИВСТАНДАРТ УКРАЇНИ
2007

ПЕРЕДМОВА

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

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

2 НАДАНО ЧИННОСТІ: наказ Держспоживстандарту України від 25 травня 2005 р. № 128 з 2006–10–01

3 Національний стандарт відповідає ISO 6336-3:1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 3: Calculation of tooth bending strength (Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 3. Розрахунок на міцність зубців при вигині) з Cor. 1:1999

Ступінь відповідності — ідентичний (IDT)

Переклад з англійської (en)

4 УВЕДЕНО ВПЕРШЕ

Право власності на цей документ належить державі.

Відтворювати, тиражувати та розповсюджувати його повністю чи частково
на будь-яких носіях інформації без офіційного дозволу заборонено.

Стосовно врегулювання прав власності треба звертатися до Держспоживстандарту України

Держспоживстандарт України, 2007

ЗМІСТ

	С.
Національний вступ	IV
Вступ	V
1 Сфера застосування	1
2 Нормативні посилання	1
3 Злом зуба й коефіцієнти безпеки	2
4 Основні формули	2
5 Коефіцієнти, що враховують вплив форми зуба і концентрацію напружень Y_F і Y_{Fa} Коефіцієнт вершини зуба Y_{FS}	10
6 Поправкові коефіцієнти напружень Y_S і Y_{Sa}	35
7 Коефіцієнт, що враховує вплив перекриття зубців Y_ϵ	45
8 Коефіцієнт, що враховує вплив нахилу лінії зуба Y_β	46
9 Базове напруження згинання	47
10 Коефіцієнт довговічності Y_{NT}	47
11 Коефіцієнти чутливості Y_δ , $Y_{\delta T}$, $Y_{\delta k}$ і відносні коефіцієнти чутливості до надрізу $Y_{\delta \text{ rel } T}$, $Y_{\delta \text{ rel } k}$	49
12 Коефіцієнти поверхні Y_R , Y_{RT} , Y_{Rk} і відносні коефіцієнти поверхні $Y_{R \text{ rel } T}$ та $Y_{R \text{ rel } k}$	59
13 Розмірний коефіцієнт Y_x	63
Додаток А Бібліографія	65

НАЦІОНАЛЬНИЙ ВСТУП

Цей стандарт є тотожний переклад ISO 6336-3:1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 3: Calculation of tooth bending strength (Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 3. Розрахунок на міцність зубців при вигині) з Cor. 1:1999.

У стандарті враховано Технічну поправку (Cor. 1:1999). Змінений нею текст виділено в основному тексті стандарту подвійною рисою (||).

Міжнародний стандарт ISO 6336-3 розробив Технічний комітет ISO/TC60, Gear (Зубчасті передачі), Підкомітет SC2, Gear capacity calculation (Розраховування навантажувальної здатності зубчастих передач).

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

ISO 6336 містить наступні частини, під загальною назвою «Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач»:

- Частина 1. Основні принципи, вступна частина і загальні коефіцієнти впливу;
- Частина 2. Розрахунок на міцність активної поверхні зубців;
- Частина 3. Розрахунок на міцність зубців при вигині;
- Частина 5. Міцність і якість матеріалів.

Додаток А цієї частини стандарту довідковий.

З міжнародними стандартами, на які є посилки в цій частині стандарту, можна ознайомитися в Головному фонді нормативних документів.

До стандарту внесено такі редакційні зміни:

— до розділу 2 «Нормативні посилання» долучено «Національне пояснення», яке в тексті виділено рамкою;

— вислови «ISO 6336» та «ISO 6336-3» замінено висловами «цей стандарт» і «ця частина стандарту» відповідно;

— структурні елементи цього стандарту: «Титульний аркуш», «Передмову», «Зміст», «Національний вступ», «Бібліографічні дані» — оформлено відповідно до вимог комплексу стандартів «Національна стандартизація»;

— виправлено друкарську помилку в п. 11.3.2.1: посилку на формулу (50) замінено на посилку на формулу (58).

На цей час в Україні впроваджено такі міжнародні стандарти, на які є посилки в цій частині стандарту:

— ДСТУ ISO 6336-1:2005 Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 1. Основні принципи, вступна частина і загальні коефіцієнти впливу (ISO 6336-1:1996, IDT);

— ДСТУ ISO 6336-5:2005 Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 5. Міцність і якість матеріалів (ISO 6336-5:1996, IDT).

ВСТУП

Максимальне розтягувальне напруження в ніжці зуба (у напрямі висоти зуба), яке не може перевищувати допустиме напруження згинання для матеріалу, є базисом для оцінення міцності під час згинання зубців передачі. Напруження виникає в «розтягнених перехідних кривих» робочих поверхонь зуба. Якщо тріщини, спричинені навантаженням, сформувалися, то перша з них часто з'являється в перехідних кривих, де утворилося стискувальне напруження, тобто в «стиснутих перехідних кривих» на неробочих поверхнях зуба. Коли навантаження одностороннє і зубці мають обумовлену форму, то ці тріщини рідко призводять до відмови. Поширення тріщин, що закінчуються відмовою, найімовірніше виникає від тріщин, що почалися в розтягнених перехідних кривих.

Допустиме навантаження зубців, навантажуваних реверсивно протягом кожного оберту, таких як «паразитні колеса», є меншим від допустимого для навантажених односторонньо. Повний діапазон напруження за таких обставин є більшим ніж удвічі від напруження розтягування, яке виникає в перехідних кривих ніжки навантажених поверхонь зуба. Це враховано у визначенні допустимих напружень (див. ISO 6336-5).

Коли ободи зубчастого вінця тонкі й западини між зубцями, суміжними до поверхні ніжки, вузькі (обставини, що можуть бути, зокрема, в деяких колесах із внутрішніми зубцями), то початкові тріщини звичайно виникають у стиснутій перехідній кривій. Через те що за таких обставин самі ободи зубчастого вінця можуть зазнати злому від втоми, то необхідні спеціальні дослідження. Див. розділ 1 і підпункти 5.2.2 і 5.3.2.

Було схвалено декілька методів розраховування критичного напруження ніжки зуба й оцінювання деяких коефіцієнтів (див. ISO 6336-1).

НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ

РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ
ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ І КОСОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ

Частина 3. Розрахунок на міцність зубців при вигині

РАСЧЕТ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ И КОСОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Часть 3. Расчет на прочность зубьев при изгибе

CALCULATION OF LOAD CAPACITY
OF SPUR AND HELICAL GEARS

Part 3. Calculation of tooth bending strength

Чинний від 2006–10–01

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

Ця частина стандарту встановлює основні формули для використання в розрахунках напружень під час згинання для евольвентних внутрішніх і зовнішніх, прямозубих та косозубих передач з мінімальною товщиною обода під ніжкою зуба $s_R > 3,5 m_n$. Охоплено всі впливи навантаження на напруження зуба, оскільки вони є результатом навантажень, переданих зубчастою передачею, і їх можна оцінити кількісно (див. 4.1.1).

Наведені формули чинні для прямозубих і косозубих передач з профілями зуба згідно з вихідним контуром, стандартизованим в ISO 53 (див. «Вступ»). Їх можна також використовувати для зубців, сполучених за іншими вихідними контурами, якщо еквівалентний коефіцієнт перекриття менший від $\varepsilon_{an} = 2,5$.

Примітка 1. Див. 4.1.1 c) і 5.3 щодо застережень для методу C.

Навантажувальну здатність, визначену на основі допустимого напруження згинання, називають «міцністю на згинання зубців». Результати добре узгоджуються з іншими методами для діапазону, зазначеного в ISO 6336-1.

Користувача цієї частини стандарту попереджають, що коли встановлений метод використовується для великих кутів нахилу лінії зуба і великих кутів профілю, то результати розрахунку повинні бути підтверджені досвідом, як за методом A.

2 НОРМАТИВНІ ПОСИЛАННЯ

Нижченаведені стандарти містять положення, які через посилки в цьому тексті становлять положення цієї частини стандарту. На час опублікування зазначені видання були чинні. Всі стандарти підлягають перегляду, і сторонам угод, що ґрунтуються на цій частині стандарту, пропонують дослідити можливість застосування останніх видань стандартів, зазначених нижче. Члени IEC та ISO впорядковують каталоги чинних міжнародних стандартів.

ISO 53:1974 Cylindrical gears for general and heavy engineering — Basic rack

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

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

НАЦІОНАЛЬНЕ ПОЯСНЕННЯ

ISO 53:1974 Циліндричні зубчасті передачі для загального і важкого машинобудування. Вихідний контур

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

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

3 ЗЛОМ ЗУБА Й КОЕФІЦІЄНТИ БЕЗПЕКИ

Злом зуба звичайно припиняє строк служби передачі. Інколи руйнування всіх зубчастих коліс може бути наслідком злому одного зуба. У деяких випадках процес передачі між вхідним і вихідним валами порушується. Як наслідок, вибране значення коефіцієнта безпеки S_F проти злому зуба повинне бути більшим від коефіцієнта безпеки проти пітингу.

Загальні положення щодо вибору мінімального коефіцієнта безпеки містяться в ISO 6336-1, підпункт 4.1.3. Рекомендовано, щоб виробник і замовник домовились про мінімальне значення коефіцієнта безпеки.

Цю частину стандарту не застосовують, якщо рівень напруження перевищує допустимі для 10^3 циклів через те, що напруження в цьому діапазоні можуть перевищити границю пружності зуба зубчастого колеса.

4 ОСНОВНІ ФОРМУЛИ

Примітка 2. Всі позначення, терміни й одиниці виміру визначено в ISO 6336-1.

Дійсне напруження згинання σ_F і допустиме напруження згинання σ_{FP} повинні розраховуватися окремо для шестерні і колеса, σ_F повинно бути меншим від σ_{FP} .

4.1 Напруження згинання σ_F

4.1.1 Методи визначання напруження згинання σ_F : принципи, припущення і застосування

Згідно з цією частиною стандарту місцеве напруження згинання визначають як добуток номінального напруження згинання і поправкового коефіцієнта напружень (методи B і C¹⁾).

а) Метод А

Зазвичай максимальне розтягувальне напруження можна визначити будь-яким відповідним методом (наприклад, аналізом кінцевих елементів, інтегральними рівняннями, методами конформного відображення або експериментально фотопружним аналізом напруження, вимірюванням деформацій тощо). Щоб визначити максимальне напруження згинання, треба розглянути впливи розподілу навантаження на два або більше зачеплених зубці і зміни напруження зі змінами фази зачеплення.

Треба відмітити, що розтягувальне напруження згинання доречне до плосконапруженого стану. Це важливо при порівнянні результатів фотопружних оцінок (методи B і C) з допустимими напруженнями.

Метод А використовують тільки у спеціальних випадках, у яких він виправданий через значні зусилля.

¹⁾ Напруження, спричинені посадженими в гарячому стані ободами зубчастих коліс, які накладаються на напруження внаслідок навантаження зубців, треба враховувати, розраховуючи напруження згинання σ_F або допустиме напруження згинання σ_{FP} .

b) Метод В

Цей метод передбачає припущення, що визначальне напруження згинання виникає під час прикладання навантаження у зовнішній точці однопарного зачеплення зубців циліндричних прямозубих передач або еквівалентних прямозубих передач для косозубих передач. Проте в останньому випадку «тангенційне навантаження» повинно бути замінено на «нормальне навантаження», прикладене по ширині зубчастого вінця розглядуваної зубчастої передачі.

Для зубчастих передач, що мають еквівалентні коефіцієнти перекриття в діапазоні $2 \leq \epsilon_{\alpha n} < 3$, припущено, що визначальне напруження виникає під час прикладання навантаження у внутрішній точці двопарного зачеплення зубців. Формули наведені, щоб розраховувати відповідні коефіцієнти форми Y_β для номінального напруження і Y_S для поправкових коефіцієнтів напруження. У випадку косозубих передач коефіцієнт Y_β враховує відхилення від цих припущень.

Метод В придатний для більш детальних розрахунків; він також підходить для комп'ютерного програмування і для аналізу випробувань пульсатором (із заданою точкою прикладання навантаження).

c) Метод С

Цей спрощений метод розраховування виведений із методу В. Спочатку розраховують місцеве напруження для прикладеного навантаження на вершині зуба (з коефіцієнтами Y_{Fa} і Y_{Sa}), а потім перетворюють, щоб наблизити відповідне значення, придатне до контакту в зовнішній точці однопарного зачеплення, використовуючи коефіцієнт Y_e .

Коефіцієнт форми Y_{Fa} для номінального напруження і поправковий коефіцієнт напружень Y_{Sa} задані серією графіків для множини профілів вихідного контуру.

Метод С придатний тільки для зубчастих передач, коли $\epsilon_{\alpha n} < 2$; він також корисний, коли комп'ютерна програма недоступна. Метод достатньо точний для більшості випадків і взагалі дає трохи вищі значення напруження, ніж метод В.

4.1.2 Напруження згинання σ_F : методи В і С

Повне тангенційне навантаження у випадку зубчастих передач з багатопоточною передачею (планетарні механізми, зубчасті передачі з розгалуженими потоками) не зовсім рівномірно розподілене по індивідуальним зачепленням (залежно від конструкції, тангенційної швидкості і точності виготовлення). Це треба враховувати введенням коефіцієнта розподілу K_γ після K_A в формулу (1), щоб відрегулювати, за потреби, середнє навантаження на зачеплення.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}, \quad (1)$$

де σ_{F0} — номінальне напруження згинання, яке є максимальним місцевим розтягувальним напруженням, що виникає в ніжці зуба, коли позбавлена від помилок зубчата пара навантажена статичним номінальним крутним моментом;

σ_{FP} — допустиме напруження згинання (див. 4.2);

K_A — коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження (див. ISO 6336-1). Він враховує збільшення навантаження внаслідок змін вхідного крутного моменту або вихідного крутного моменту від зовнішнього впливу;

K_v — динамічний коефіцієнт (див. ISO 6336-1). Він враховує збільшення навантаження внаслідок внутрішніх динамічних впливів;

$K_{F\beta}$ — коефіцієнт розподілу навантаження по довжині контактних ліній для напружень згинання (див. ISO 6336-1). Він враховує нерівномірний розподіл навантаження по ширині зубчастого вінця внаслідок зміщення зачеплення, спричиненого неточностями виготовлення, пружними деформаціями тощо;

$K_{F\alpha}$ — коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями для напружень згинання (див. ISO 6336-1). Він враховує нерівномірний розподіл навантаження в поперечному напрямі, наприклад, в результаті відхилень кроку.

Примітка 3. Див. ISO 6336-1, підпункт 4.1.8, про послідовність, з якою розраховують коефіцієнти K_A , K_v , $K_{F\beta}$ і $K_{F\alpha}$.

4.1.3 Номінальне напруження згинання σ_{F0-B} : метод В

$$\sigma_{F0-B} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta, \quad (2)$$

- де F_t — номінальне тангенційне навантаження, тангенційне навантаження, дотичне до ділильного циліндра²⁾ (див. ISO 6336-1);
- b — ширина вінця зубчастого колеса (для шевронних зубчастих передач $b = 2 b_B$). Значення b зачеплених зубчастих коліс є шириною вінця на колі западин, ігноруючи будь-які на-вмисні торцеві фаски або скруглення кінця зуба. Якщо ширина зубчастих вінців шестерні і колеса не рівні, то припускають, що ширина прикладення навантаження на ширшому вінці дорівнює меншій ширині зубчастого вінця плюс таке розширення ширшого вінця, що не перевищує одного модуля з кожного боку;
- m_n — нормальний модуль;
- Y_F — коефіцієнт форми (див. розділ 5). Він враховує вплив на номінальне напруження згинання форми зуба з навантаженням, прикладеним у зовнішній точці однопарного зачеплення;
- Y_S — поправковий коефіцієнт напруження (див. розділ 6). Він враховує перетворення номінального напруження згинання, визначеного для прикладення навантаження в зовнішній точці однопарного зачеплення до місцевого напруження згинання. Таким чином, за допомогою Y_S враховують наступне:
- а) напруження, що підсилює вплив зміни перерізу ніжки зуба; та
 - б) що оцінення справжньої системи напружень у критичному перерізі ніжки зуба є складніше, ніж представлена проста система оцінення;
- Y_β — коефіцієнт кута нахилу лінії зуба (див. розділ 8). Він компенсує явище, що інтенсивність моменту згинання в ніжці зуба косозубих передач внаслідок нахисних ліній контакту менша від відповідних значень для еквівалентних прямозубих передач, що використуються як основа для розрахунку.

4.1.4 Номінальне напруження згинання σ_{F0-C} : метод С

$$\sigma_{F0-C} = \frac{F_t}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta = \frac{F_t}{bm_n} Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta, \quad (3)$$

- де Y_{Fa} — коефіцієнт форми (див. розділ 5). Він враховує вплив на номінальне напруження згинання форми зуба від навантаження, прикладеного на вершині зуба;
- Y_{Sa} — поправковий коефіцієнт напруження (див. розділ 6). Він враховує перетворення номінального напруження згинання, визначеного для прикладення навантаження на вершині зуба до місцевого напруження згинання. Таким чином, за допомогою Y_{Sa} враховується наступне:
- а) напруження, що підсилює вплив зміни перерізу ніжки зуба; та
 - б) що оцінення справжньої системи напруження в критичному перерізі ніжки зуба є складне, ніж представлена проста система оцінення, але проігнорований вплив плеча моменту згинання;
- Y_ϵ — коефіцієнт, що враховує вплив перекриття зубців (див. розділ 7). Він враховує перетворення місцевого напруження, визначеного для прикладення навантаження на вершині зуба, щоб апроксимувати значення, відповідне до прикладення навантаження в зовнішній точці однопарного зачеплення. Цим коефіцієнтом враховується вплив на поправковий коефіцієнт напруження розподілу навантаження по декількох точках контакту і такого саме моменту згинання зуба;
- Y_{FS} — коефіцієнт вершини, дорівнює ($Y_{Fa} Y_{Sa}$) (див. розділ 5). Цей коефіцієнт враховує всі впливи, охоплені Y_{Fa} і Y_{Sa} . Діаграми, з яких можна визначити Y_{FS} , можуть бути побудовані для евольвентних зубчастих передач, сполучених будь-яким відповідним вихідним контуром. Інші відповідні терміни і позначення зазначені в 4.1.3.

²⁾ За умови, що обід зубчастого колеса під ніжкою зуба достатньо товстий, тобто що товщина ободу $s_R \geq 3,5 m_n$ (див. «Сферу застосування»). У всіх випадках, навіть коли $\epsilon_{\alpha n} > 2$, необхідно підставити доречне повне тангенційне навантаження як F_t . Мотиви для вибору прикладення навантаження на ділильному циліндрі наведено в 5.5.

Див. 4.2 ISO 6336-1 за визначенням F_t і коментарі відносно особливих характеристик шевронної зубчастої передачі

4.2 Допустиме напруження згинання σ_{FP}

Граничні значення напружень згинання (див. розділ 9) повинні переважно отримуватися із випробовувань матеріалів, використовуючи зубчасті колеса як зразки для випробовування, тому що в такий спосіб впливи геометрії зразка для випробовування, наприклад вплив перехідної кривої ніжок зуба, включаються в результати. Методи розраховування надають установлені емпіричні способи для порівняння напружень у зубчастих колесах різних розмірів з експериментальними результатами. Чим подібніші випробовувані зубчасті передачі та умови випробовування мають подібність до експлуатованих зубчастих передач і умов експлуатації, тим менший буде вплив неточностей у формулюванні розрахункових виразів.

4.2.1 Методи визначання допустимого напруження згинання σ_{FP} : принципи, припущення і застосування

Прийнятні декілька методик визначення допустимих напружень згинання. Прийнятий метод повинен бути затверджений після виконання ретельних порівняльних досліджень добре задокументованих описів експлуатації великої кількості зубчастих передач.

а) Метод А

За цим методом величини σ_{FP} «допустимого напруження згинання» або σ_{FG} «граничного напруження згинання» отримані за формулами (1) і (2) із кривої S—N або кривої пошкоджень, що виведена із результатів випробувань зразків дійсної зубчастої пари за відповідних умов експлуатації.

Видатки, потрібні для цього методу, можуть бути виправдані тільки у разі розроблення нових виробів, відмова яких мала б серйозні наслідки (наприклад, для космічних польотів з людиною).

Так само згідно з цим методом значення допустимого напруження можуть бути виведені з розгляду розмірів, умов експлуатації і характеристик реально перевірених еталонних зубчастих передач.

б) Метод В

Криві пошкоджень, що характеризуються значенням номінальних напружень (згинання) $\sigma_{F\lim}$ і коефіцієнтом Y_{NT} , були визначені для множини загальних матеріалів зубчастих коліс і термічних обробок із результатів випробувань зубчастих коліс під навантаженням або випробування пульсатором стандартних еталонних зубчастих коліс. Таким чином, визначені значення матеріалів перетворені, щоб задовольнити розміри розглядуваних зубчастих передач, використовуючи відносні коефіцієнти впливу для чутливості надрізу $Y_{S\rel T}$, шорсткості поверхні $Y_{R\rel T}$ і розміру Y_X .

Метод В рекомендується для розрахунку відносно точних характеристик зубчастої передачі кожного разу, коли значення напружень згинання доступні із випробувань зубчастої передачі, зі спеціальних випробувань, або якщо матеріал подібний до зазначеного в ISO 6336-5.

с) Методи С і D

У цих методах, які виведені з методу В, коефіцієнти впливу $Y_{S\rel T}$, $Y_{R\rel T}$ і Y_X визначаються, використовуючи спрощені методики. Ці методи легше і швидше застосовуються, ніж такі самі з методу В. Отримані результати мають тенденцію помилки в бік безпеки. Експериментальна методика визначення значень міцності така, як описана в методі В.

д) Методи B_k , C_k і D_k

Допустиме напруження згинання повинно бути виведене із добутку значень напружень згинання $\sigma_{k\lim}$ і коефіцієнта довговічності Y_{Nk} , звичайно представлених кривими S—N, або пошкоджень для втомних випробувань пульсатором плоских зразків з надрізом. Як і у випадку для методу В, дані випробувань повинні бути перетворені, щоб відповідали розглядуваним зубчастим колесам, використовуючи коефіцієнти впливу, відповідні до методу і випробовуваного зразка: $Y_{S\rel k}$ для чутливості до надрізу, $Y_{R\rel k}$ для шорсткості поверхні і розмірний коефіцієнт Y_X згідно з методом В.

Коефіцієнти впливу, прийнятні для методів C_k і D_k , визначаються простішими формулами, ніж ті, що з методу B_k .

Ці методи можуть бути застосовані, коли значення, отримані з випробувань зубчастих коліс, не доступні. Ці методи особливо придатні для відносного оцінення порівняльних значень напружень згинання для різних матеріалів.

е) Методи B_p , C_p і D_p

Допустимі напруження згинання повинні бути виведені з добутку значення напруження згинання $\sigma_{F\lim}$ і коефіцієнта довговічності Y_{Np} , звичайно представлених як криві S—N або пошкоджень, втомним випробуванням пульсатором плоских зразків з надрізом. Як і у випадку для методу В, дані випробування повинні бути перетворені, щоб відповідали розглядуваним зубчастим колесам, використовуючи (абсолютні) коефіцієнти впливу, відповідні до методу і випробовуваного зразка: Y_δ для чутливості до надрізу, Y_R для шорсткості поверхні і розмірний коефіцієнт Y_X згідно з методом В.

Ці методи можуть бути застосовані, коли значення, отримані з зубчастих передач або випробувальних зразків з надрізом, не доступні. Ці методи особливо придатні для оцінення, одне відносно одного, значень напруження згинання для різних матеріалів.

4.2.2 Допустиме напруження згинання σ_{FP} : методи В, С, і D

За умови застережень, наведених в 4.2.2 а) і b), для цієї мети можна використовувати формулу (4):

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F\min}} Y_{\delta\text{rel}T} Y_{R\text{rel}T} Y_X = \frac{\sigma_{FE} Y_{NT}}{S_{F\min}} Y_{\delta\text{rel}T} Y_{R\text{rel}T} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F\min}}, \quad (4)$$

- де $\sigma_{F\lim}$ — значення номінального напруження (згинання) з базових випробуваних зубчастих коліс (див. ISO 6336-5). Це граничне значення напруження згинання, відповідне впливам матеріалу, термічного оброблення і шорсткості перехідних поверхонь ніжки зуба випробовуваного зубчастого колеса;
- σ_{FE} — допустиме значення напруження згинання. Номінальна міцність при згинанні зразка для випробування без надрізу згідно з припущеннями, що стан матеріалу (включаючи термічне оброблення) повністю пружний, $\sigma_{FE} = (\sigma_{F\lim} Y_{ST})$;
- Y_{ST} — поправковий коефіцієнт напружень, відповідний до розмірів базових зубчастих коліс для випробування (див. 6.5);
- Y_{NT} — коефіцієнт довговічності для напружень згинання, відповідний до розмірів базової зубчастої передачі для випробування (див. розділ 10). Він враховує найвищу навантажувальну здатність для обмеженої кількості циклів навантаження;
- σ_{FG} — граничне напруження згинання $\sigma_{FG} = (\sigma_{FP} S_{F\min})$;
- $S_{F\min}$ — мінімальний необхідний коефіцієнт безпеки для напружень згинання (див. розділ 3 і 4.3);
- $Y_{\delta\text{rel}T}$ — відносний коефіцієнт чутливості до надрізу. Це частка від ділення коефіцієнта чутливості до надрізу розглядуваного зубчастого колеса на коефіцієнт стандартного випробовуваного зубчастого колеса (див. розділ 11). Можливості впливу чутливості до надрізу матеріалу повинні бути враховані;
- $Y_{R\text{rel}T}$ — відносний коефіцієнт поверхні. Це частка від ділення коефіцієнта шорсткості перехідних поверхонь ніжки зуба розглядуваного зубчастого колеса на коефіцієнт перехідної кривої ніжки зуба стандартного випробовуваного зубчастого колеса (див. розділ 12); можливості впливів відповідної шорсткості поверхні перехідної кривої ніжки зуба повинні бути враховані.
- Y_X — розмірний коефіцієнт, що відповідає міцності згинання (див. розділ 13), він звичайно враховує вплив розмірів зуба на міцність зуба при згинанні.

а) Допустиме напруження згинання (базове)

Допустиме напруження згинання (базове) $\sigma_{FP\text{ref}}$ виводиться з формули (4) з $Y_{NT} = 1$ і коефіцієнтами впливу $\sigma_{F\lim}$, Y_{ST} , $Y_{\delta\text{rel}T}$, $Y_{R\text{rel}T}$, Y_X і $S_{F\min}$, розрахованими згідно з установленим методом В, С або D.

b) Допустиме напруження згинання (статичне)

Допустиме напруження згинання (статичне) $\sigma_{FP\text{stat}}$ визначається згідно з формулою (4), з коефіцієнтами $\sigma_{F\lim}$, Y_{NT} , Y_{ST} , $Y_{\delta\text{rel}T}$, $Y_{R\text{rel}T}$, Y_X і $S_{F\min}$, розрахованими згідно з установленим методом В, С або D (для статичного напруження).

4.2.3 Допустиме напруження згинання σ_{FP} для обмеженої і тривалої довговічності: методи В, С і D

σ_{FP} для даної кількості циклів навантаження N_L визначається графічною або розрахунковою інтерполяцією вздовж кривої S—N між значенням, отриманим для базового напруження згідно з 4.2.2 а), і значенням, отриманим для статичного напруження згідно з 4.2.2 б). Також див. розділ 10.

4.2.3.1 Графічні значення величин

Обчисліть $\sigma_{FP\text{ ref}}$ для базового напруження і $\sigma_{FP\text{ stat}}$ для статичного напруження згідно з 4.2.2 і накресліть криву S—N відповідно до коефіцієнта довговічності Y_{NT} . Див. рисунок 1 для загального пояснення. σ_{FP} для відповідної кількості циклів навантаження N_L можна взяти із цього графіка.

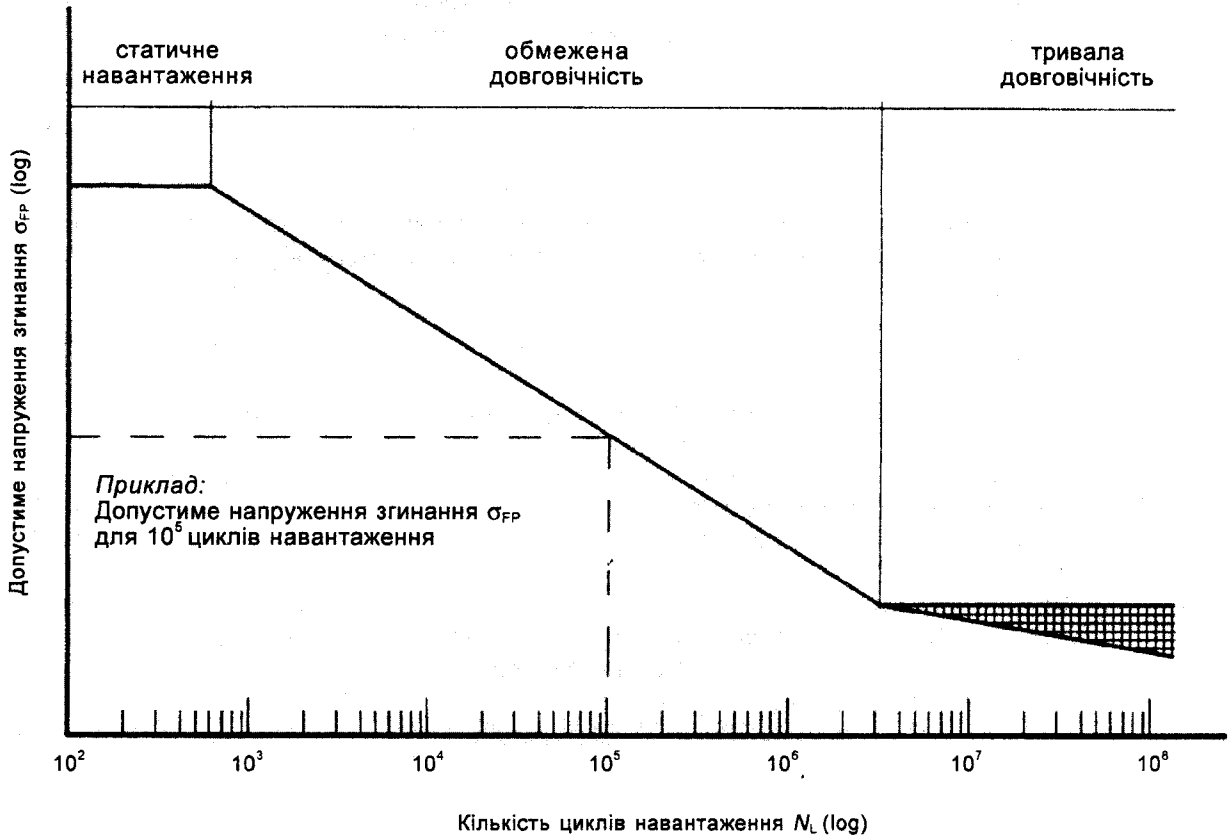


Рисунок 1 — Графічне визначення допустимого напруження згинання для обмеженої довговічності згідно з методом В

4.2.3.2 Визначення розраховуванням

Обчисліть $\sigma_{FP\text{ ref}}$ для базового напруження і $\sigma_{FP\text{ stat}}$ для статичного напруження згідно з 4.2.2 і, використовуючи ці результати, визначте σ_{FP} для відповідної кількості циклів навантаження N_L в діапазоні обмеженої довговічності таким чином:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FP\text{ ref}} Y_N = \sigma_{FP\text{ ref}} \left(\frac{3 \cdot 10^6}{N_L} \right)^{\text{exp}}; \quad (5)$$

а) для конструкційних і наскрізнопрогартованих сталей, перлітного або бейнітного чавуну з кулястим графітом, перлітного ковкого чавуну (діапазон обмеженої довговічності, як показано на рисунку 36: $10^4 < N_L \leq 3 \cdot 10^6$):

$$\text{exp} = 0,4037 \log \frac{\sigma_{FP\text{ stat}}}{\sigma_{FP\text{ ref}}}; \quad (6)$$

b) для цементованої або поверхнево-прогартованої сталі; наскрізно-прогартованої або азотованої сталі газовим азотуванням, наскрізно-прогартованої сталі і цементованої сталі, нітроцементованої; феритний чавун з кулястим графітом або сірий чавун (діапазон обмеженої довговічності, як показано на рисунку 36: $10^3 < N_L \leq 3 \cdot 10^6$):

$$\exp = 0,2876 \log \frac{\sigma_{FP \text{ stat}}}{\sigma_{FP \text{ ref}}} \quad (7)$$

Відповідні розраховування можуть бути проведені для діапазону тривалої довговічності.

4.2.4 Допустиме напруження згинання σ_{FP} : методи B_k , C_k і D_k

4.2.4.1 σ_{FP} для статичного напруження і базового напруження

Дотримуючись цих методів, допустиме напруження згинання розраховують на основі міцності зразка для випробовування з надрізом із наступної формули:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{k \text{ lim}} Y_{Sk} Y_{Nk}}{S_{F \text{ min}}} Y_{\delta \text{ rel k}} Y_{R \text{ rel k}} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F \text{ min}}} \quad (8)$$

де $\sigma_{k \text{ lim}}$ — номінальне значення напруження прутка з надрізом (згинання). Це граничне значення напруження згинання зразка прутка з надрізом для випробовування, відповідне його матеріалу, термічному обробленню і стану поверхні, його розмірам. Треба взяти до розгляду розбіжності внаслідок умов виготовлення між властивостями термічно-оброблених матеріалів, прикладенням напружень, перерізами зразка для випробовуваного розглядуваного зубчастого колеса;

Y_{Sk} — поправковий коефіцієнт напруження, відповідний до зразка з надрізом для випробовування;

Y_{Nk} — коефіцієнт довговічності, що відповідає зразку з надрізом для випробовування. Він використовується звичайно для того, щоб урахувати найвищу навантажувальну здатність для обмеженої кількості циклів навантаження;

$Y_{\delta \text{ rel k}}$ — відносний коефіцієнт чутливості до надрізу. Це частка від ділення коефіцієнта чутливості до надрізу розглядуваного зубчастого колеса на коефіцієнт випробовування зразка з надрізом (див. розділ 11). Треба враховувати можливості впливу чутливості до надрізу матеріалу.

$Y_{R \text{ rel k}}$ — коефіцієнт відносної шорсткості. Це частка від ділення коефіцієнта шорсткості перехідної кривої ніжки зуба розглядуваного зубчастого колеса на коефіцієнт випробовування зразка з надрізом (див. розділ 12). Треба враховувати можливості впливу шорсткості поверхні перехідної кривої ніжки зуба.

Інші відповідні терміни і позначення визначені в 4.2.2.

Значення коефіцієнтів, що стосуються випробовування зразка з надрізом ($\sigma_{k \text{ lim}}$, Y_{Sk} і Y_{Nk}) треба визначати випробовуваннями або брати з літератури (див. 9.2). Оцінки $\sigma_{k \text{ lim}}$ і всі відповідні коефіцієнти впливу повинні базуватися на значеннях статичного напруження і базового напруження, відповідних випробовуваному зразку з надрізом.

Коефіцієнти впливу повинні визначатися згідно з 4.2.2 і 4.2.3, використовуючи більш докладний метод B_k або один з більш спрощених методів C_k або D_k .

4.2.4.2 σ_{FP} для обмеженої довговічності

Значення σ_{FP} треба визначати згідно з методикою, описаною в 4.2.3.

4.2.5 Допустиме напруження згинання σ_{FP} : методи B_p , C_p і D_p

4.2.5.1 σ_{FP} для статичного напруження і базового напруження

Для цих методів допустиме напруження згинання розраховується на основі міцності простого полірованого випробовуваного зразка із наступної формули:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{p \text{ lim}} Y_{Np}}{S_{F \text{ min}}} Y_{\delta} Y_R Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F \text{ min}}} \quad (9)$$

- де $\sigma_{p\ lim}$ — номінальне значення напруження простого прутка (згинання). Це граничне значення напруження згинання простого зразка прутка для випробовування, відповідного його матеріалу і термічному обробленню та його розмірам. Треба брати до уваги, як обумовлено у випадку $\sigma_{k\ lim}$ у 4.2.4, розбіжності між властивостями термічно оброблених матеріалів випробовуваного зразка і розглядуваного зубчастого колеса внаслідок умов виготовлення;
- Y_{Np} — коефіцієнт довговічності напруження ніжки зуба, відповідний плоскому полірованому випробовуваному зразку. Він використовується звичайно для того, щоб урахувати найвищу навантажувальну здатність для обмеженої кількості циклів;
- Y_δ — коефіцієнт чутливості до надрізу розглядуваного зубчастого колеса стосовно плоского полірованого випробовуваного зразка (див. розділ 11). Повинні бути враховані можливості впливу чутливості до надрізу матеріалу;
- Y_R — коефіцієнт поверхні розглядуваного зубчастого колеса стосовно плоского полірованого випробовуваного зразка. Треба врахувати можливості впливів відповідної шорсткості поверхні.

Інші відповідні терміни і позначення визначені в 4.2.2.

Оцінки $\sigma_{p\ lim}$ і Y_{Np} для плоских випробовуваних зразків повинні базуватися на випробуваннях або отримані з літератури (див. 9.2). Оцінки $\sigma_{p\ lim}$ і всі відповідні коефіцієнти впливу повинні базуватися на значеннях статичного напруження і базового напруження.

Коефіцієнти впливу повинні визначатися згідно з 4.2.2 і 4.2.3, використовуючи більш докладний метод B_p , або один з більш спрощених методів C_p або D_p .

4.2.5.2 σ_{FP} для обмеженої довговічності

Значення σ_{FP} треба визначати згідно з методиками, описаними в 4.2.3 і 4.2.4.

4.3 Коефіцієнт безпеки згинання (безпека проти злому зуба) S_F

Обчислюється S_F окремо для шестерні і колеса:

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin}; \quad (10)$$

а) Метод В

Значення σ_{FG} для базового напруження і статичного напруження розраховуються згідно з 4.2.2 а) і б), використовуючи формулу (4). Для обмеженої довговічності σ_{FG} визначається згідно з 4.2.3. σ_F отримується з формул (1) і (2).

б) Методи С і D

Значення σ_{FG} для базового напруження і статичного напруження розраховуються згідно з 4.2.2 а) і б), використовуючи формулу (4). Для обмеженої довговічності σ_{FG} визначається згідно з 4.2.3. σ_F отримується із формул (1) і (3).

в) Методи B_k , C_k і D_k

Ці методики дотримуються методів, що описані в 4.3 а) або б), з σ_{FG} , розрахованим згідно з 4.2.4.

г) Методи B_p , C_p і D_p

Ці методики дотримуються методів, що описані в 4.3 а) або б), з σ_{FG} , розрахованим згідно з 4.2.5.

Кожне значення граничного напруження згинання σ_{FG} , допустимого напруження σ_{FP} і напруження згинання σ_F можна визначити різними методами. Метод, що використовується для кожного значення, повинен бути встановлений в розрахунковому звіті.

Примітка 4. Коефіцієнти безпеки згідно з 4.3 відповідні передавальному крутному моменту. Див. ISO 6336-1, підпункт 4.1.3, щодо коментарів про числові значення для мінімального коефіцієнта безпеки і ризику пошкодження.

5 КОЕФІЦІЄНТИ, ЩО ВРАХОВУЮТЬ ВПЛИВ ФОРМИ ЗУБА І КОНЦЕНТРАЦІЮ НАПРУЖЕНЬ γ_F І γ_{Fs} . КОЕФІЦІЄНТ ВЕРШИНИ ЗУБА γ_{Fs}

5.1 Загальні положення

Y_F і Y_{Fa} — це коефіцієнти, за допомогою яких враховується вплив форми зуба на номінальне напруження згинання. Див. 4.1.1 про принципи, припущення і подробиці використання. Y_F відповідний у разі прикладання навантаження в зовнішній точці однопарного зачеплення (метод В) і Y_{Fa} при прикладанні навантаження на вершині зуба (метод С).

Хорда між точками, в яких 30-градусні дотичні контактують з перехідними кривими ніжки, визначає переріз, що буде використовуватися як базис для розрахунку (див. рисунки 3—6).

Визначення значень Y_F , Y_S , Y_{FS} , Y_{Fa} і Y_{Sa} базується на номінальній формі зуба з коефіцієнтом зміщення вихідного контуру x . Значення також можуть бути отримані з рисунків 9—32. Загалом, впливом зменшення товщини зуба на міцність зуба при згинанні чисто оброблених циліндричних зубчастих коліс можна знехтувати. Через те, що ніжки зуба шліфованих або шевінгованих зубців звичайно нарізаються різальним інструментом, таким як фрези, їхні форми і розміри звичайно визначені установленням глибини різання.

Через припуски матеріалу для остаточного оброблення, такого як шліфування профілю, це звичайна обставина, що установлення глибини чорнового різця відносно осі зубчастого колеса включає розмір зміщення номінального вихідного контуру x_{m_1} плюс допуск, призначений гарантувати, щоб допуск чистового оброблення був більший від необхідного мінімуму. Внаслідок цього розрахункові значення напруження згинання звичайно мають похибку в бік безпечності.

Якщо відхил товщини зуба біля ніжки має в результаті зменшення товщини більше від $0,05m_n$, то це повинно враховуватися під час розраховування напруження, беручи утворований профіль відповідно до значення зміщення вихідного контуру m_n x_e замість номінального профілю.

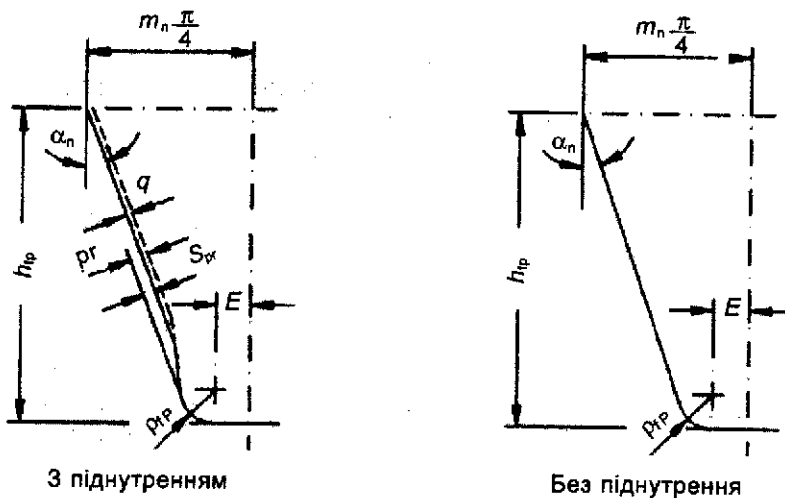


Рисунок 2 — Розміри і профіль вихідного контуру зубців (оброблений начисто профіль)

Формули в цій частині стандарту застосовують до всіх профілів вихідного контуру (див. рисунок 2) з і без піднутрення, але з такими застереженнями:

- a) точка контакту 30-градусної дотичної повинна лежати на перехідній кривій ніжки зуба, створеній перехідною кривою вихідного контуру;
- b) профіль вихідного контуру зубчастого колеса повинен мати перехідну криву ніжки з радіусом $\rho_{tr} > 0$;
- c) зубці повинні утворюватися, використовуючи такі інструменти як черв'ячні фрези або фрези для нарізання зубчастих рейок;
- d) через те, що розрахункові параметри відносяться до форм зуба, оброблених начисто, то припусками шліфування або подібними, включаючи припуски товщини зуба, можна знехтувати. На практиці можна стверджувати, що розміри вихідного контуру інструмента такі самі, як ті, що в копії вихідного контуру зубчастої передачі.

Вищезазначені коментарі застосовують до прямозубих і косозубих передач. Значення Y_F , Y_{Fa} і Y_{Fs} визначаються для еквівалентних прямозубих коліс косозубих передач; еквівалентну кількість зубців z_n можна визначити, використовуючи формулу (19) або (20), або приблизне значення z_n можна взяти з рисунка 8. Y_F , Y_{Fa} і Y_{Fs} визначають окремо для колеса і шестерні.

5.2 Розрахунок коефіцієнта, що враховує вплив форми зуба Y_F : метод В

Визначення нормального розміру по хорді s_{Fn} критичного перерізу ніжки зуба і плеча моменту згинання h_{Fe} , що відноситься до прикладання навантаження в зовнішній точці однопарного зовнішнього зачеплення для методу В, показано на рисунку 3. Наступна формула використовує позначки, які проілюстровані на рисунку 3:

$$Y_F = \frac{\frac{6h_{Fe}}{m_n} \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_n} \quad (11)$$

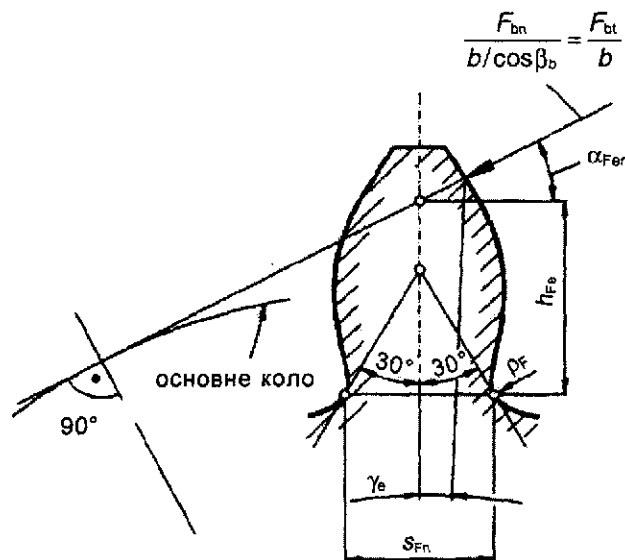


Рисунок 3 — Визначення нормального розміру по хорді в критичному перерізі ніжки зуба для методу В

Для того, щоб оцінити точні значення h_{Fe} , s_{Fn} і α_{Fen} , спочатку необхідно встановити значення θ , яке є прийнятно точним звичайно після двох або трьох ітерацій формули (15). Визначати Y_F графічним способом не рекомендується.

5.2.1 Зовнішнє зачеплення³⁾

Спочатку визначіть допоміжні значення величин для формули (11):

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{IP} \tan \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{IP}}{\cos \alpha_n}, \quad (12)$$

з $s_{pr} = pr - q$ (див. рисунок 2).

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

$$G = \frac{\rho_{IP}}{m_n} - \frac{h_{IP}}{m_n} + x; \quad (13)$$

³⁾ Якщо головка зуба закруглена або з фаскою, то необхідно замінити діаметр вершин зубців d_a в розрахунку на d_{a*} «ефективний діаметр вершин зубців» d_{a*} — діаметр кола біля циліндра вершин зубців, що містить границі використаних поверхонь зубців

$$H = \frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}; \quad (14)$$

$$\theta = \frac{2G}{z_n} \tan \theta - H. \quad (15)$$

Значення $\theta = \pi/6$ можна використовувати як початкове значення в ітерації трансцендентного рівняння (15). Загалом функція сходиться після двох ітерацій.

а) Нормальна хорда ніжки зуба s_{Fn} :

$$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_n \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{FP}}{m_n} \right); \quad (16)$$

б) Радіус перехідної кривої ρ_F (рисунок 3):

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{FP}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_n \cos^2 \theta - 2G)}; \quad (17)$$

в) Плече моменту згинання h_{Fe} :

$$\beta_b = \arccos \sqrt{1 - (\sin \beta \cos \alpha_n)^2} = \arcsin(\sin \beta \cos \alpha_n); \quad (18)$$

$$z_n = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}. \quad (19)$$

Наближення:

$$z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta}; \quad (20)$$

$$\varepsilon_{\alpha n} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_b}; \quad (21)$$

$$d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta_b} = m_n z_n; \quad (22)$$

$$\rho_{bn} = \pi m_n \cos \alpha_n; \quad (23)$$

$$d_{bn} = d_n \cos \alpha_n; \quad (24)$$

$$d_{an} = d_n + d_a - d; \quad (25)$$

$$d_{en} = 2 \frac{z}{|z|} \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2} - \frac{\pi d \cos \beta \cos \alpha_n}{|z|} (\varepsilon_{\alpha n} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2}. \quad (26)$$

Число z додатне для зовнішніх зубчастих коліс і від'ємне для внутрішніх зубчастих коліс.

$$\alpha_{en} = \arccos \left(\frac{d_{bn}}{d_{en}} \right); \quad (27)$$

$$\gamma_e = \frac{0,5\pi + 2 \tan \alpha_n x}{z_n} + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{en}; \quad (28)$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e = \tan \alpha_{en} - \operatorname{inv} \alpha_n - \frac{0,5\pi + 2 \tan \alpha_n x}{z_n}; \quad (29)$$

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{FP}}{m_n} \right]. \quad (30)$$

5.2.2 Внутрішнє зачеплення³⁾

Передбачено, що значення коефіцієнта, що враховує вплив форми зуба, для зуба спеціальної рейки можна підставити як наближене значення коефіцієнта форми зуба внутрішнього зубчастого колеса. Профіль такої рейки повинен бути версією основного вихідного контуру, який модифіковано так, що він утворює нормальний профіль, включаючи кола вершин і ніжок, точної копії колеса внутрішньої зубчастої передачі. α_n — кут напряду навантаження (див. рисунок 4). Формули, наведені нижче, слугують для визначення значень, які повинні бути підставлені в формулу (11).

а) Нормальна хорда ніжки зуба s_{Fn2} :

$$\frac{s_{Fn2}}{m_n} = 2 \left[\frac{\pi}{4} + \frac{h_{fP2} - \rho_{fP2}}{m_n} \tan \alpha_n + \frac{\rho_{fP2} - s_{pr}}{m_n \cos \alpha_n} - \frac{\rho_{fP2}}{m_n} \cos \frac{\pi}{6} \right]; \quad (31)$$

б) Плече моменту згинання h_{Fe2} :

$$\frac{h_{Fe2}}{m_n} = \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2m_n} \left[\frac{\pi}{4} + \left(\frac{h_{fP2}}{m_n} - \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2m_n} \right) \tan \alpha_n \right] \tan \alpha_n - \frac{\rho_{fP2}}{m_n} \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right), \quad (32)$$

де d_{en2} — отримано із формули (25) з параметрами, що мають додатковий індекс 2, доданий до індексів;

d_{fn2} — походження аналогічне, як і для d_{an} (формула (25); $d_{fn2} - d_{f2} = d_{n2} - d_2$)

$$h_{fP2} = \frac{d_{n2} - d_{fn2}}{2}. \quad (33)$$

с) Радіус перехідної кривої ρ_{F2}

Коли радіус перехідної кривої внутрішнього зуба ρ_{F2} відомий, то він повинен використовуватися для ρ_{fP2} . Коли він невідомий, то використовують наступне наближення:

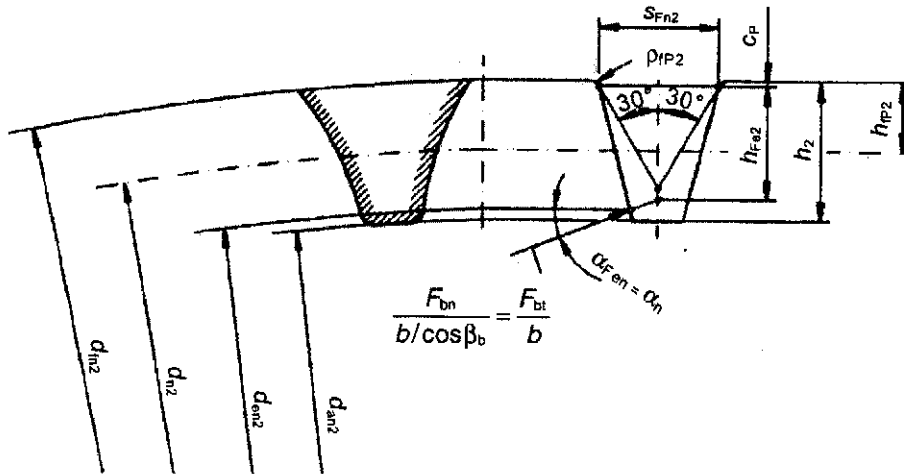


Рисунок 4 — Параметри для визначення коефіцієнта, що враховує вплив форми зуба Y_F для внутрішнього зачеплення (метод В)

$$\rho_{F2} = \rho_{fP2} = 0,15m_n. \quad (34)$$

$$\rho_{fP2} = \frac{c_p}{1 - \sin \alpha_n} = \frac{h_{f2} - h_{Fn2}}{1 - \sin \alpha} = \frac{d_{n2} - d_{f2}}{2(1 - \sin \alpha_n)}, \quad (35)$$

де d_{Fn2} — діаметр кола поблизу ніжок зуба, що містить межі використовуваних поверхонь внутрішнього зачеплення або більшого зовнішнього колеса зачепленої пари. У внутрішнього зачеплення діаметри мають від'ємний знак.

³⁾ Див. виноску до 5.2.1

5.3 Коефіцієнт, що враховує вплив форми зуба Y_{Fa} : метод С

Визначення нормального розміру хорди критичного перерізу ніжки зуба і плеча моменту згинання h_{Fa} у разі прикладення навантаження на зовнішньому краї головки зуба для методу С показано на рисунку 5.

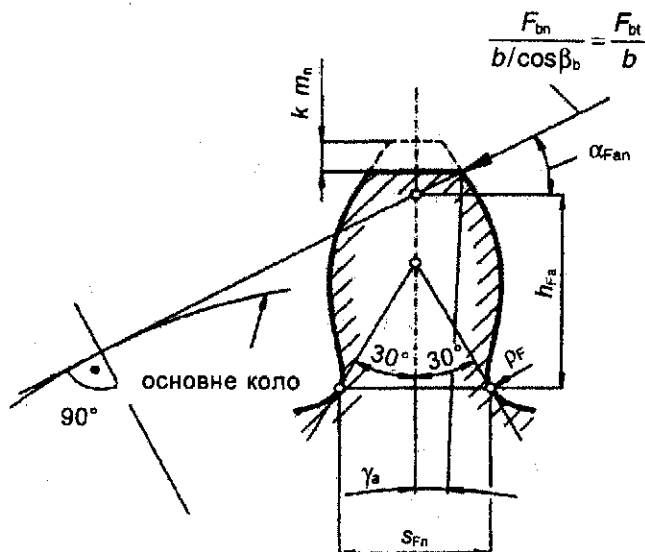


Рисунок 5 — Визначення нормального розміру хорди критичного перерізу ніжки зуба для методу С

Y_{Fa} повинно використовуватися разом з Y_{ϵ} , і дійсне тільки для зачеплення, що має $\epsilon_{\alpha n} < 2$. Формула (36) використовує позначки, які проілюстровано на рисунку 5:

$$Y_{Fa} = \frac{6 \frac{h_{Fa}}{m_n} \cos \alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n} \quad (36)$$

Параметри, потрібні для обчислення Y_{Fa} , можна визначити, використовуючи ітеративний метод, пояснений у 5.2.

5.3.1 Зовнішнє зачеплення

5.3.1.1 Графічні значення величини

Коефіцієнт Y_{Fa} можна взяти із рисунків 9—16 для серій профілів загального вихідного контуру як функцію еквівалентної кількості зубців z_n і коефіцієнта зміщення вихідного контуру x . Графіки були розраховані, використовуючи формули, що наведені в 5.3.1.2. Рисунки 9—16 стосуються зубчастих коліс без зменшення висоти головки зуба і без зняття фаски на повздовжньому краю зуба. Значення плеча моменту згинання h_{Fa} для зубчастих передач, що мають зрізані головки зуба, або з притупленими повздовжніми краями зуба, трохи менші ніж ті, що використовуються для кривих. Внаслідок цього значення величини, які одержано з кривих, мають похибку в бік безпечності.

Щоб одержати графічні значення z_n , треба використовувати рисунок 8.

5.3.1.2 Визначання розраховуванням

Визначте наступні значення, що будуть підставлені в формулу (36):

- Нормальна хорда ніжки зуба S_{Fn} : отримайте із формули (16) зі значеннями із формул (12)—(15).
- Радіус перехідної кривої ρ_F : отримайте із формули (17) зі значеннями із формул (12)—(15).
- Плече моменту згинання h_{Fa} :

$$\alpha_{an} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{an}}\right) = \arccos\left[\frac{\cos \alpha_n}{1 + \frac{(d_a - d)}{m_n z_n}}\right], \quad (37)$$

$$\gamma_a = \frac{0,5\pi + 2 \tan \alpha_n x}{z_n} + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{an}, \quad (38)$$

$$\alpha_{Fan} = \alpha_{an} - \gamma_a = \tan \alpha_{an} - \operatorname{inv} \alpha_n - \frac{0,5\pi + 2 \tan \alpha_n x}{z_n}, \quad (39)$$

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_a - \sin \gamma_a \tan \alpha_{Fan}) \frac{d_{an}}{m_n} - z_n \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right], \quad (40)$$

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = 0,5 z_n \left[\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Fan}} - \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) \right] + 0,5 \left(\frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{G}{\cos \theta} \right), \quad (41)$$

де z_n — еквівалентна кількість зубців, див. формули (19) і (20);
 G — див. формулу (13);
 θ — див. формулу (15);
 d_{an} — див. формулу (25);
 d_{bn} — див. формулу (24);
 d_n — див. формулу (22).

5.3.2 Внутрішнє зачеплення

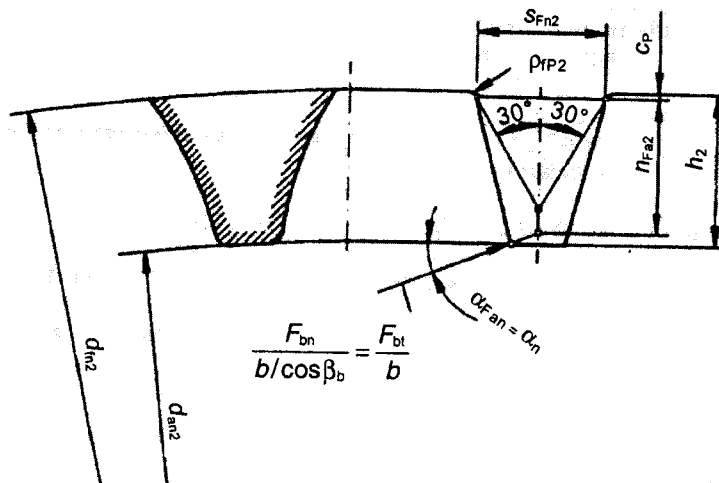


Рисунок 6 — Параметри для визначення коефіцієнта Y_F , що враховує форму зуба, для внутрішнього зачеплення (метод С)

Припущено, що значення коефіцієнта форми зуба спеціального вихідного контуру можна підставити як приблизне значення коефіцієнта форми зуба внутрішнього зачеплення. Профіль такого вихідного контуру повинен бути версією основного профілю вихідного контуру, модифікованого так, щоб він утворив нормальний профіль, включаючи кола вершин і ніжок зуба, точну копію зубчастої передачі внутрішнього зачеплення. Кут профілю краю головки зуба α_n , див. рисунок 6.

5.3.2.1 Графічні значення величин

Коефіцієнт Y_{Fa} можна взяти із рисунків 9—16, в яких наведені графіки для кількох профілів загального основного вихідного контуру як функція еквівалентної кількості зубців z_n і коефіцієнта

зміщення профілю x . Згідно з формулою (34), значення Y_{Fa} для внутрішніх зубчастих коліс наведене в кожному рисунку як наближена величина. Формула (34) у цьому випадку повинна бути підтверджена.

Числові значення величин були обчислені, використовуючи формули в 5.3.2.2 для (немодифікованих) зубців з висотою профіля основного вихідного контуру (див. 5.3.1.1).

5.3.2.2 Визначання розраховуванням

Визначіть значення наступних величин, щоб підставити їх у формулу (36).

а) Нормальна хорда ніжки зуба s_{Fn2} : вона отримується з формули (31).

б) Плече моменту згинання h_{Fa2} :

$$\frac{h_{Fa2}}{m_n} = \frac{d_{an2} - d_{fn2}}{2m_n} - \left[\frac{\pi}{4} + \left(\frac{h_{fP2}}{m_n} - \frac{d_{an2} - d_{fn2}}{2m_n} \right) \tan \alpha_n \right] \tan \alpha_n - \frac{\rho_{fP2}}{m_n} \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right). \quad (42)$$

Отримайте h_{fP2} із формули (33); звертайтеся до формули (35) і відповідної інформації для ρ_{fP2} .

с) Радіус перехідної кривої ρ_{F2} ; він отримується із формули (34). Переконайтеся, що використано правильний знак (див. 5.2.2 с)).

5.4 Графічні значення коефіцієнта вершини зуба Y_{FS} : метод С

Коефіцієнт вершини зуба Y_{FS} дорівнює добутку коефіцієнта форми зуба Y_{Fa} і поправкового коефіцієнта напружень Y_{Sa} у разі прикладення навантаження на вершині зуба.

$$Y_{FS} = Y_{Fa} Y_{Sa}. \quad (43)$$

Коефіцієнти форми зуба і поправковий коефіцієнт напружень у разі прикладення навантаження на вершині зуба розраховані, використовуючи формули (36) і (51) згідно з розмірами, залежними тільки від тих, що в основному вихідному контурі, і значень величин z_n і x . З цієї причини Y_{FS} можна визначити для всіх основних профілів вихідного контуру систем евольвентних зубчастих передач. Значення цього коефіцієнта можна взяти як функцію еквівалентної кількості зубців z_n і коефіцієнта зміщення вихідного контуру x із рисунків 17—24, для деяких найпоширеніших основних вихідних контурів. Положення в 5.3.2.1 стосуються внутрішніх зубчастих коліс. Значення величин з графіків, подібні значенням на рисунках 9—16 і 25—32, застосовують для зубчастих передач, у яких немає зрізання головки зуба або притуплення поздовжніх країв зубців. Див. 5.3.1.1 щодо пояснювальних коментарів.

Перевірка формули (3) виявила, що Y_{FS} — це місцеве напруження згинання, коли $F_t = 1\text{ Н}$, $b = 1\text{ мм}$, $m_n = 1\text{ мм}$ і навантаження прикладене до краю головки зуба.

Графіки описаного типу дають можливість швидкого оцінення значень напруження. Окремі графіки також наведені для Y_{Fa} і Y_{Sa} , які використовуються під час розраховування коефіцієнта чутливості Y_δ (див. розділ 11).

5.5 Виведення визначального нормального навантаження на зуб прямозубого зачеплення

Номінальне напруження вигину = $\frac{\text{момент вигину}}{\text{момент опору перерізу зуба при } s_{Fn}}$ згідно з наступною формулою зі значеннями познач, які проілюстровані на рисунку 5.

$$\sigma = \frac{F_b \cos \alpha_{Fa}}{\frac{1}{6}(bs_{Fn}^2)} h_{Fa}; \quad (44)$$

$$F_b \frac{d_b}{2} = F_t \frac{d}{2} = F_w \frac{d_w}{2}, \quad (45)$$

де d_b — основний діаметр;

d — дільний діаметр;

d_w — початковий діаметр;

F_t — номінальне тангенційне навантаження на дільному циліндрі;

F_w — номінальне тангенційне навантаження на початковому циліндрі.

$$F_b = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{F_w}{\cos \alpha_w}; \quad (46)$$

$$\sigma = \left[\frac{\frac{h_{Fa}}{m} \cos \alpha_{Fa}}{\frac{1}{6} \left[\frac{s_{Fn}}{m} \right]^2 \cos \alpha} \right] \frac{F_t}{bm} = \frac{F_t}{bm} Y_{Fa}, \quad (47)$$

де α — кут зачеплення основного профілю вихідного контуру;
 α_w — робочий кут зачеплення.

Коли σ виражене як функція F_t коефіцієнта форми зуба Y_{Fa} , що незалежний від спряжених зубчастих коліс, то воно може бути виведене із формули (47). Значення цих коефіцієнтів можна розмістити у вигляді таблиці для будь-якого основного вихідного контура евольвентних зубчастих коліс. Такі табличні величини застосовують для еквівалентних прямозубих передач, для косозубих зубчастих передач, які мають однакову ширину зубчастого вінця і зазнають однакового тангенційного навантаження.

5.6 Коефіцієнт форми зуба Y_F і поправковий коефіцієнт напружень Y_S для глибокої форми зачеплення: метод В

Коли коефіцієнт торцевого перекриття зубчастих передач високої точності знаходиться в діапазоні $2 \leq \epsilon_{\alpha n} < 3$, то повне навантаження на зуб передається дво- або трипарним зачепленням. Тоді коефіцієнт форми зуба буде базуватися на прикладенні навантаження у внутрішній точці двопарного зачеплення, IDP, аніж у зовнішній точці однопарного зачеплення, ESP, при $\epsilon_{\alpha n} < 2$ або у зовнішній точці двопарного зачеплення, EDP, для $2 \leq \epsilon_{\alpha n} < 3$. Внаслідок цього формули в 5.2, 5.3, 6.2 і 6.3 можна використовувати без модифікації для оцінення коефіцієнта форми зуба. Проте показники зубчастої передачі розраховуються з повним тангенційним навантаженням F_t , і як наслідок цього напруження мають тенденцію бути переоцінені і навантажувальна здатність має похибку в бік безпечності. Див. рисунок 7 для ілюстрації.

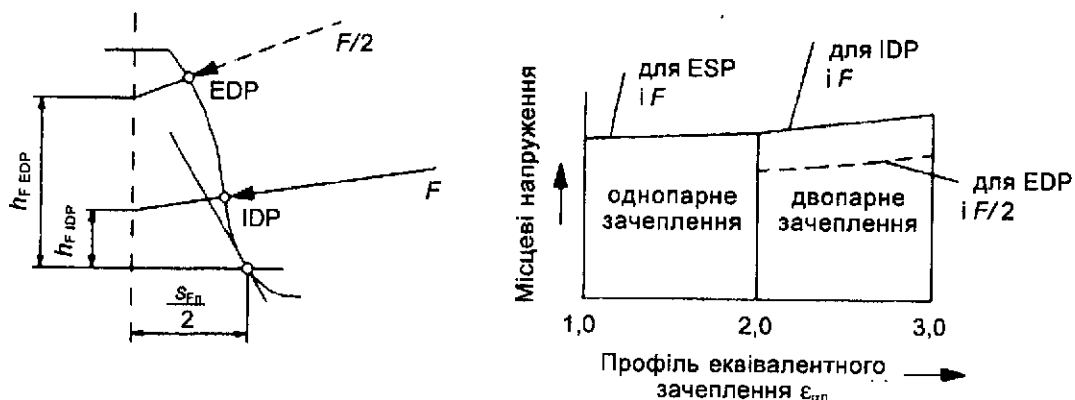


Рисунок 7 — Визначальні положення прикладання навантаження для розраховування коефіцієнта форми зуба Y_F і поправкового коефіцієнта напружень Y_S як функції еквівалентного коефіцієнта торцевого перекриття $\epsilon_{\alpha n}$

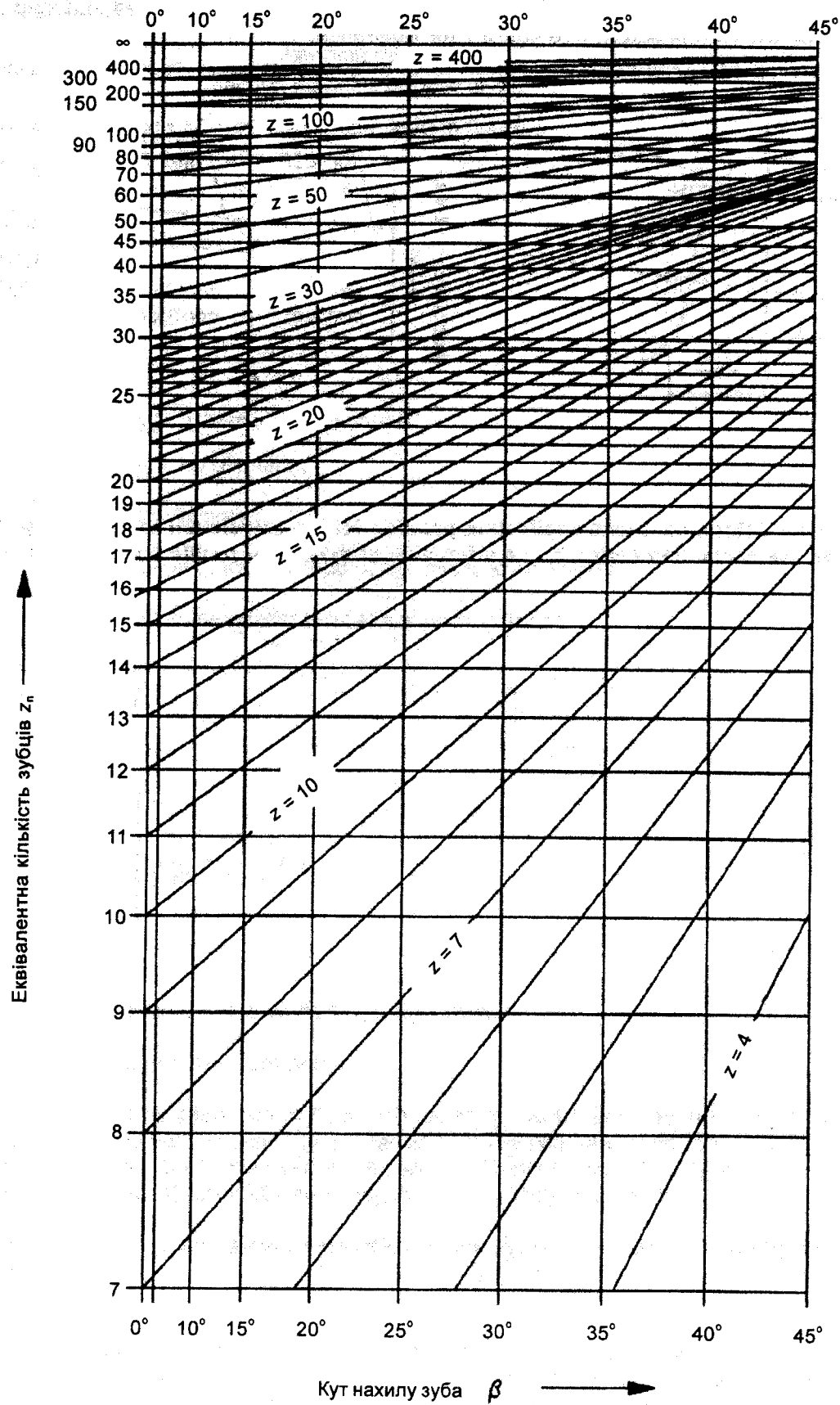
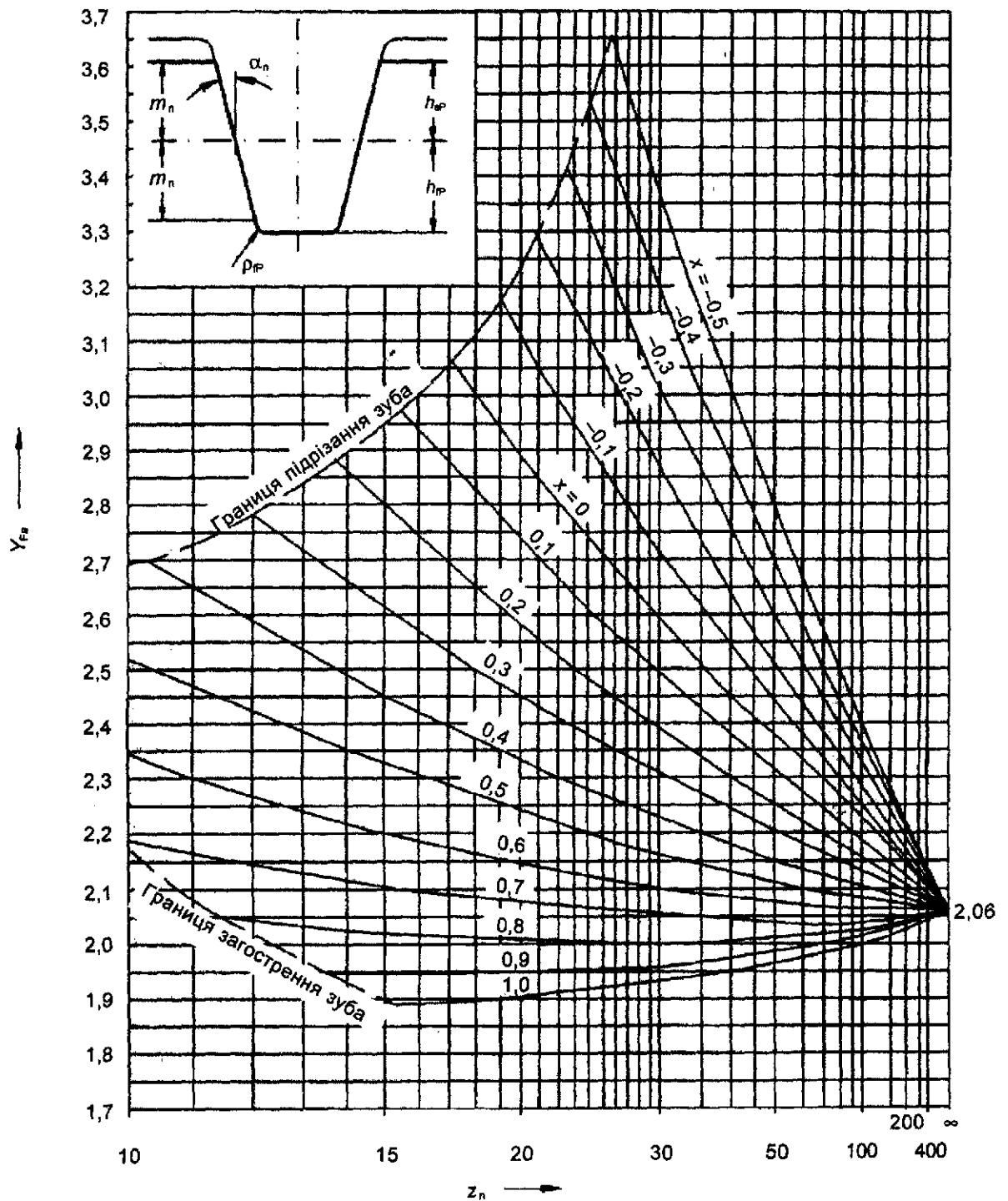
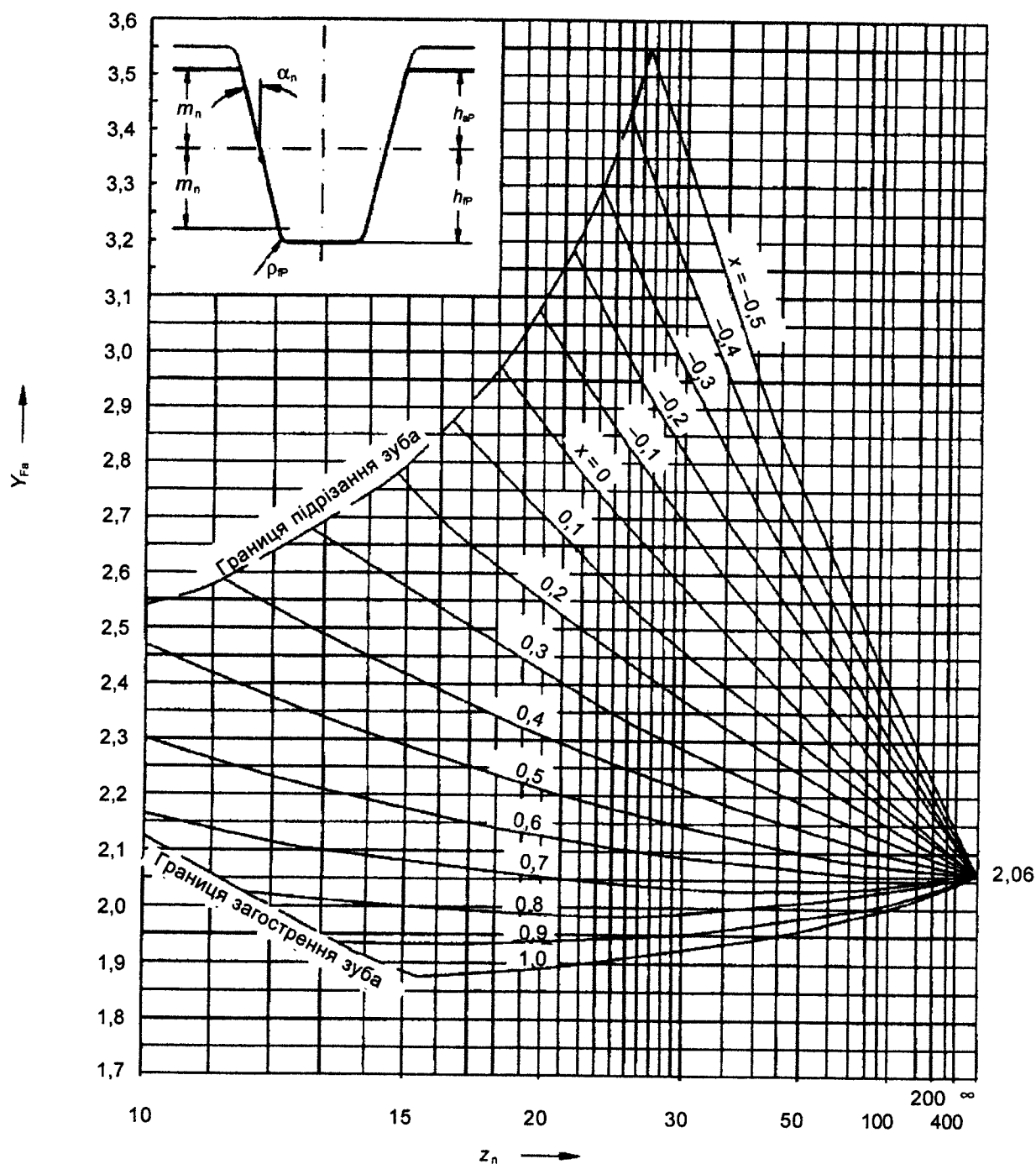


Рисунок 8 — Эквивалентна кількість зубців z_n (графік для приблизного оцінення)



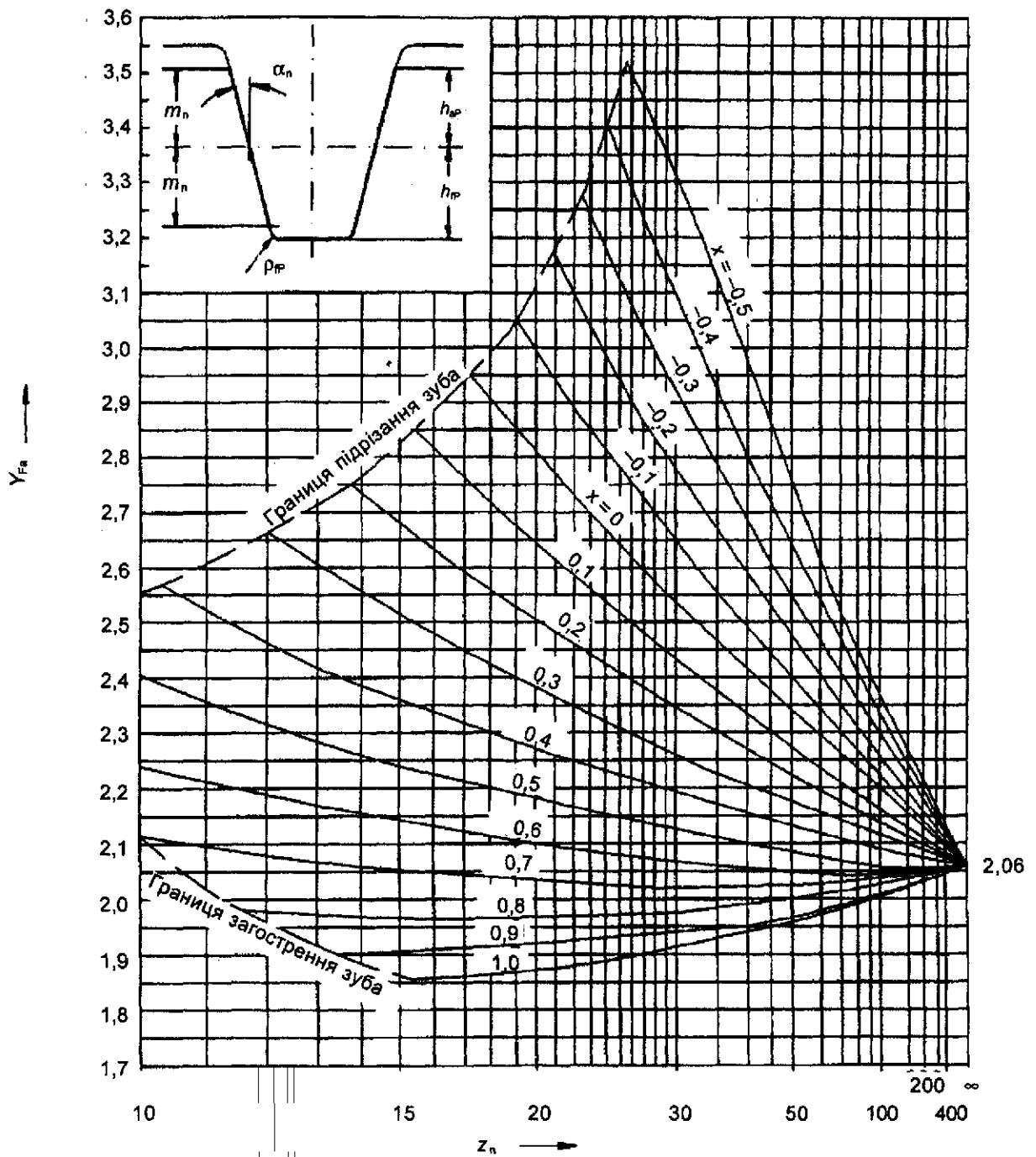
Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $r_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{fp} = 1,25m_n$; $h_{ar} = 1,0m_n$; $Y_{Fa} = 2,053$.

Рисунок 9 — Коефіцієнт форми зуба Y_{Fa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру:
 $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ar}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,25$; $r_{fp}/m_n = 0,25$



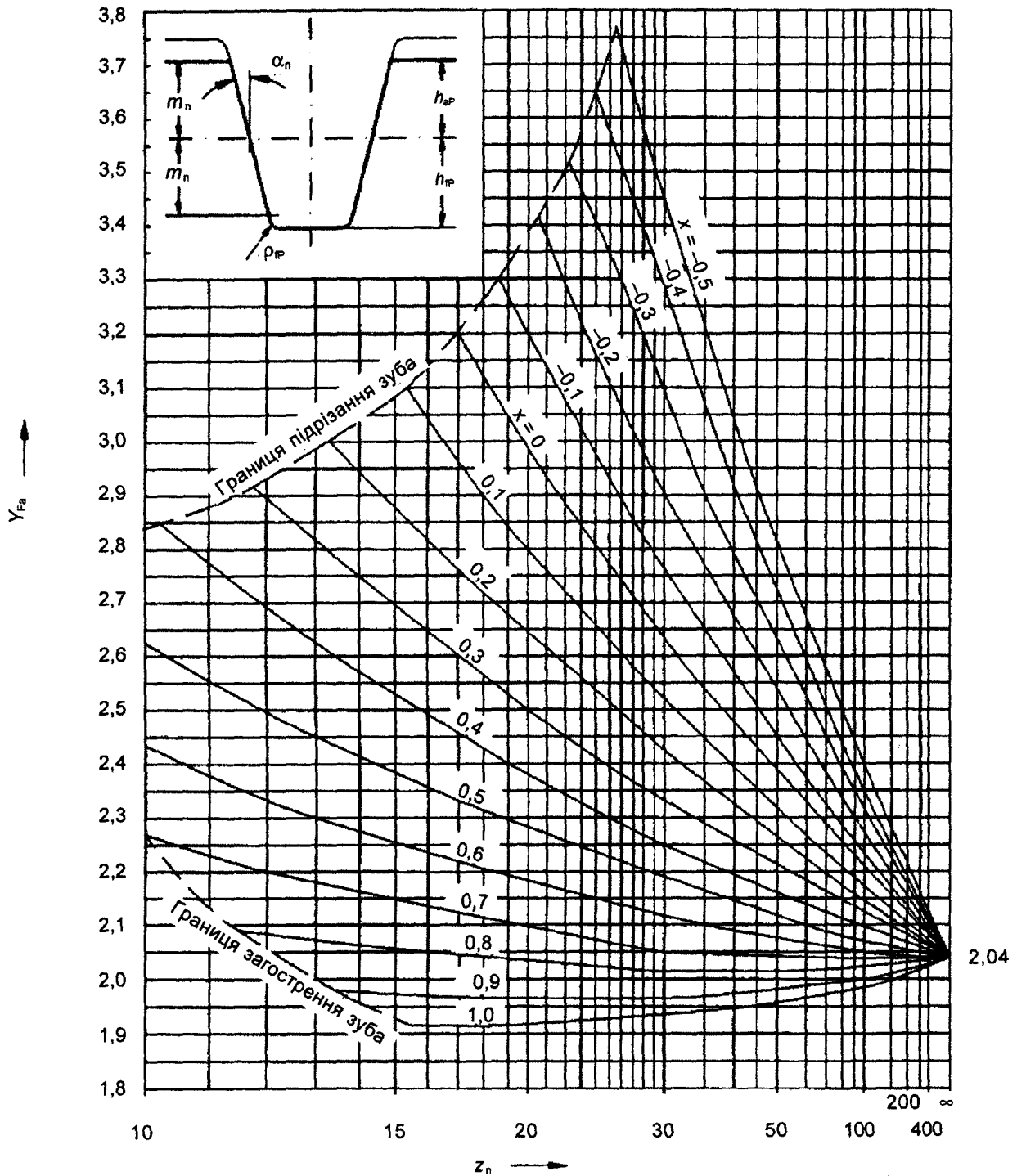
Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_f = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{fp} = 1,25m_n$; $h_{ap} = 1,0m_n$; $Y_{Fa} = 2,053$.

Рисунок 10 — Коефіцієнт форми зуба Y_{Fa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру:
 $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,25$; $\rho_{fp}/m_n = 0,3$



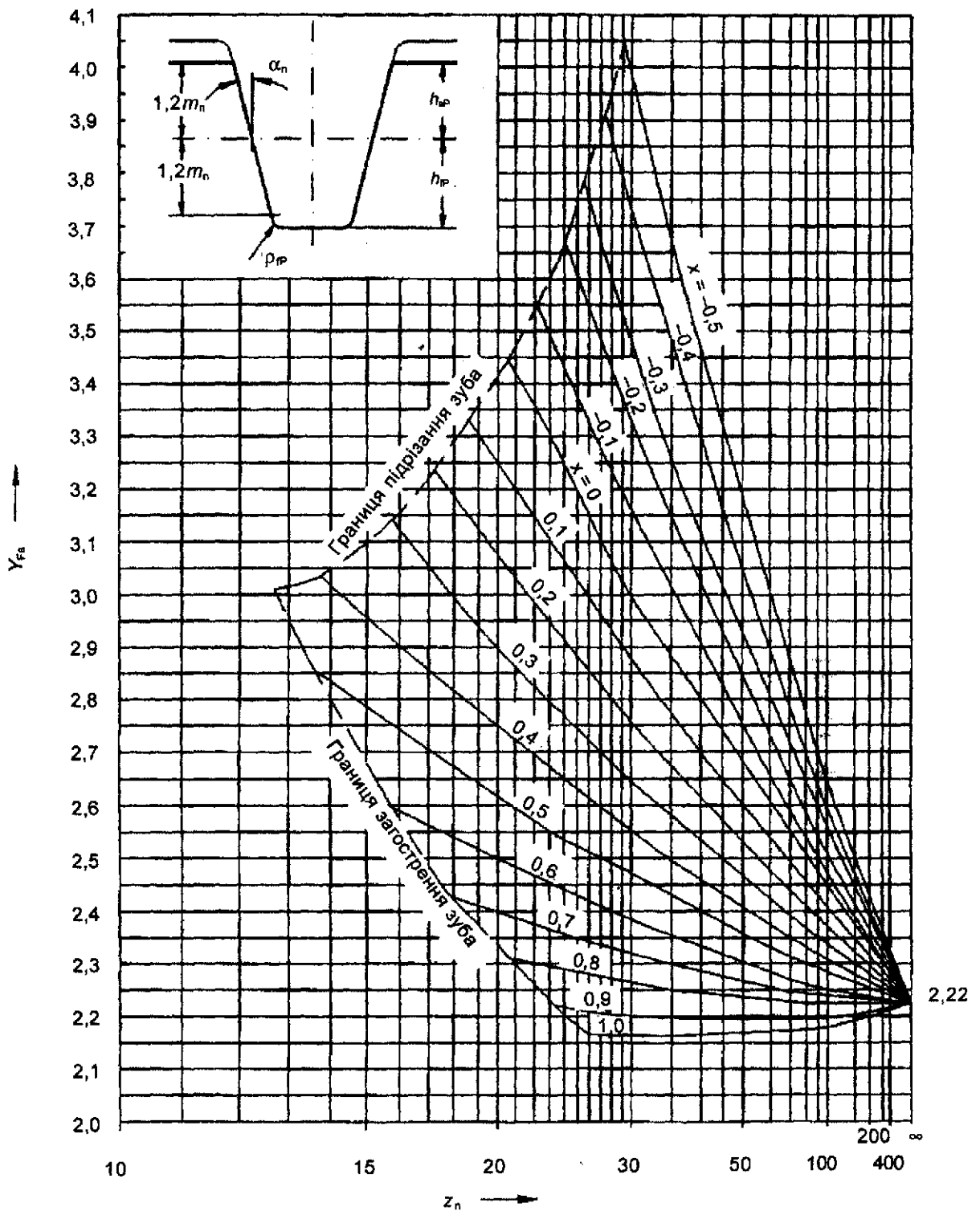
Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{FP} = 1,25m_n$; $h_{aP} = 1,0m_n$; $Y_{Fa} = 2,053$.

Рисунок 11 — Коефіцієнт форми зуба Y_{Fa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контура:
 $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{aP}/m_n = 1,0$; $h_{FP}/m_n = 1,25$; $\rho_{FP}/m_n = 0,375$



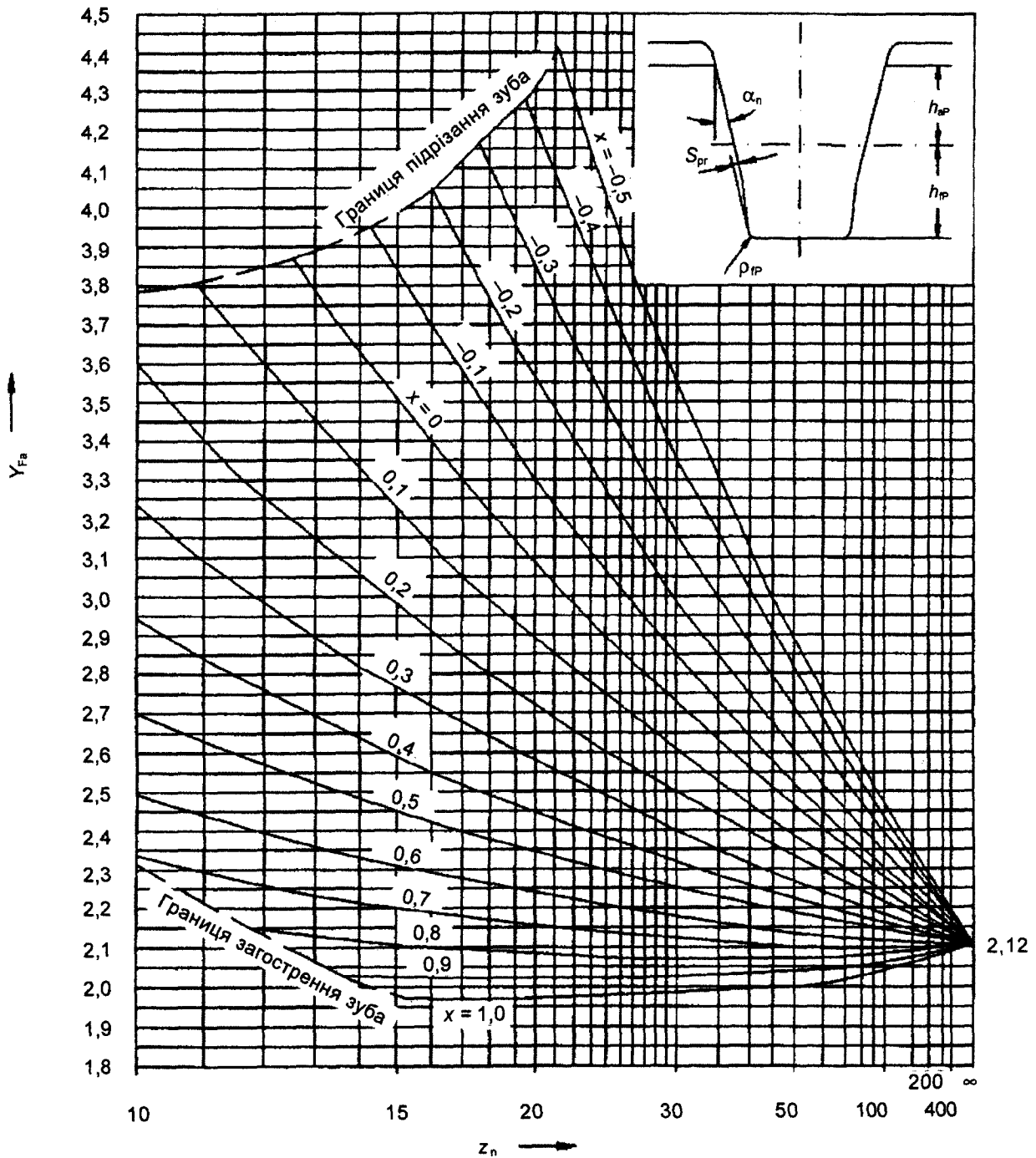
Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $r_f = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{fp} = 1,35m_n$; $h_{ap} = 1,0m_n$; $Y_{Fa} = 2,03$.

Рисунок 12 — Коефіцієнт форми зуба Y_{Fa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру:
 $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,35$; $\rho_{fp}/m_n = 0,3$



Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{aP} = 1,5m_n$; $h_{aP} = 1,2m_n$; $Y_{Fa} = 2,2$.

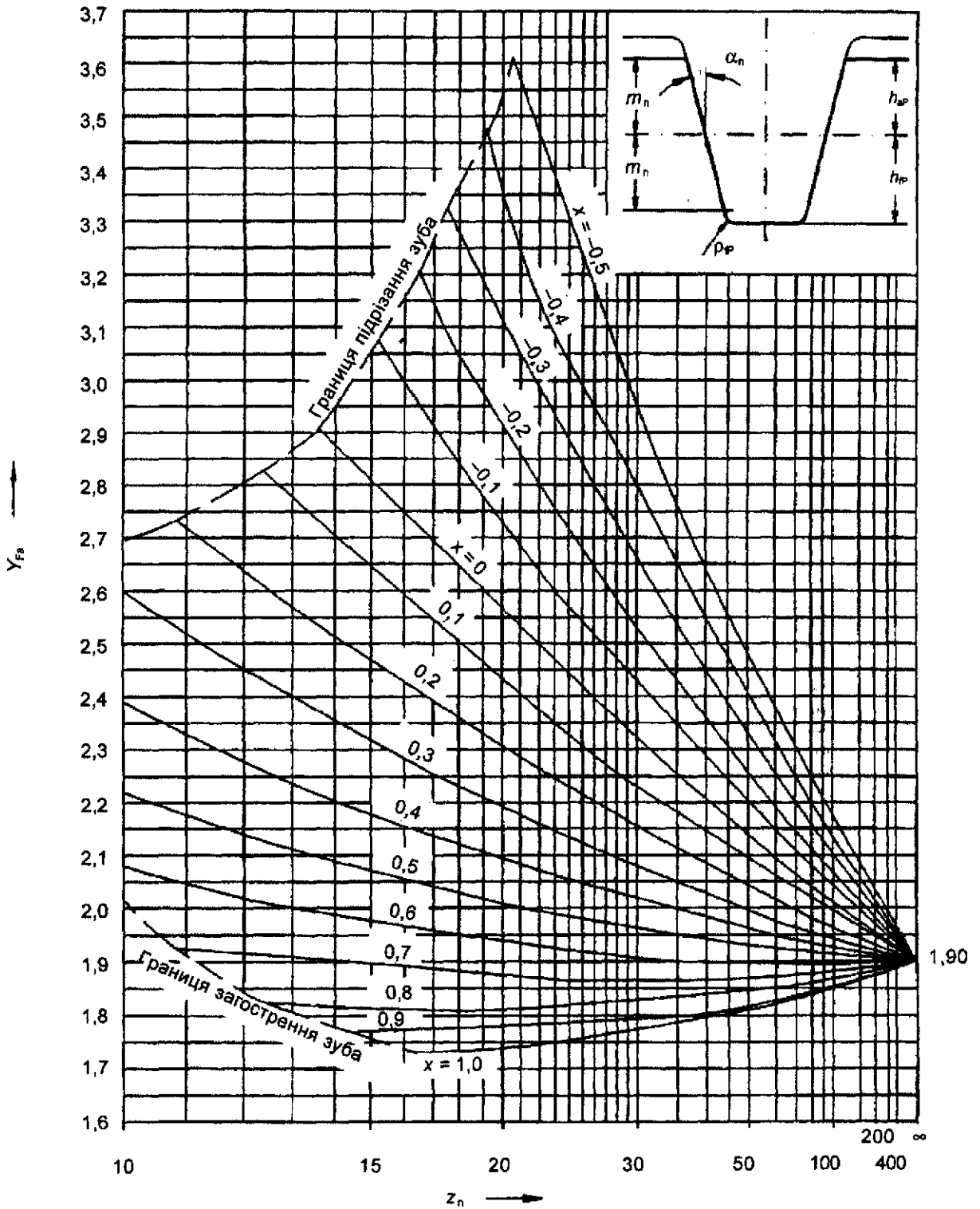
Рисунок 13 — Коефіцієнт форми зуба Y_{Fa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру:
 $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{aP}/m_n = 1,2$; $h_{dP}/m_n = 1,5$; $\rho_{dP}/m_n = 0,3$



Примітка 1. Немає даних для внутрішнього зачеплення (підрізання ніжки зуба).

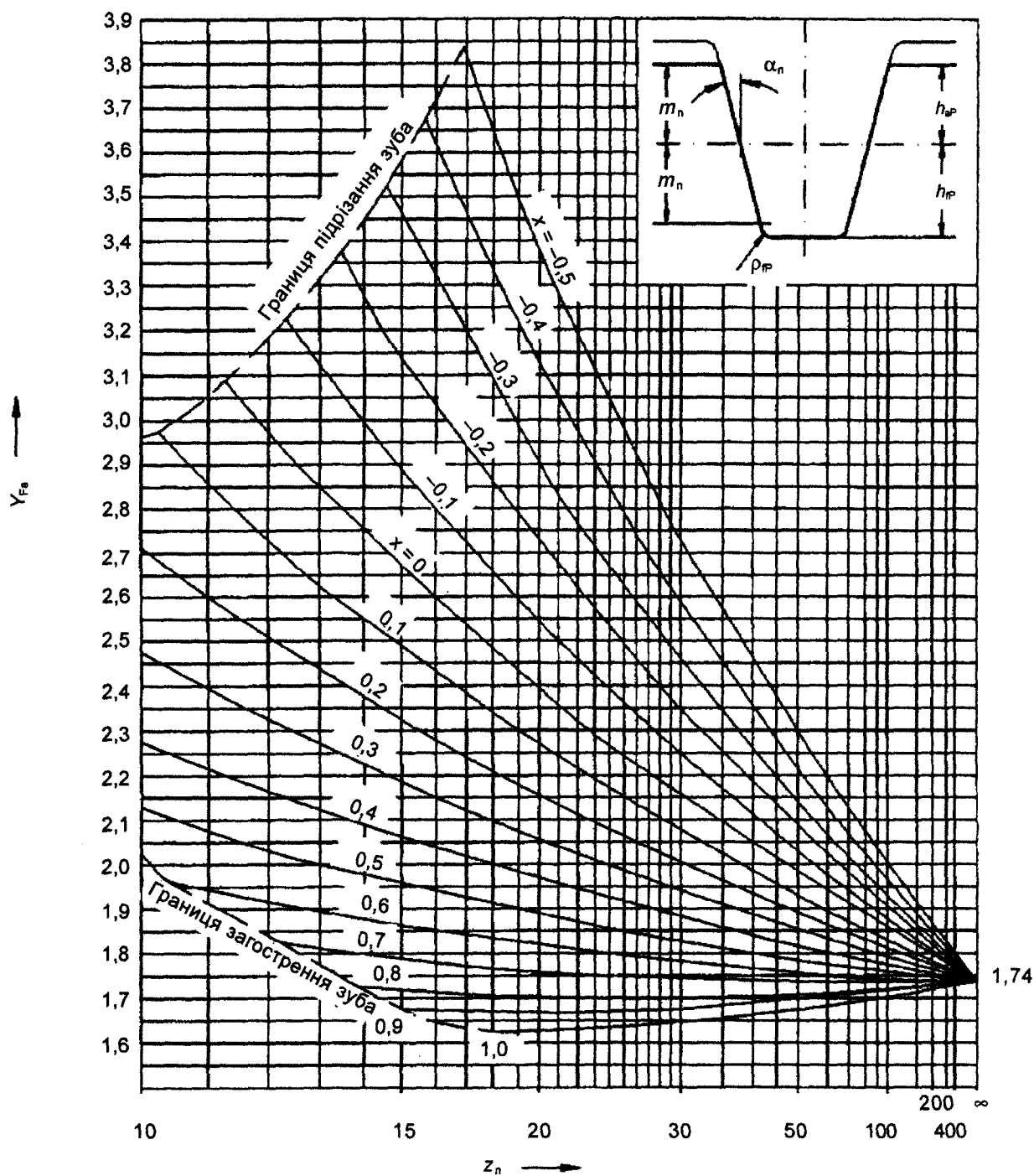
Примітка 2. Менші значення s_{pr} спільні з більшими модулями. Див. також рисунок 2.

Рисунок 14 — Коефіцієнт форми зуба Y_{Fa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контура:
 $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,4$; $\rho_{fp}/m_n = 0,4$; $s_{pr} = 0,02m_n$



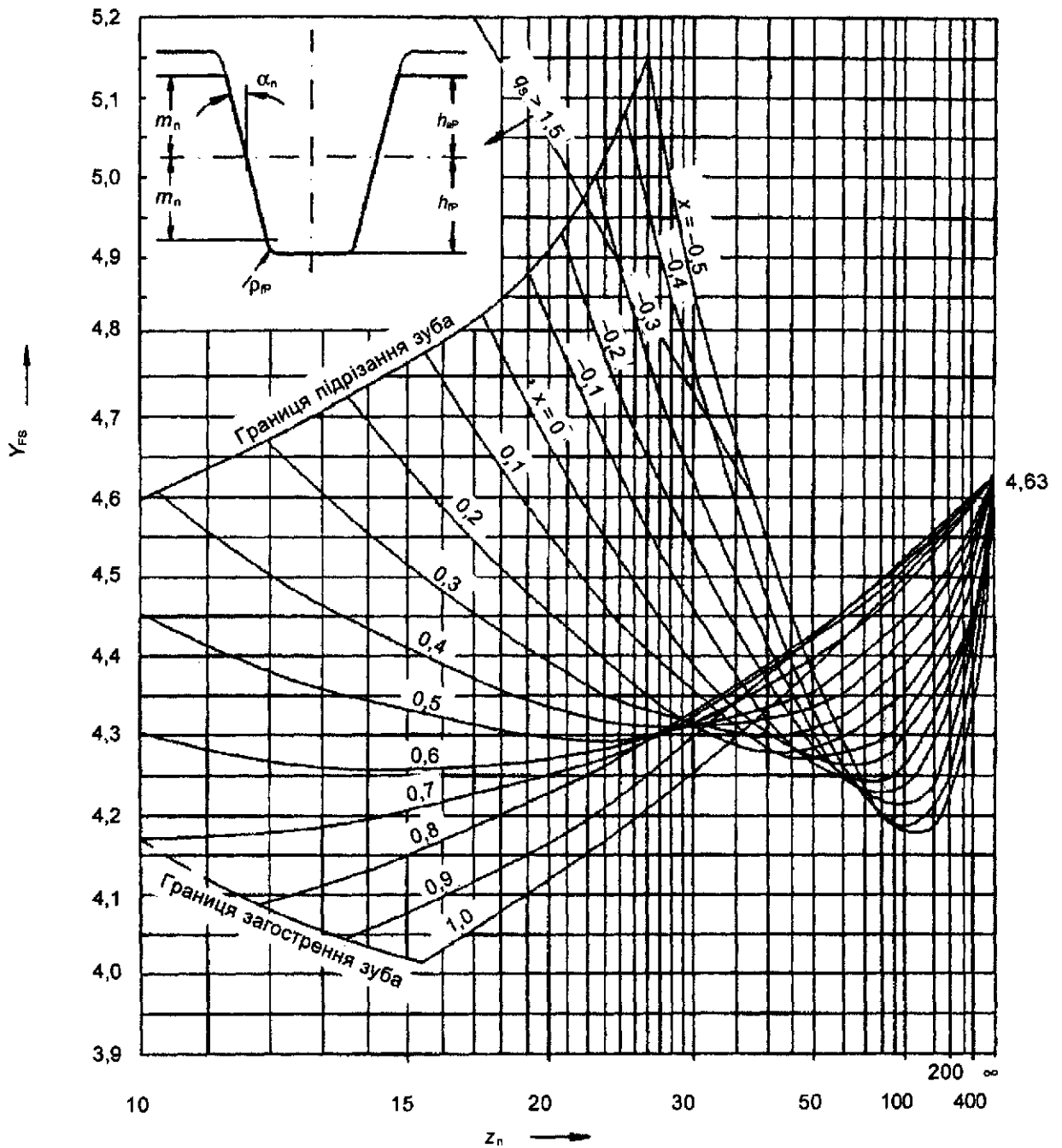
Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_f = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{fp} = 1,25m_n$; $h_{ap} = 1,0m_n$; $Y_{Fa} = 1,87$.

Рисунок 15 — Коефіцієнт форми зуба Y_{Fa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру:
 $\alpha_n = 22,5^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,25$; $\rho_{fp}/m_n = 0,4$



Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{FP} = 1,25m_n$; $h_{aP} = 1,0m_n$; $Y_{Fa} = 1,71$.

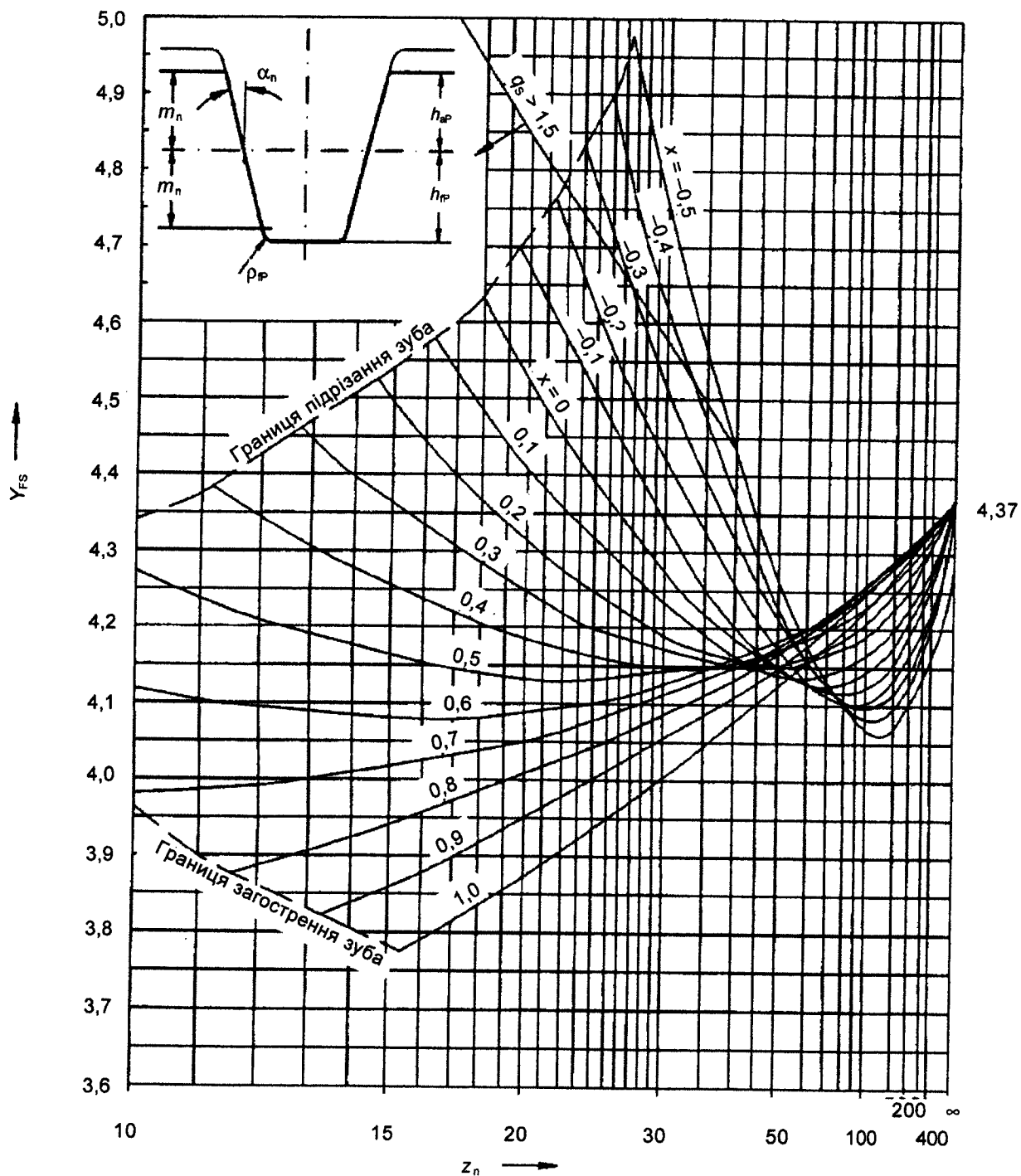
Рисунок 16 — Коефіцієнт форми зуба Y_{Fa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру:
 $\alpha_n = 25^\circ$; $h_{aP}/m_n = 1,0$; $h_{FP}/m_n = 1,25$; $\rho_{FP}/m_n = 0,318$



Примітка 1. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_F = 1,25m_n$; $h_{aF} = 1,0m_n$; $Y_{FS} = 5,44$.

Примітка 2. Для граничних значень q , див. розділ 11.

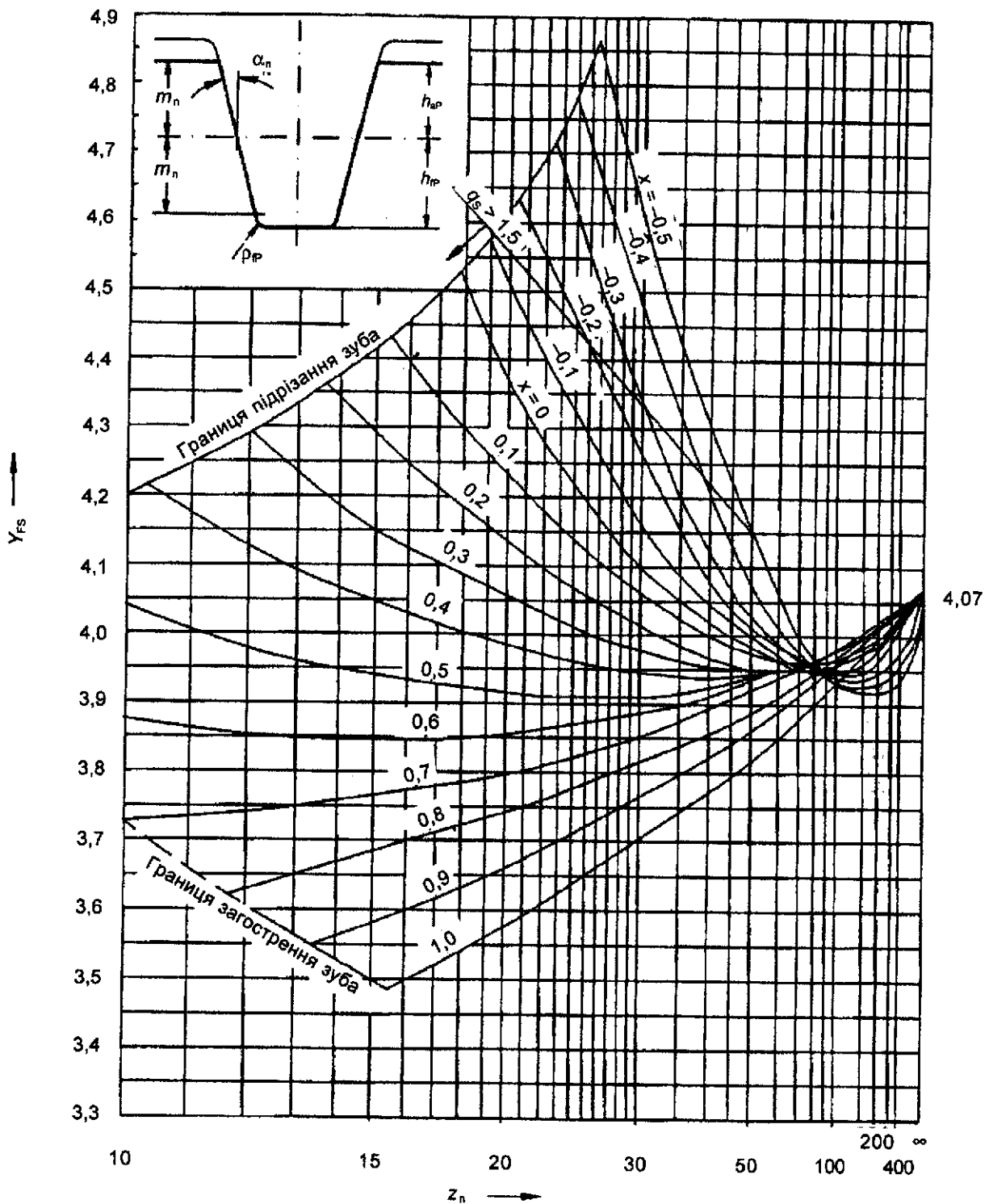
Рисунок 17 — Коефіцієнт вершини зуба Y_{FS} ($= Y_{Fa} Y_{sa}$) для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{aF}/m_n = 1,0$; $h_{FP}/m_n = 1,25$; $\rho_{FP}/m_n = 0,25$



Примітка 1. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{FP} = 1,25m_n$; $h_{AP} = 1,0m_n$; $Y_{FS} = 5,44$.

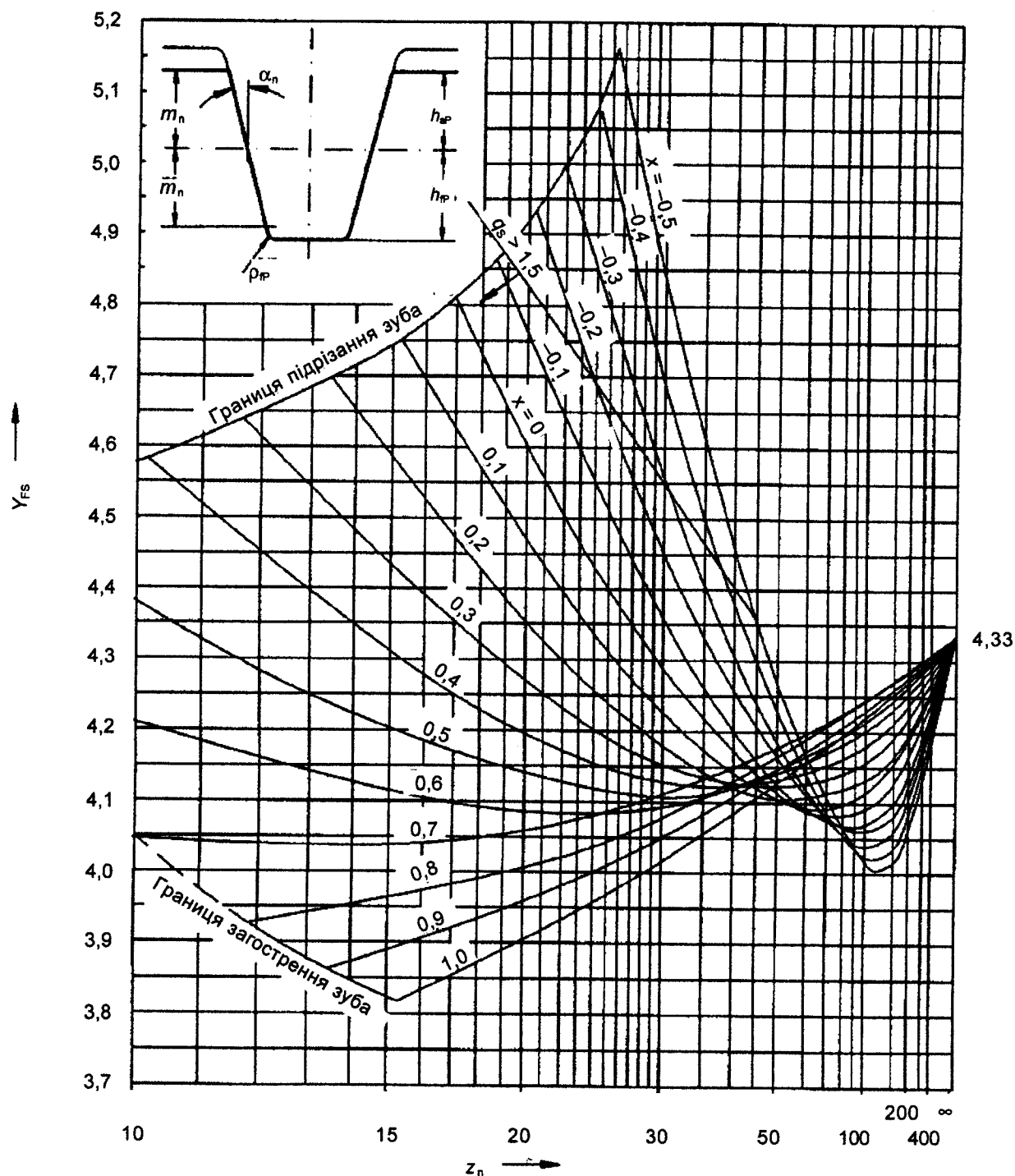
Примітка 2. Для граничних значень q_s див. розділ 11.

Рисунок 18 — Коефіцієнт вершини зуба Y_{FS} ($= Y_{Fa} Y_{Sa}$) для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{AP}/m_n = 1,0$; $h_{FP}/m_n = 1,25$; $\rho_{FP}/m_n = 0,3$



Примітка 1. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{FP} = 1,25m_n$; $h_{aP} = 1,0m_n$; $Y_{FS} = 5,44$.
 Примітка 2. Для граничних значень q , див. розділ 11.

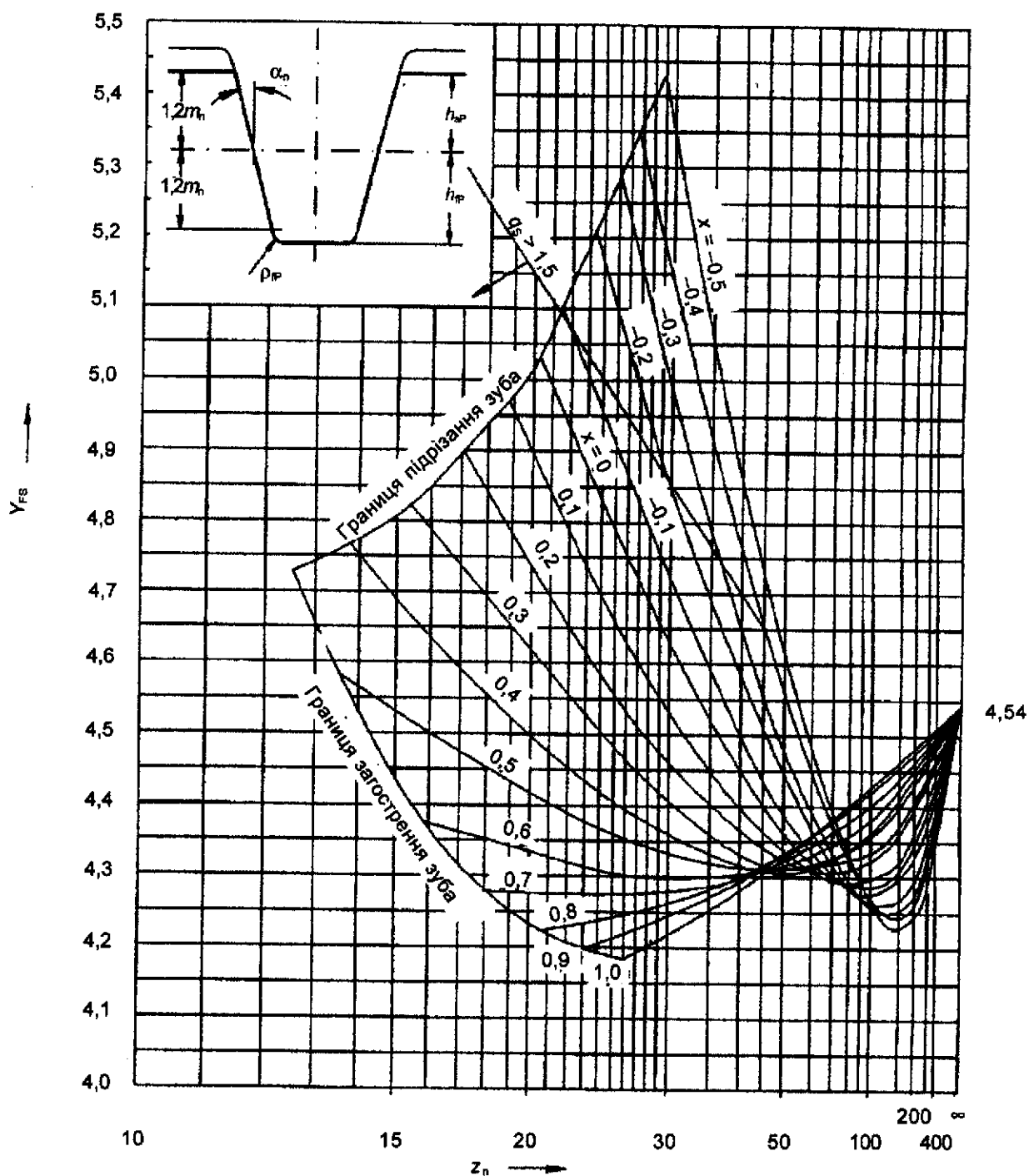
Рисунок 19 — Коефіцієнт вершини зуба Y_{FS} ($= Y_{Fa} Y_{Ga}$) для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{aP}/m_n = 1,0$; $h_{FP}/m_n = 1,25$; $\rho_{FP}/m_n = 0,375$



Примітка 1. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{FP} = 1,35m_n$; $h_{ap} = 1,0m_n$; $Y_{FS} = 5,35$.

Примітка 2. Для граничних значень q_s див. розділ 11.

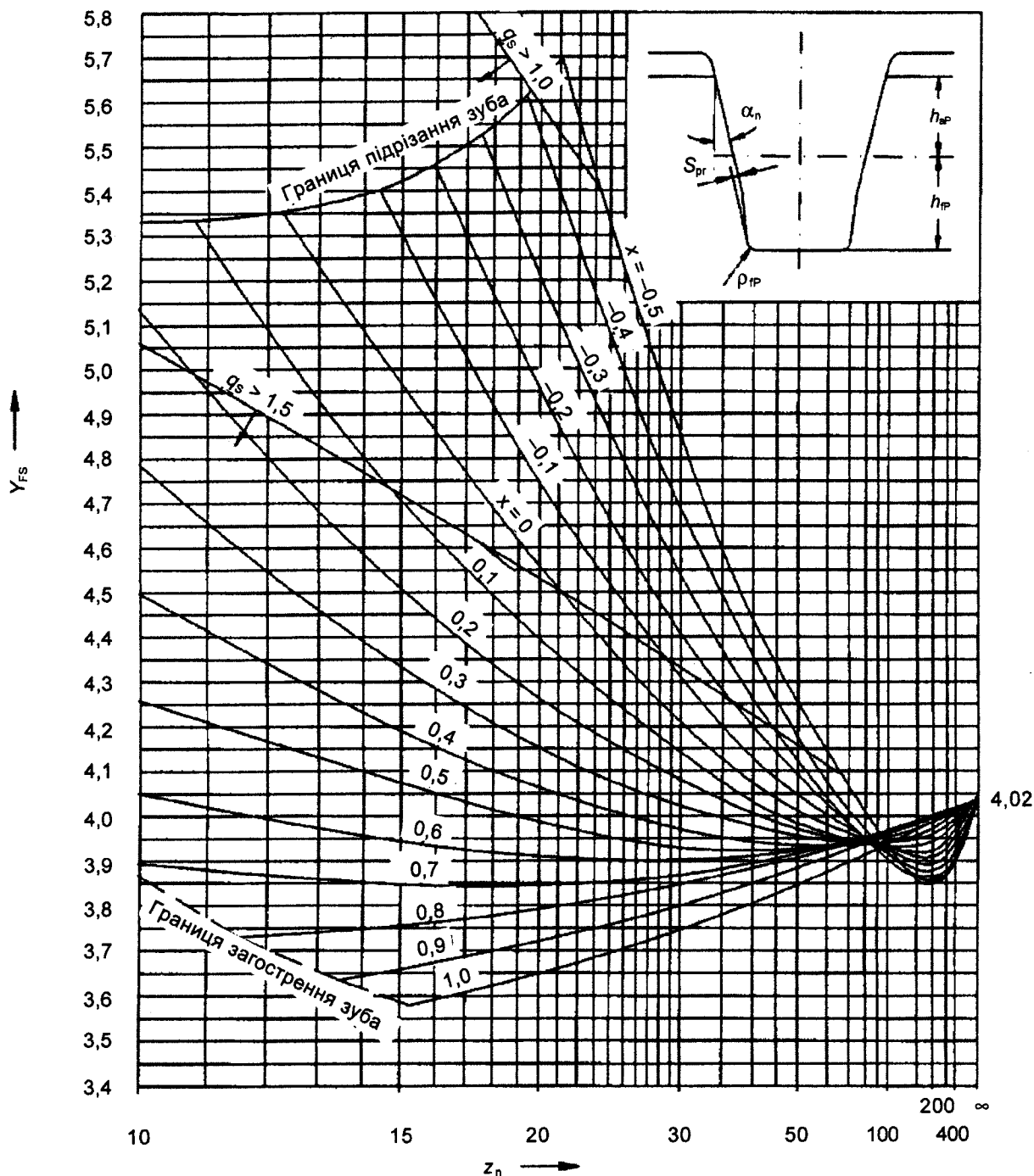
Рисунок 20 — Коефіцієнт вершини зуба Y_{FS} ($= Y_{Fa} Y_{Sa}$) для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,35$; $\rho_{fp}/m_n = 0,3$



Примітка 1. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{dp} = 1,5m_n$; $h_{ap} = 1,2m_n$; $Y_{Fs} = 5,54$.

Примітка 2. Для граничних значень q , див. розділ 11.

Рисунок 21 — Коефіцієнт вершини зуба Y_{Fs} ($= Y_{Fa} Y_{Sa}$) для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,2$; $h_{dp}/m_n = 1,5$; $\rho_F/m_n = 0,35$

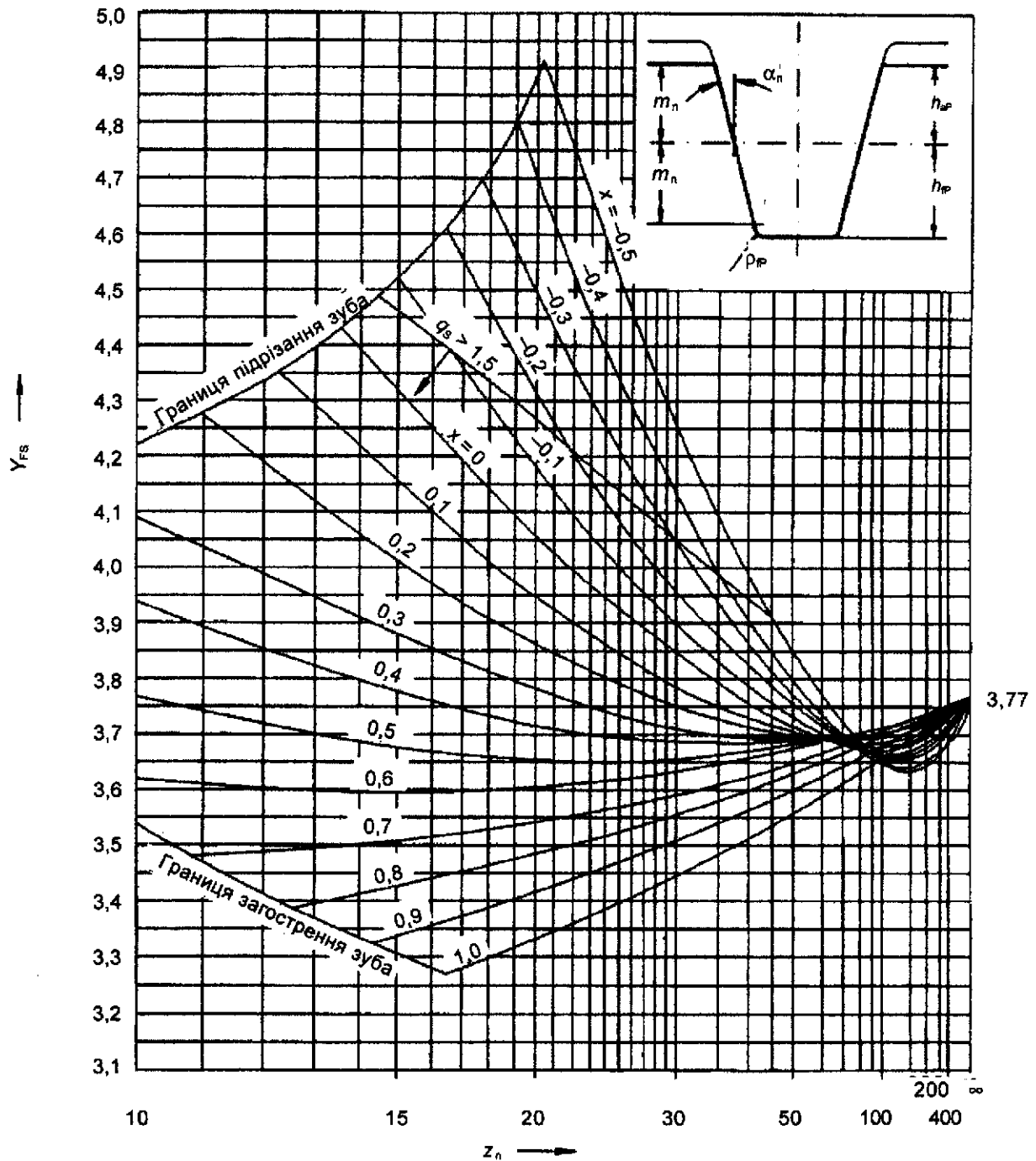


Примітка 1. Немає даних для внутрішнього зачеплення (підрізання ніжки зуба).

Примітка 2. Менші значення s_{pr} спільні з більшими модулями. Див. також рисунок 2.

Примітка 3. Для граничних значень q_s див. розділ 11.

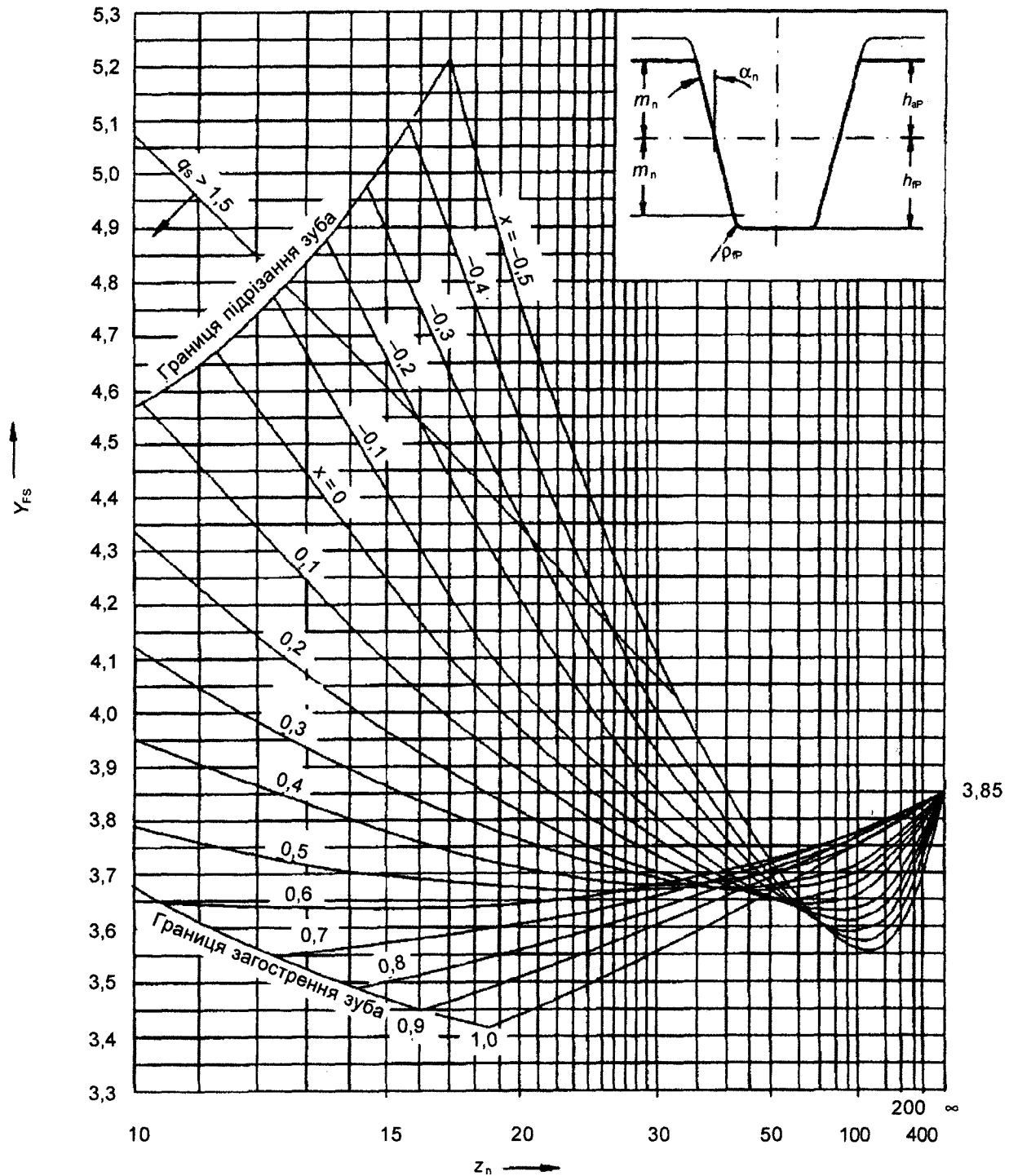
Рисунок 22 — Коефіцієнт вершини зуба Y_{FS} ($= Y_{Fa} Y_{Sa}$) для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,4$; $\rho_{pr}/m_n = 0,4$; $s_{pr} = 0,02 m_n$



Примітка 1. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_f = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{fp} = 1,25m_n$; $h_{ap} = 1,0m_n$; $Y_{FS} = 5,16$.

Примітка 2. Для граничних значень q_s див. розділ 11.

Рисунок 23 — Коефіцієнт вершини зуба Y_{FS} ($= Y_{Fa} Y_{Sa}$) для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 22,5^\circ$; $h_{fp}/m_n = 1,0$; $h_{ap}/m_n = 1,25$; $\rho_{fp}/m_n = 0,4$



Примітка 1. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{FP} = 1,25m_n$; $h_{AP} = 1,0m_n$; $Y_{FS} = 4,9$.

Примітка 2. Для граничних значень q_s див. розділ 11.

Рисунок 24 — Коефіцієнт вершини зуба Y_{FS} ($= Y_{Fa} Y_{Sa}$) для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 25^\circ$; $h_{AP}/m_n = 1,0$; $h_{FP}/m_n = 1,25$; $\rho_{FP}/m_n = 0,318$

6 ПОПРАВКОВІ КОЕФІЦІЄНТИ НАПРУЖЕНЬ Y_S І Y_{Sa}

6.1 Основні використання

Поправкові коефіцієнти напруження Y_S і Y_{Sa} використовуються, щоб перетворити номінальне напруження згинання в місцеве напруження згинання і цими коефіцієнтами враховується наступне:

а) ефект підсилення напруження зміни перерізу біля радіуса перехідної кривої при ніжці зуба⁴⁾;
 б) те оцінення правильної системи напружень у критичному перерізі ніжки зуба складніше, ніж представлене просте системне оцінення. Оцінка вказує, що інтенсивність місцевого напруження в ніжці зуба складається із двох компонентів: на один з них безпосередньо впливає значення моменту згинання, другий, що збільшується з близькістю до критичного перерізу визначального положення прикладання навантаження.

Y_S — це коефіцієнт для прикладання навантаження в зовнішній точці однопарного зачеплення (метод В), Y_{Sa} — це коефіцієнт для прикладання навантаження на вершині зуба (метод С). Див. 4.1 щодо принципів, припущень і застосувань методів В і С.

Нижченаведені формули базуються на даних, виведених із геометрії зовнішніх прямозубих передач з кутом зачеплення 20° вимірюванням і розрахунками, використовуючи методи кінцевих елементів і інтегральних рівнянь. Формули можна також використовувати, щоб отримати приблизні значення величин, що стосуються внутрішніх зубчастих коліс і коліс, що мають інші кути зачеплення.

Вищенаведені настанови стосуються прямозубих і косозубих коліс. Див. розділ 5 щодо пояснювальних приміток та інформації про розрахунок еквівалентної кількості зубців, доречних до косозубих коліс.

6.2 Поправковий коефіцієнт напружень Y_S : метод В

Розрахунок поправкового коефіцієнта напружень Y_S виконаний згідно з наступною формулою, яка чинна в діапазоні: $1 \leq q_s < 8$; позначення проілюстровані на рисунку 3.

$$Y_S = (1,2 + 0,13L) q_s^{\left[\frac{1}{1,2 + \frac{2,3}{L}} \right]}, \quad (48)$$

$$\text{де } L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} \quad (49)$$

з s_{Fn} — із формули (16) для зовнішніх зубчастих коліс, формули (31) для внутрішніх зубчастих коліс;

h_{Fe} — визначене за формулою (30) для зовнішніх зубчастих коліс і формулою (32) для внутрішнього зачеплення.

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F} \quad (50)$$

з ρ_F — із формули (17) для зовнішнього зачеплення і формули (34) для внутрішнього зачеплення.

Визначення Y_S графічними методами не властиве.

6.3 Поправковий коефіцієнт напружень Y_{Sa} : метод С

Подібно до Y_{Fa} (див. 5.3) застосовують тільки для зачеплення з коефіцієнтом торцевого перекриття $\varepsilon_{\alpha n} < 2$.

6.3.1 Графічні значення величин

Коефіцієнт Y_{Sa} для ряду поширених основних профілів вихідного контуру можна взяти з рисунків 25—32 як функцію еквівалентної кількості зубців z_n і коефіцієнта зміщення вихідного контуру x . Звертайтеся до 5.3.2.1 щодо заміток, що стосуються внутрішніх зубчастих коліс. Графічні криві були розраховані для повновисотних зубців без зрізання країв вершини зуба, що мають висоту основ-

⁴⁾ Див. 6.4 щодо методики, якої треба дотримуватися, коли є піднутрення для шліфування в перехідних кривих зуба.

ного вихідного контуру, використовуючи формули (51) і (52). Плече моменту згинання трохи менше для зубчастих передач зі зрізаними вершинами або краями вершин зубців, отже для таких передач схемні значення Y_{Sa} трохи завищені і характеристики навантажувальної здатності мають тенденцію відхилятися в бік безпечності.

Див. рисунок 8 щодо графічних величин z_n .

6.3.2 Визначання розраховуванням

Діапазон застосування формули (51): $1 \leq q_s < 8$. Y_{Sa} розраховують, використовуючи наступну формулу, яка виведена із формули (48) підстановкою h_{Fa} замість h_{Fe} :

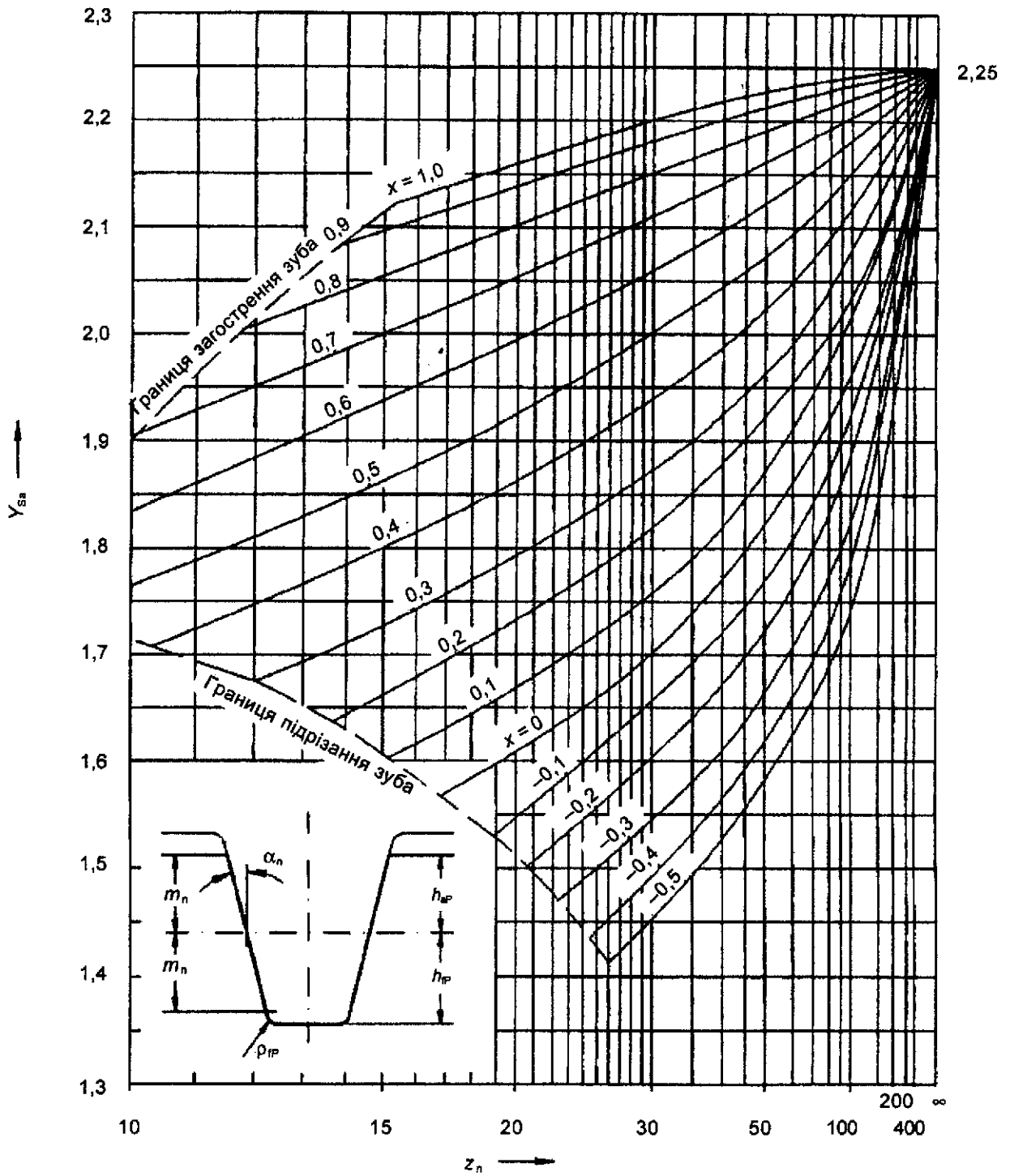
$$Y_{Sa} = (1,2 + 0,13L_a) q_s^{\left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_a}} \right]}, \quad (51)$$

$$\text{де } L_a = \frac{s_{Fn}}{h_{Fa}} \quad (52)$$

з s_{Fn} — із формули (16) для зовнішнього зачеплення і формули (31) для внутрішнього зачеплення;

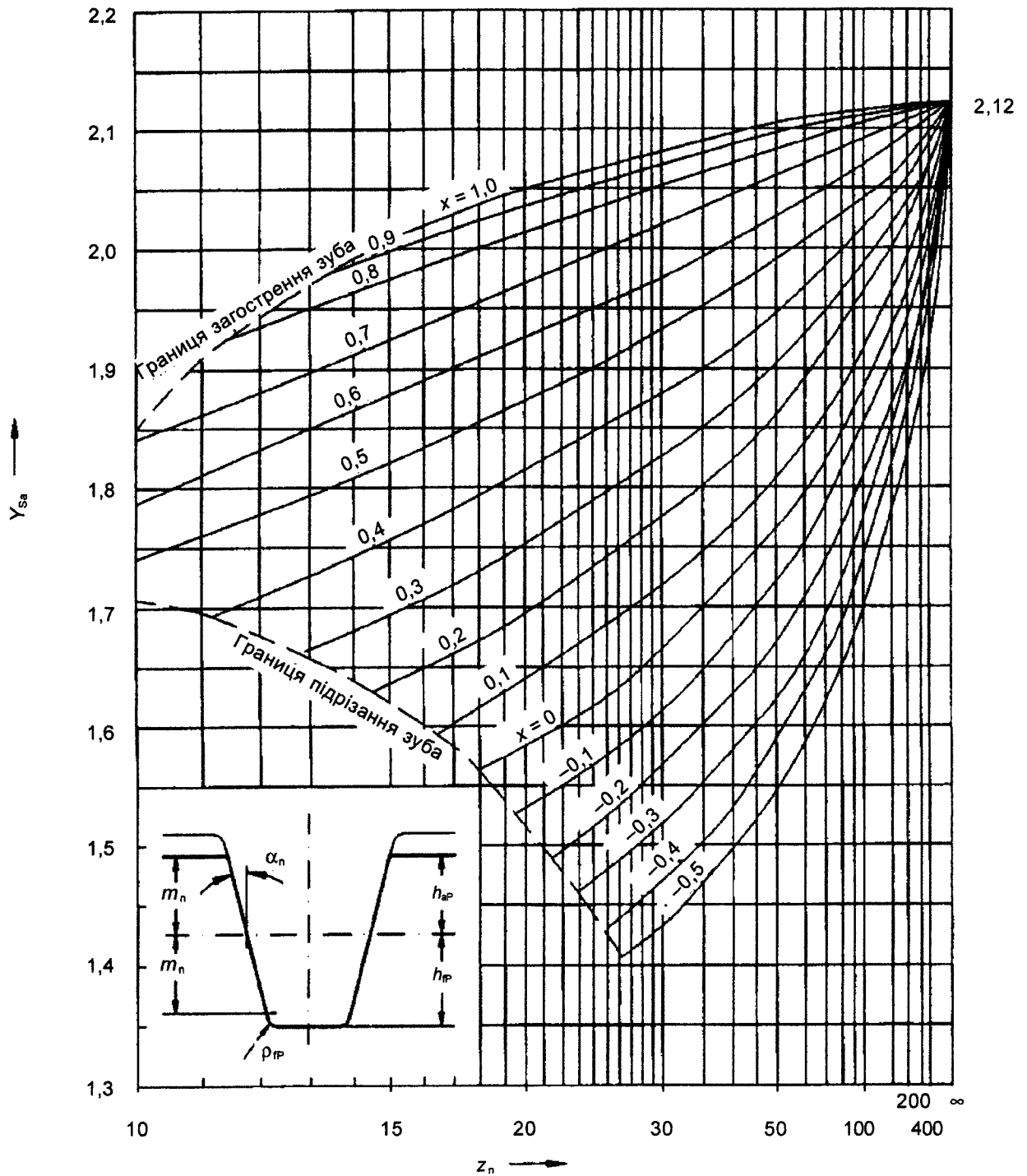
h_{Fa} — із формули (41) для зовнішнього зачеплення і формули (42) для внутрішнього зачеплення;

q_s — із формули (50).



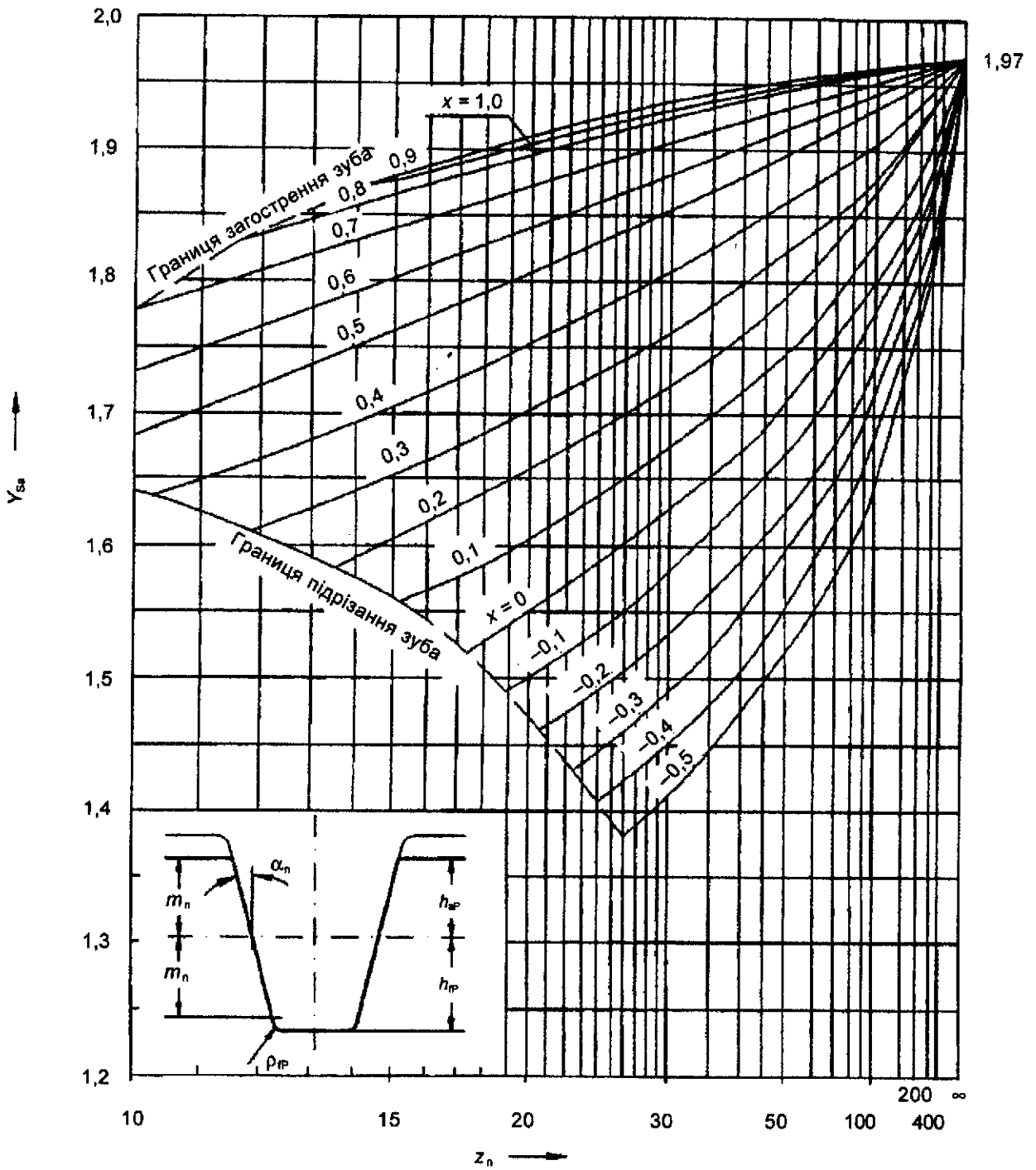
Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $r_f = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{fp} = 1,25m_n$; $h_{ap} = 1,0m_n$; $Y_{sa} = 2,65$.

Рисунок 25 — Поправковий коефіцієнт напружень Y_{sa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,25$; $r_{fp}/m_n = 0,25$



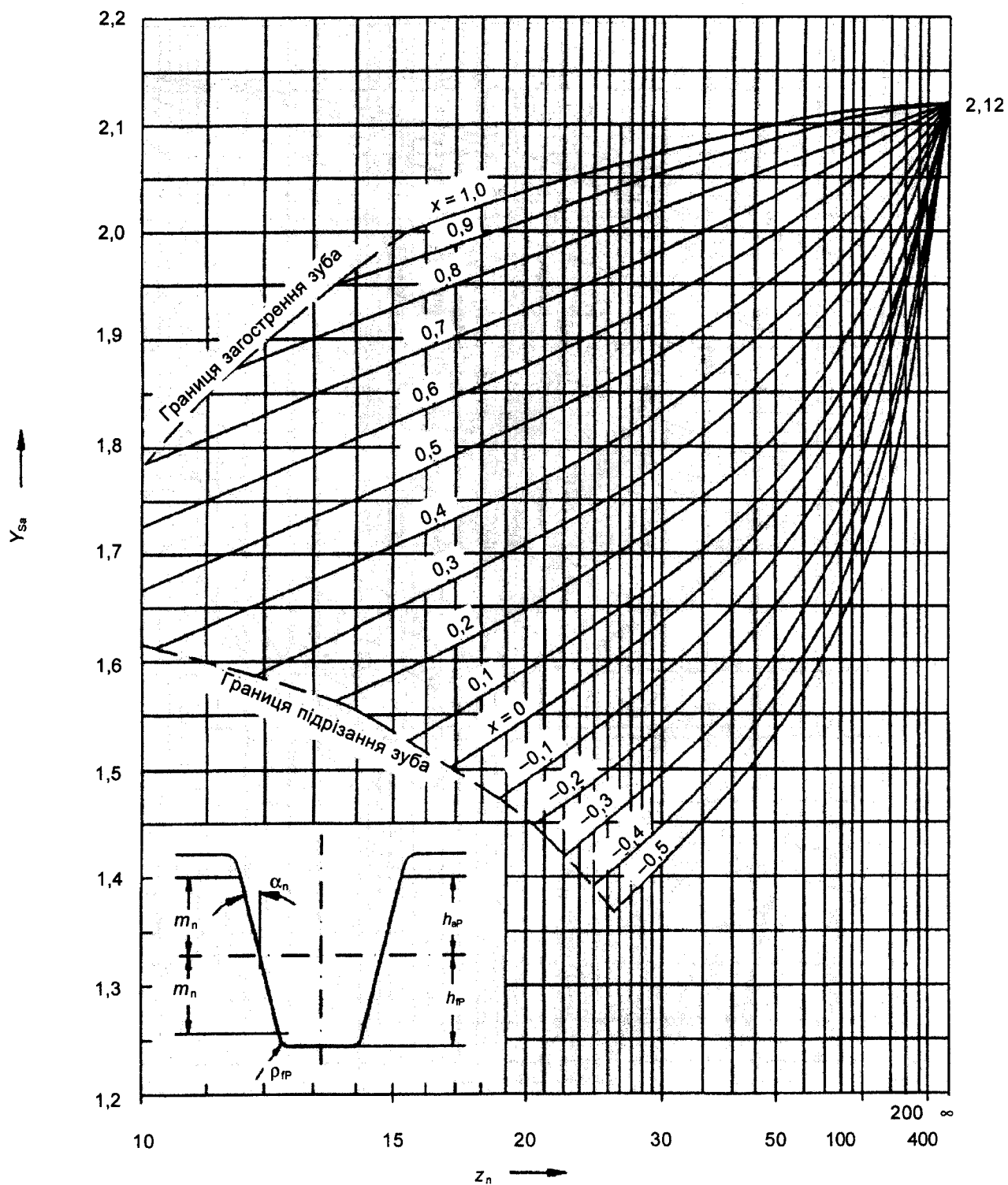
Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_f = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{fp} = 1,25m_n$; $h_{ap} = 1,0m_n$; $Y_{Sa} = 2,65$.

Рисунок 26 — Поправковий коефіцієнт напружень Y_{Sa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,25$; $\rho_{fp}/m_n = 0,3$



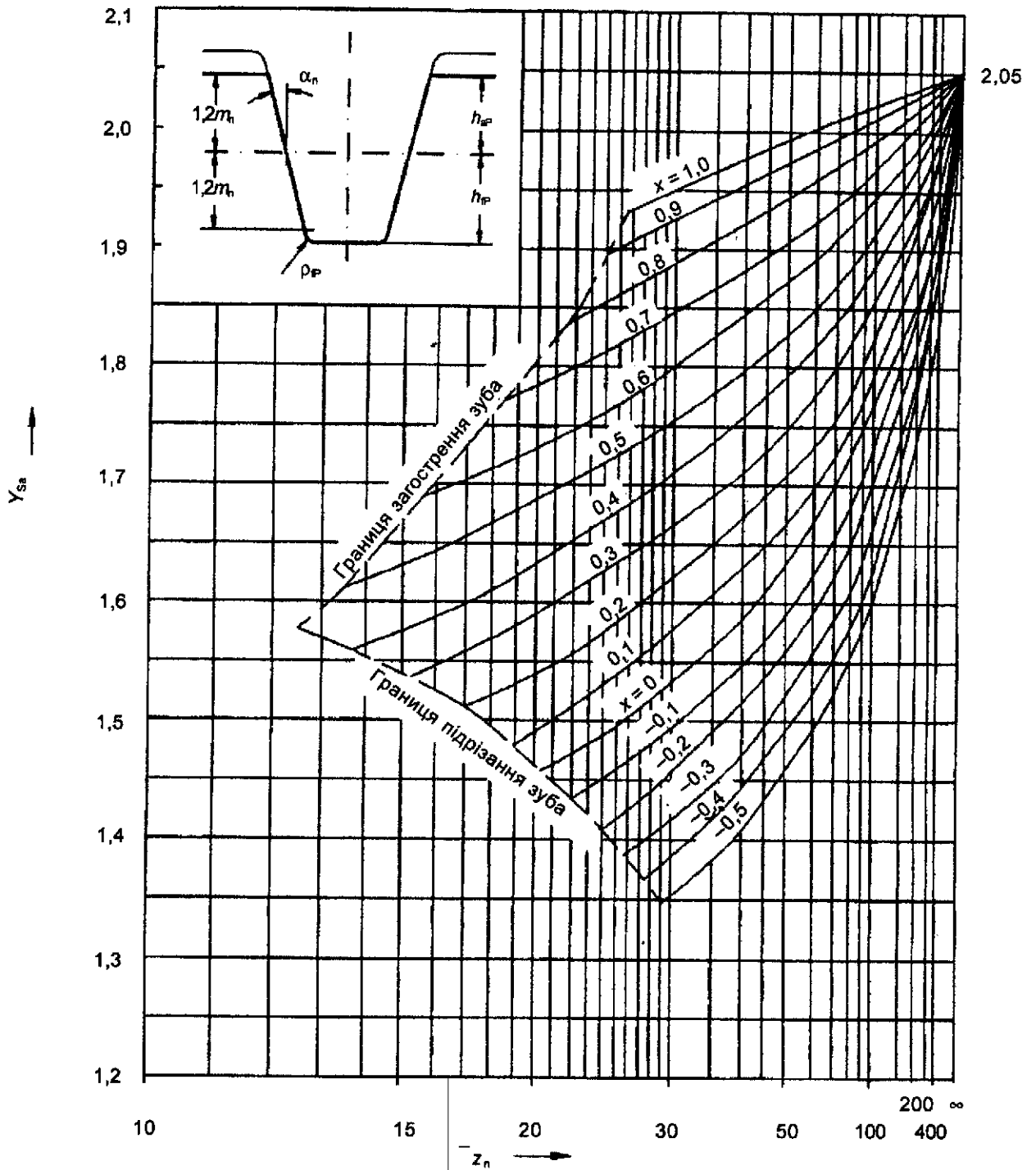
Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_f = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{fp} = 1,25m_n$; $h_{ap} = 1,0m_n$; $Y_{Sa} = 2,65$.

Рисунок 27 — Поправковий коефіцієнт напружень Y_{Sa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,25$; $\rho_{fp}/m_n = 0,375$



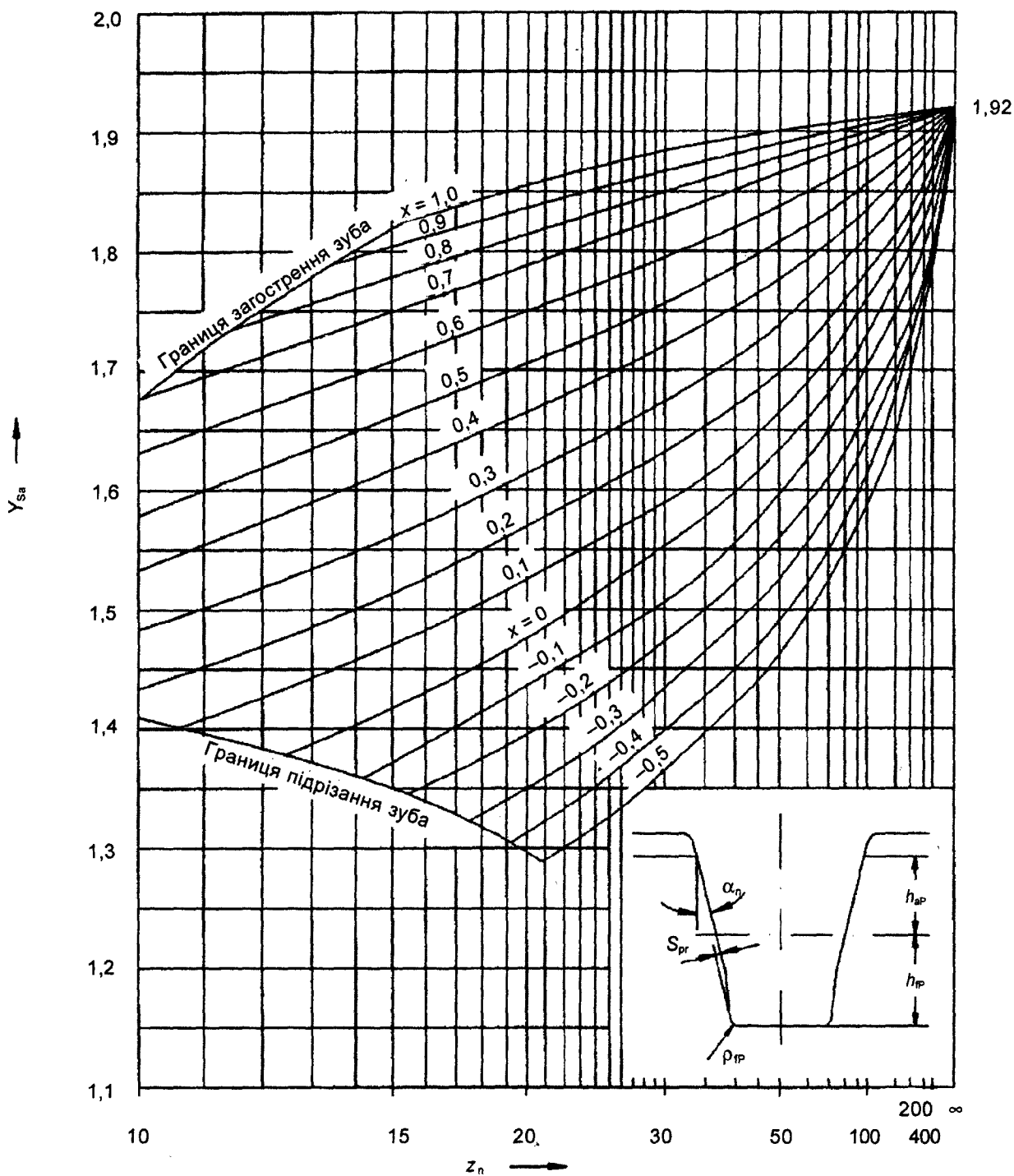
Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_F = 1,35m_n$; $h_{aF} = 1,0m_n$; $Y_{Sa} = 2,65$.

Рисунок 28 — Поправковий коефіцієнт напружень Y_{Sa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{aF}/m_n = 1,0$; $h_F/m_n = 1,35$; $\rho_F/m_n = 0,3$



Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_{fP} = 1,5m_n$; $h_{aP} = 1,2m_n$; $Y_{Sa} = 2,52$.

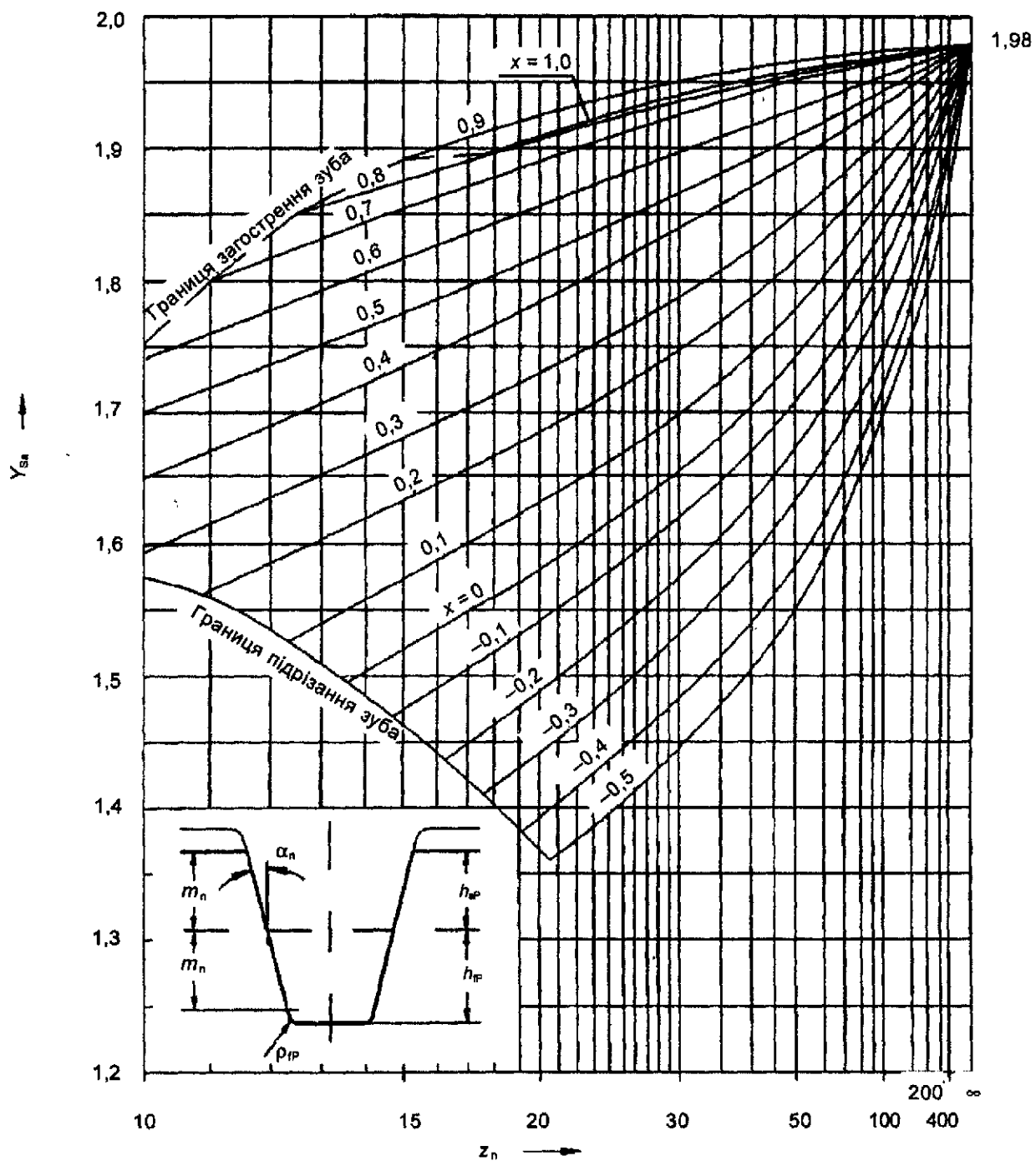
Рисунок 29 — Поправковий коефіцієнт напружень Y_{Sa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{aP}/m_n = 1,2$; $h_{fP}/m_n = 1,5$; $\rho_F/m_n = 0,3$



Примітка 1. Немає даних для внутрішнього зачеплення (підрізання ніжки).

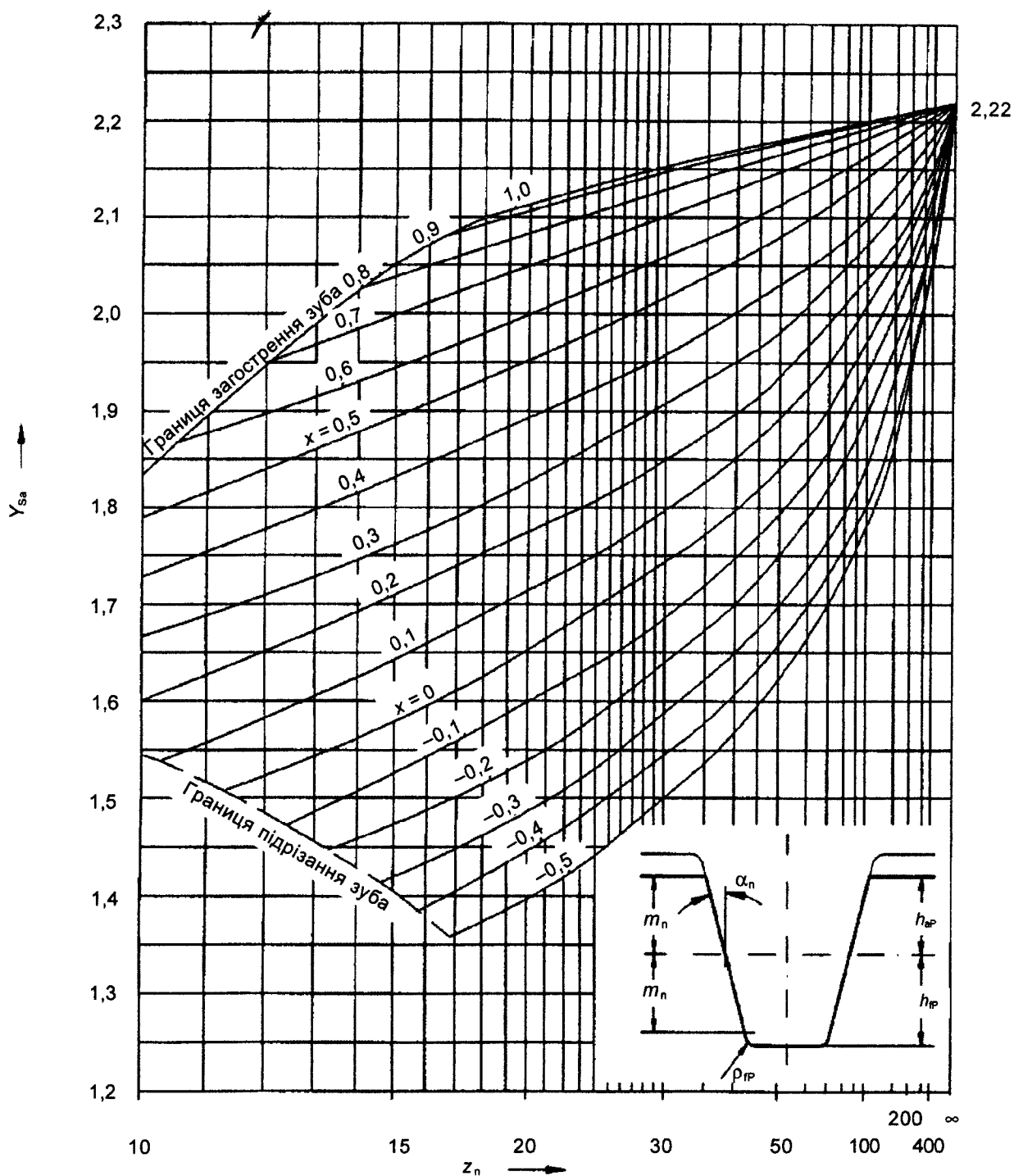
Примітка 2. Менші значення s_{pr} спільні з більшими модулями. Див. також рисунок 2.

Рисунок 30 — Поправковий коефіцієнт напружень Y_{Sa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{dp}/m_n = 1,4$; $\rho_{fp}/m_n = 0,4$; $s_{pr} = 0,02 m_n$



Примітка. Для внутрішнього зацеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_F = 1,25m_n$; $h_{aP} = 1,0m_n$; $Y_{Sa} = 2,76$.

Рисунок 31 — Поправковий коефіцієнт напружень Y_{Sa} для зовнішнього зацеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 22,5^\circ$; $h_{aP}/m_n = 1,0$; $h_{fP}/m_n = 1,25$; $\rho_{fP}/m_n = 0,4$

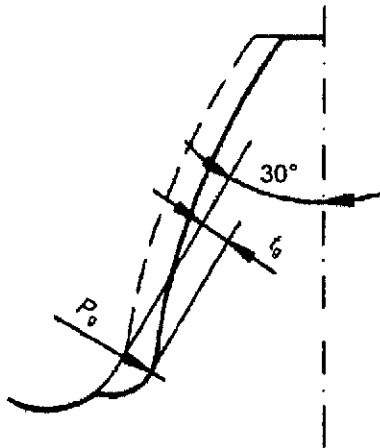


Примітка. Для внутрішнього зачеплення з $\rho_F = 0,15m_n$ (формула 34) і висотою зуба $h_p = 1,25m_n$; $h_{ap} = 1,0m_n$; $Y_{Sa} = 2,87$.

Рисунок 32 — Поправковий коефіцієнт напружень Y_{Sa} для зовнішнього зачеплення з основним профілем вихідного контуру: $\alpha_n = 25^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_p/m_n = 1,25$; $\rho_{fp}/m_n = 0,318$

6.4 Поправкові коефіцієнти напружень для зубчастих передач з піднутреннями в перехідних кривих⁵⁾

Піднутрення, таке як піднутрення для шліфування в перехідній кривій зубчастого колеса близько критичного перерізу, звичайно породжує рівень концентрації напруження, що перевищує напруження в перехідній кривій і таким чином поправковий коефіцієнт напружень відповідно більший. Непогана оцінка Y_{Sg} , отримана із формули (53), може бути підставлена для Y_S , подібно Y_{Sag} із формули (54) може бути підставлено для Y_{Sa} , див. рисунок 33.



$$Y_{Sg} = \frac{1,3Y_S}{1,3 - 0,6\sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}}}; \quad (53)$$

$$Y_{Sag} = \frac{1,3Y_{Sa}}{1,3 - 0,6\sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}}}; \quad (54)$$

чинно для $0 < \sqrt{\frac{t_g}{\rho_g}}$.

Вплив піднутрення для шліфування менший від того, що зазначений у формулі (53) або (54), коли піднутрення знаходиться понад контактною точкою 30-градусної дотичної.

Y_{Sg} і Y_{Sag} також враховують зменшення товщини ніжки зуба.

Рисунок 33 — Розміри піднутрення

Глибокі піднутрення в перехідних кривих поверхнево-прогартованих сталевих зубчастих колесах серйозно зменшують міцність на згинання їх зубців.

6.5 Поправковий коефіцієнт напружень Y_{St} стандартних базових випробуваних зубчастих коліс⁶⁾

Граничні значення напруження згинання для матеріалів, які наведені в ISO 6336-5, були виведені з результатів випробувань стандартних базових випробовуваних зубчастих коліс, для яких $Y_{St} = 2,0$, або результати випробувань були перераховані до цієї величини.

7 КОЕФІЦІЄНТ, ЩО ВРАХОВУЄ ВПЛИВ ПЕРЕКРИТТЯ ЗУБЦІВ Y_e

Y_e треба визначати тільки для номінального напруження згинання σ_{F0-C} , використовуючи метод С.

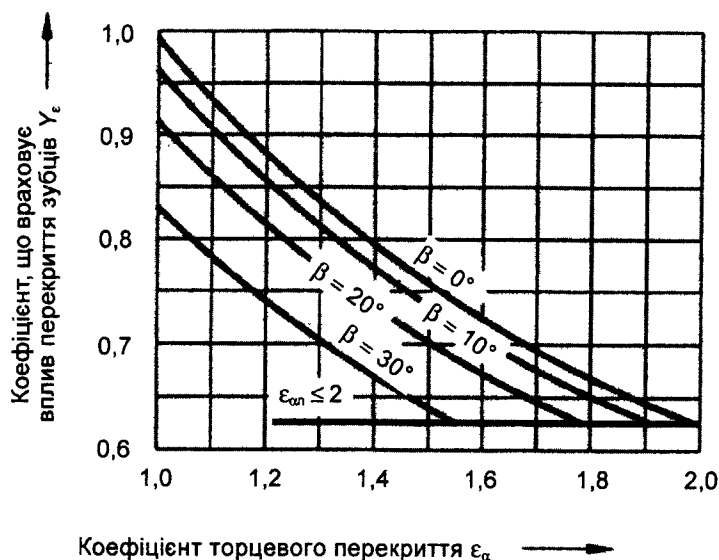
Напруження розраховують, використовуючи коефіцієнт форми зуба Y_{Fa} і поправковий коефіцієнт напружень Y_{Sa} за прикладення навантаження на вершині зуба, перетворюють за допомогою Y_e приблизно до того значення, що властиве визначальному положенню прикладення навантаження, тобто зовнішній точці однопарного зачеплення⁶⁾.

7.1 Графічні значення величини

Y_e можна взяти з рисунка 34 як функцію коефіцієнта торцевого перекриття ε_α і кута нахилу лінії зуба β .

⁵⁾ Plüchner, O; Kamenski, A. *Spannungskonzentration von Kerben im Kerbrand*, Konstruktion 24 (1972), pp. 127—134.

⁶⁾ Будь-яке зменшення коефіцієнта перекриття внаслідок зрізання вершин або зняття фасок знехтуване. Див. 5.3.1.1 щодо подальшої інформації.

Рисунок 34 — Коефіцієнт, що враховує вплив перекриття зубців (згинання) Y_ϵ для $\alpha_n = 20^\circ$

7.2 Визначання розраховуванням

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_{\alpha n}}, \quad (55)$$

де $\epsilon_{\alpha n}$ виведено з формули (21).

8 КОЕФІЦІЄНТ, ЩО ВРАХОВУЄ ВПЛИВ НАХИЛУ ЛІНІЇ ЗУБА Y_β

Напруження згинання еквівалентної прямозубої передачі, розраховане як попереднє значення, перетворюється за допомогою коефіцієнта нахилу Y_β в напруження, що відповідає косозубій передачі. За цим способом враховується похила орієнтація ліній контакту зачеплення (менше напруження згинання).

8.1 Графічні значення величин

Y_β можна взяти з рисунка 35 як функцію кута нахилу лінії зуба β і коефіцієнта осьового перекриття ϵ_β .

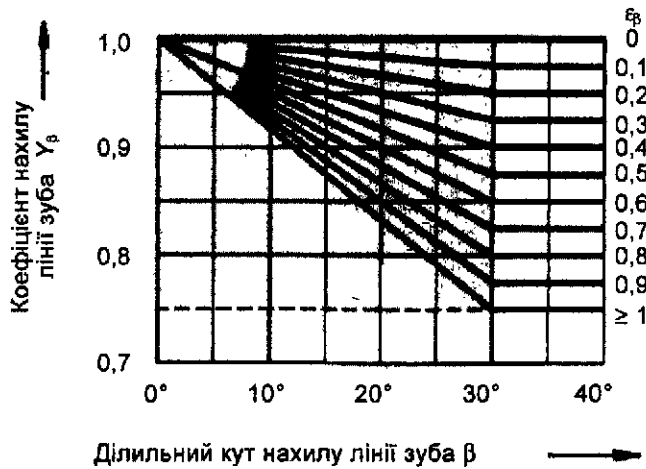
8.2 Визначання розраховуванням

Коефіцієнт Y_β можна розрахувати, використовуючи формулу (56), яка узгоджується з кривими, проілюстрованими на рисунку 35.

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ}, \quad (56)$$

де β — дільний кут нахилу лінії зуба, в градусах.

Значення 1,0 підставляється для ϵ_β , коли $\epsilon_\beta > 1,0$, і 30° підставляється для β , коли $\beta > 30^\circ$.

Рисунок 35 — Коефіцієнт нахилу лінії зуба Y_β

9 БАЗОВЕ НАПРУЖЕННЯ ЗГИНАННЯ

Див. 4.2 щодо загальних приміток з визначення граничних значень напружень згинання. Метод А узгоджується з визначенням базового напруження згинання, як описано в 4.2.1 а).

9.1 Базове напруження зі значеннями $\sigma_{F \lim}$ і σ_{FE} для методів В, С і (D)

Див. 4.2.1 b) і 4.2.2 щодо інформації. Див. формулу (4) для визначення $\sigma_{F \lim}$ і σ_{FE} . ISO 6336-5 подає інформацію, виведену з результатів випробовування стандартних базових зубчастих коліс, про значення $\sigma_{F \lim}$ і σ_{FE} для найбільш застосовних матеріалів зубчастих коліс, процесів термооброблення і впливу якості матеріалу на значення цих величин. ISO 6336-5 охоплює також вимоги до ступенів якості ML, MQ, ME і MX, що стосуються матеріалу і термооброблення. Звичайно для зубчастих передач вибирають ступінь якості матеріалу MQ, якщо інакше не обумовлено.

9.2 Базове напруження зі значеннями $\sigma_{k \lim}$ і $\sigma_{p \lim}$ для методів В_k, С_k, (D_k) і В_p, С_p і (D_p)

Звертайтеся до 4.2.1 d) і e) щодо інформації про значення цих величин. Значення напруження згинання $\sigma_{k \lim}$ і $\sigma_{p \lim}$ виводяться із результатів випробувань на пульсаторі згинання зразків з піднутренням або гладеньких, або можуть бути знайдені в літературі.

10 КОЕФІЦІЄНТ ДОВГОВІЧНОСТІ Y_{NT}

Коефіцієнт довговічності Y_{NT} враховує найвище напруження згинання, яке може бути допустиме для обмеженої довговічності (кількості циклів навантаження) в порівнянні з допустимим напруженням при $3 \cdot 10^6$ циклах.

Головні чинники впливу:

- матеріал і термооброблення (див. ISO 6336-5);
- кількість циклів навантаження (строк служби) N_L ;
- критерії відмови;
- необхідна плавність роботи;
- чистота матеріалу зубчастого колеса;
- пружність матеріалу й ударна в'язкість;
- залишкове напруження.

Для цілей цієї частини стандарту кількість циклів навантаження N_L визначено як кількість контактів зачеплення під навантаженням зуба аналізованого зубчастого колеса. Допустимі значення напруження встановлюються для $3 \cdot 10^6$ циклів навантаження зуба за 99-відсотковою надійністю.

Значення Y_{NT} , що дорівнює одиниці, можна використовувати, якщо це виправдано досвідом, понад $3 \cdot 10^6$ циклів. Проте повинно бути обмірковане використання оптимальної якості матеріалу і виготовлення з вибором придатного коефіцієнта безпеки.

10.1 Коефіцієнт довговічності Y_{NT} : метод А

Крива S—N або крива пошкоджень, виведена з точних копій фактичного зубчастого колеса, визначальна для встановлення обмеженої довговічності. Через те, що за таких обставин коефіцієнти $Y_{\delta \text{ rel } T}$, $Y_{R \text{ rel } T}$ і Y_X в дійсності вже включені в криві S—N або пошкоджень, то значення 1,0 підставляється для цих коефіцієнтів під час розраховування допустимого напруження.

10.2 Коефіцієнт довговічності Y_{NT} : метод В

Для цього методу коефіцієнт довговічності Y_{NT} стандартного базового випробуваного зубчастого колеса використовується як допомога в оціненні допустимого напруження для обмеженої довговічності або ймовірності відмови (див. 4.2).

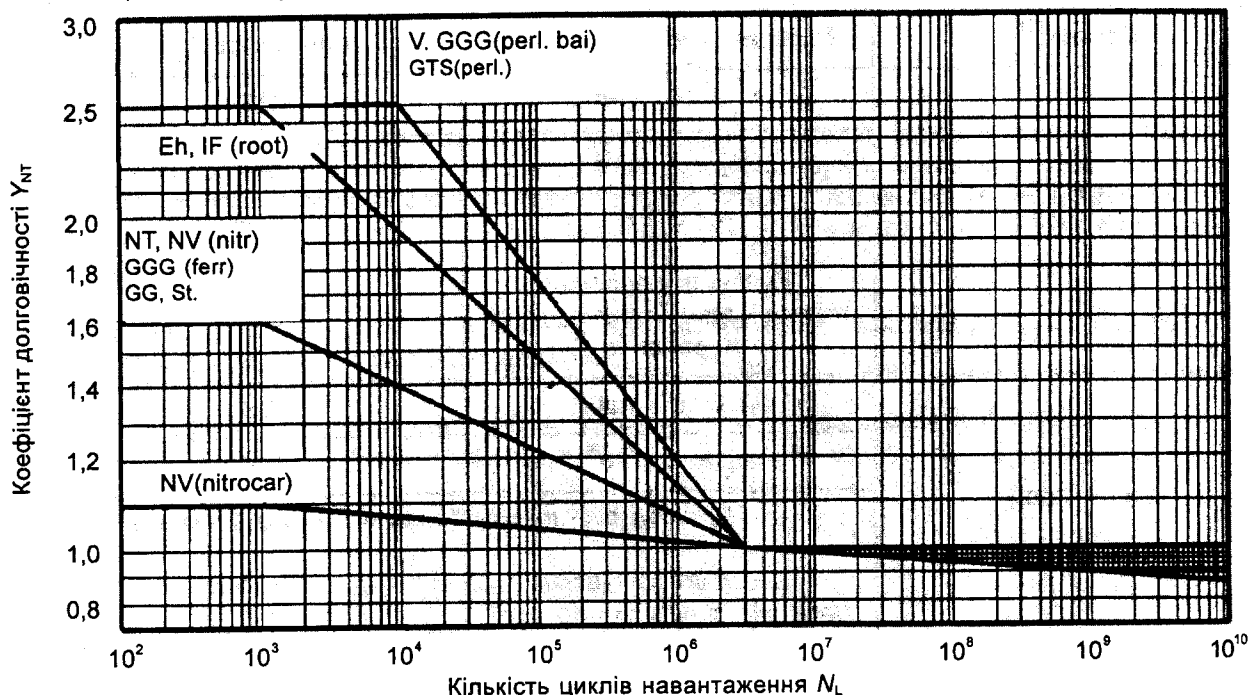
10.2.1 Графічні значення величин

Y_{NT} можна взяти з рисунка 36 для статичного напруження і базового напруження як функцію матеріала й термооброблення. Значення з великої кількості випробувань представлені як типові криві пошкоджень, або криві початкової тріщини для поверхневопрогартованих і азотованих сталей, або криві напружень, що обумовлюють текучість для конструкційних і наскрізнопрогартованих сталей.

10.2.2 Визначання розраховуванням

Дані Y_{NT} для статичного й базового напруження можна взяти з таблиці 1. Позначки, що представляють матеріали, наведені на рисунку 36.

Коефіцієнт довговічності Y_{NT} для напруження обмеженої довговічності визначають за допомогою інтерполяції між значеннями для базового і статичного граничних напружень, як визначено в 4.2.2. Оцінення коефіцієнта довговічності Y_{NT} описане в 4.2.3.



Примітка. Рівнів напружень понад допустимі для 10^3 циклів потрібно уникати через те, що напруження в цьому діапазоні можуть перевищити межу пружності зуба передачі.

St:	Сталь ($\sigma_B < 800 \text{ Н/мм}^2$)
V:	Наскрізнопрогартована сталь ($\sigma_B \geq 800 \text{ Н/мм}^2$)
GG:	Сірий чавун
GGG (perl., bai., ferr.):	Чавун з кулястим графітом (перлітна, бейнітна, феритна структура)
GTS (perl.):	Чорний чавун з лускоподібним графітом (перлітна структура)
Eh:	Поверхневопрогартована сталь
IF:	Сталь і чавун GGG, загартування полум'ям або індукційне
NT (nitr.):	Азотована сталь
NV (nitr.):	Наскрізнопрогартована і поверхневопрогартована сталь, азотована сталь
NV (nitrocar.):	Наскрізнопрогартована і поверхневопрогартована сталь, нітроцементована сталь

Рисунок 36 — Коефіцієнт довговічності Y_{NT} (для стандартних базових випробуваних зубчастих коліс)

Таблиця 1 — Коефіцієнт довговічності Y_{NT}

Матеріал ¹⁾	Кількість циклів навантаження N_L	Коефіцієнт довговічності Y_{NT}
V, GGG (perl. bai.), GTS (perl.)	$N_L \leq 10^4$, статичне	2,5
	$N_L = 3 \cdot 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$ Оптимальні умови;	0,85
	матеріал, виготовлення і досвід	1,0
Eh, IF (ніжка)	$N_L \leq 10^3$, статичне	2,5
	$N_L = 3 \cdot 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$ Оптимальні умови;	0,85
	матеріал, виготовлення і досвід	1,0
St, NT, NV (nitr.), GG, GGG (ferr.)	$N_L \leq 10^3$, статичне	1,6
	$N_L = 3 \cdot 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$ Оптимальні умови;	0,85
	матеріал, виготовлення і досвід	1,0
NV (nitrocar.)	$N_L \leq 10^3$, статичне	1,1
	$N_L = 3 \cdot 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$ Оптимальні умови;	0,85
	матеріал, виготовлення і досвід	1,0
¹⁾ Див. рисунок 36 для пояснення вживаних скорочень.		

11 КОЕФІЦІЄНТИ ЧУТЛИВОСТІ Y_δ , $Y_{\delta T}$, $Y_{\delta k}$ І ВІДНОСНІ КОЕФІЦІЄНТИ ЧУТЛИВОСТІ ДО НАДРІЗУ $Y_{\delta \text{ rel } T}$, $Y_{\delta \text{ rel } k}$

11.1 Основні використання

Ступінь, до якого, як вважають, розраховане напруження згинання спричинить втому або злом зуба від перенавантаження, перевищить відповідну межу напруження матеріалу, позначають коефіцієнтом динамічної або статичної чутливості Y_δ . Він характеризує чутливість до надрізу матеріалу, і його значення залежать від матеріалу і градієнту напруження. Його значення для динамічних напружень відрізняються від його значень для статичного напруження.

Вищезазначене застосовується в $Y_{\delta k}$ відносно злому випробуваного зразка з надрізом і в $Y_{\delta T}$ відносно злому зуба стандартного базового випробуваного зубчастого колеса.

Вищезазначене застосовується також до відносних коефіцієнтів чутливості, які пов'язують чутливість розглядуваного зубчастого колеса зі стандартним базовим випробуваним зубчастим колесом ($Y_{\delta \text{ rel } T}$) або випробуваним зразком з надрізом ($Y_{\delta \text{ rel } k}$).

11.2 Визначання коефіцієнтів чутливості

У правилах застосовуються коментарі до цих коефіцієнтів, що наведені в 4.2.

а) Метод А

Границі напруження згинання визначаються випробовуванням точних копій розглядуваного зубчастого колеса (або найближче подібних випробуваних зубчастих коліс), у цьому випадку відносний коефіцієнт чутливості дорівнює 1,0. Методика, за допомогою якої встановлюють відносний коефіцієнт чутливості для відповідного матеріалу і відповідної форми зуба, має бути узгоджена.

b) Метод В

Коли граничні значення базових і граничних напружень отримують за методом В, використовуючи випробувані зубчасті передачі з параметрами піднутрення $q_{sT} = 2,5$, коефіцієнт $Y_{\delta \text{ rel } T}$, відповідний до границь базових і статичних напружень будь-якого зубчастого колеса, рідко значно відхиляється від 1,0. Це тому, що значення $q_{sT} = 2,5$ знаходиться в середньому діапазоні загальних конструкцій зубчастих коліс. Базове значення величини $Y_{\delta \text{ rel } T} = 1,0$ для стандартного базового випробуваного зубчастого колеса збігається з поправковим коефіцієнтом напружень $Y_S = 2,0$ (див. рисунки 38 і 40)

c) Методи С і D

Метод С виведений із методу В. Як показано на рисунку 38, значення 1,0 можна підставити замість $Y_{\delta \text{ rel } T}$ для загальнозживаних сталей і процесів термооброблення в широкому діапазоні параметра надрізу. Значення величин, розраховані з цією підстановкою, порівняно безпечні для малих перехідних кривих, коли $q_s \geq 2,5$, але надмірні для великих перехідних кривих. Наприклад, коли q_s менше від 2,5, то значення $Y_{\delta \text{ rel } T}$ для сталі буде надто високе, вище на 5 %

Вищезазначене застосовується тільки до розрахунків статичного напруження для вузького діапазону поправкових коефіцієнтів напружень Y_S близько значення 2,0. Значення $Y_{\delta \text{ rel } T}$, отримане за методом С, загалом використовується, коли пов'язаний поправковий коефіцієнт напружень також отриманий за методом С, тобто коефіцієнт Y_{Sa} . Значення добутку Y_{Sa} і 1,3 можна використовувати як середнє значення Y_S , яке може тоді бути використане, щоб отримати з рисунка 38 значення $Y_{\delta \text{ rel } T}$, пропорційне Y_{Sa} .

В методі D постійне значення 1,0 підставляється в $Y_{\delta \text{ rel } T}$, за таких обставин розраховані значення порівняно безпечні

d) Методи B_k і C_k

Через те, що за методами B_k і C_k значення міцності матеріалу виведені із випробувань зразків з надрізом, чим ближче значення q_{sk} зразка з надрізом наближається до такого значення розглядуваного зубчастого колеса, тим ближче значення $Y_{\delta \text{ rel } k}$ наближається до 1,0. Отже в методі С можливо за даних обставин підставити постійну в $Y_{\delta \text{ rel } k}$. Це особливо правильно у випадку розрахунків базового напруження

e) Методи B_p і C_p

Через те, що за методами B_p і C_p значення міцності матеріалу виведені з випробувань гладеньких, полірованих зразків, треба, щоб у цих методах використовувався абсолютний коефіцієнт чутливості Y_δ . Як можна побачити на рисунку 37, коли значення 1,0 підставлене в Y_δ , базові значення величин, розраховані за методом С, мають тенденцію бути порівняно безпечними і, як також можна бачити на рисунку 39, це також застосовується для значень статичного напруження, але для звичайних значень параметра надрізу ($Y_S = 2,0$) і малої перехідної кривої ($Y_S > 2,0$) здатність до перенавантаження матеріалів, чутливих до надрізу, не буде повністю реалізована через цю підстановку.

11.3 Відносний коефіцієнт чутливості до надрізу $Y_{\delta \text{ rel } T}$: метод В

11.3.1 Графічні значення величин

11.3.1.1 $Y_{\delta \text{ rel } T}$ для базового напруження

$Y_{\delta \text{ rel } T}$ можна взяти з рисунка 37 як функцію q_s або Y_{Sa} і матеріалу. Криві на цьому графіку для кожного з матеріалів виведені з рисунка 39 відніманням із абсолютного значення величини Y_δ , властивого для кожного значення q_s , значення $Y_{\delta T}$ для того матеріалу, що відповідає параметру піднутрення $q_s = 2,5$ (параметр піднутрення стандартного базового випробуваного зубчастого колеса). Для будь-якого розглядуваного зубчастого колеса q_s можна розрахувати, використовуючи формулу (50), і Y_{Sa} можна отримати з рисунків 25—32.

11.3.1.2 $Y_{\delta \text{ rel } T}$ для статичного напруження

$Y_{\delta \text{ rel } T}$ можна взяти з рисунка 38 як функцію поправкового коефіцієнта напружень Y_S і матеріалу. Криві на цьому графіку для кожного з матеріалів виведені з рисунка 40 відніманням із абсолютного значення величини Y_δ , властивого для кожного значення Y_S , значення $Y_{\delta T}$ для того матеріалу, що відповідає $Y_{ST} = 2,0$ (поправковий коефіцієнт напружень стандартного базового випробуваного зубчастого колеса). Для будь-якого розглядуваного зубчастого колеса Y_S можна розрахувати, використовуючи формулу (48). Наближені величини Y_S можна також отримати з нижчого

графіка на рисунку 38 як функцію Y_{Sa} і $\varepsilon_{\alpha n}$; вони також можуть бути розраховані, використовуючи вираз внизу під графіками.

11.3.1.3 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ для обмеженої довговічності

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ визначається лінійною інтерполяцією у подвійній логарифмічній шкалі між значеннями базового напруження і статичного напруження, визначених згідно з а) і б). Ці формулювання включені у визначення допустимого напруження для обмеженої довговічності, що вказано в 4.2.3 а).

11.3.2 Визначання розраховуванням

11.3.2.1 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ для базового напруження

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ можна обчислити, використовуючи формулу (57). Це узгоджується з кривими на рисунку 37

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = \frac{Y_{\delta}}{Y_{\delta T}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \dot{\chi}}}{1 + \sqrt{\rho' \dot{\chi}_T}} \quad (57)$$

Товщину шару ковзання ρ' можна взяти з таблиці 2 як функцію матеріалу.

Відносний градієнт напружень можна розрахувати, використовуючи формулу (58)⁷⁾:

$$\dot{\chi} = \dot{\chi}_P (1 + 2q_s) \quad (58)$$

$$\text{з } \dot{\chi}_P = \frac{1}{5}.$$

Значення $\dot{\chi}_T$ для стандартного базового випробуваного зубчастого колеса отримане аналогічно підстановкою $q_{sT} = 2,5$ для q_s у формулі (50).

Таблиця 2 — Значення товщини шару ковзання ρ'

№ п/п	Матеріал ¹⁾	ρ' мм
1	GG $s_B = 150 \text{ Н/мм}^2$	0,3124
2	GG, GGG (ferr), $\sigma_B = 300 \text{ Н/мм}^2$	0,3095
3	NT, NV, для будь-якої твердості	0,1005
4	St, $\sigma_s = 300 \text{ Н/мм}^2$	0,0833
5	St; $\sigma_s = 400 \text{ Н/мм}^2$	0,0445
6	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_s = 500 \text{ Н/мм}^2$	0,0281
7	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_s = 600 \text{ Н/мм}^2$	0,0194
8	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 800 \text{ Н/мм}^2$	0,0064
9	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 1000 \text{ Н/мм}^2$	0,0014
10	Eh, IF(ніжка); для будь-якої твердості	0,0030

¹⁾ Див. рисунок 37 для пояснення вживаних скорочень

11.3.2.2 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ для статичного напруження

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ можна обчислити, використовуючи формули (59)—(63). Вони узгоджуються з кривими на рисунку 38 (див. рисунок 37 щодо використовуваних познач)⁸⁾.

⁷⁾ Застосовується для модуля $m = 5 \text{ мм}$. Вплив розміру охоплюється коефіцієнтом Y_X (див. розділ 13)

⁸⁾ Наближені значення Y_S можна отримати із Y_{Sa} використовуючи нижній графік на рисунку 38

а) Для сталі з добре визначеною точкою границі текучості, St:

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = \frac{1 + 0,93(Y_s - 1)\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}{1 + 0,93\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}}; \quad (59)$$

б) Для сталі з постійно зростаючою кривою розтягнення і 0,2 % межею текучості, сталь V і чавун GGG (perl., bai.):

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = \frac{1 + 0,82(Y_s - 1)\sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0,2}}}}{1 + 0,82\sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0,2}}}}; \quad (60)$$

в) Для сталі Eh і IF (ніжка) з напруженням до ініціювання тріщини:

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = 0,44Y_s + 0,12; \quad (61)$$

г) Для сталі NT і NV з напруженням до ініціювання тріщини:

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = 0,20Y_s + 0,60; \quad (62)$$

е) Для чавуну GG і GGG (ferr.) з напруженням до границі злому:

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = 1,0. \quad (63)$$

11.3.2.3 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ для обмеженої довговічності

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ для цих умов визначається як описано в 11.3.1.3.

11.4 Відносний коефіцієнт чутливості до надрізу $Y_{\delta \text{ rel T}}$: методи C і D

11.4.1 Метод C

11.4.1.1 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ для базового напруження

Згідно з рисунком 37 значення 1,0 можна підставити в $Y_{\delta \text{ rel T}}$ для зубчастих коліс з q_s не менше від 1,5. З цієї підстановкою, коли q_s перевищує 2,5, розраховані значення порівняно безпечні. Зменшення коефіцієнта динамічної чутливості як результат нерівномірностей в матеріалі, термообробки і обробки, компенсує загалом ефекти цього спрощення.

Для сталених зубчастих коліс, у яких $q_s < 1,5$, згідно з рисунком 37, значення 0,95 може бути підставлене в $Y_{\delta \text{ rel T}}$.

Межі для q_s нанесені на рисунках 17—24.

11.4.1.2 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ для статичного напруження

На основі припущень, встановлених в 11.2 с), $Y_{\delta \text{ rel T}}$ можна обчислити так (див. рисунок 37 щодо визначення скорочень):

а) Для St, GGG (perl., bai), V, Eh і IF (ніжка):

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = 0,52Y_{Sa} + 0,20; \quad (64)$$

б) Для NT і NV:

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = 0,26Y_{Sa} + 0,60; \quad (65)$$

в) GG і GGG (ferr.):

$$Y_{\delta \text{ rel T}} = 1,0. \quad (66)$$

11.4.1.3 $Y_{\delta \text{ rel T}}$ для обмеженої довговічності

$Y_{\delta \text{ rel T}}$ для цих умов визначається як описано в 11.3.1.3.

11.4.2 Метод D

У цьому методі значення величини $Y_{\delta \text{ rel T}} = 1,0$ прийняте для базового напруження, статичного напруження і обмеженої довговічності для всіх матеріалів зубчастих коліс. З $q_s \geq 1,5$ і $Y_{Sa} > 1,8$ обчислені значення порівняно безпечні. Коли $Y_{Sa} < 1,8$, то значення 0,8 підставляється в $Y_{\delta \text{ rel T}}$.

11.5 Відносний коефіцієнт чутливості до надрізу $Y_{\delta \text{ rel } k}$: метод B_k

11.5.1 Графічні значення величин

11.5.1.1 $Y_{\delta \text{ rel } k}$ для базового напруження

Y_{δ} для розглядуваного зубчастого колеса і $Y_{\delta k}$ для зразка з надрізу беруться з рисунка 39 як функція q_s (для зубчастого колеса), q_{sk} (для зразка) і відповідного матеріалу. Ці значення підставляються в формулу (67), щоб отримати $Y_{\delta \text{ rel } k}$.

$$Y_{\delta \text{ rel } k} = \frac{Y_{\delta}}{Y_{\delta k}}. \quad (67)$$

11.5.1.2 $Y_{\delta \text{ rel } k}$ для статичного напруження

Y_{δ} для розглядуваного зубчастого колеса і $Y_{\delta k}$ для зразка з надрізом беруться з рисунка 40 як функція Y_s (для зубчастого колеса), Y_{sk} (для зразка) і відповідного матеріалу. Значення повинні бути підставлені в формулу (67), щоб визначити $Y_{\delta \text{ rel } k}$ для статичного напруження. Наближені значення Y_s можна визначити, використовуючи Y_{sa} і $\epsilon_{\alpha n}$ із нижнього графіка на рисунку 40. Значення Y_{sk} поправкового коефіцієнта напружень для зразка з надрізом (відповідного до коефіцієнта форми піднутрення) можна отримати з літератури.

11.5.1.3 $Y_{\delta \text{ rel } k}$ для обмеженої довговічності

$Y_{\delta \text{ rel } k}$ для цих умов визначають за правилами, які описано в 11.3.1.3.

11.5.2 Визначання розраховуванням

11.5.2.1 $Y_{\delta \text{ rel } k}$ для базового напруження

$Y_{\delta \text{ rel } k}$ можна обчислити, використовуючи формулу (68) і числові значення величин із таблиці 2:

$$Y_{\delta \text{ rel } k} = \frac{Y_{\delta}}{Y_{\delta k}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \chi_k^*}}{1 + \sqrt{\rho' \chi_k}}, \quad (68)$$

Де χ_k^* , відносний градієнт напружень у ніжці зразка з піднутренням, що випробовується, визначається підстановкою значення q_{sk} зразка в формулу (58) замість q_s .

11.5.2.2 $Y_{\delta \text{ rel } k}$ для статичного напруження

Y_{δ} можна обчислити згідно з 11.7.2.2, $Y_{\delta k}$ можна обчислити, використовуючи формули (69)–(73), які узгоджуються з кривими на рисунку 40. Підстановка значень двох величин в формулу (67) дасть $Y_{\delta \text{ rel } k}$.

а) для сталі з добре визначеною точкою границі текучості, St :

$$Y_{\delta k} = 1 + 0,93(Y_{sk} - 1) \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_s}}; \quad (69)$$

б) для сталі з постійно зростаючою кривою розтягнення і 0,2 % границею текучості, сталь V і чавун GGG (perl. bai.):

$$Y_{\delta k} = 1 + 0,82(Y_{sk} - 1) \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0,2}}}; \quad (70)$$

с) для сталі Eh і IF (ніжка) з напруженням до ініціювання тріщини:

$$Y_{\delta k} = 0,77Y_{sk} + 0,22; \quad (71)$$

д) для сталі NT і NV з напруженням до ініціювання тріщини:

$$Y_{\delta k} = 0,27Y_{sk} + 0,72; \quad (72)$$

е) для чавуну GG і GGG (ferr.) з напруженням до границі злому:

$$Y_{\delta k} = 1,0. \quad (73)$$

11.5.2.3 $Y_{\delta \text{ rel } k}$ для обмеженої довговічності

$Y_{\delta \text{ rel } k}$ для цих умов визначають як описано в 11 3 1 3

11.6 Відносний коефіцієнт чутливості до надрізу $Y_{\delta \text{ rel } k}$: метод C_k **11.6.1 $Y_{\delta \text{ rel } k}$ для базового напруження**

$Y_{\delta \text{ rel } k}$ можна встановити рівним 1,0, коли $q_s > q_{sk} - 1$. З цією підстановкою, коли q_s більше від q_{sk} , розраховані величини порівняно безпечні.

11.6.2 $Y_{\delta \text{ rel } k}$ для статичного напруження і обмеженої довговічності

$Y_{\delta \text{ rel } k}$ можна встановити рівним 1,0, коли $Y_S > Y_{Sk} - 0,5$, а 0,8 підставляють в $Y_{\delta \text{ rel } k}$, коли $Y_S < Y_{Sk} - 0,5$. З цими підстановками розраховані величини звичайно досить безпечні.

11.7 Визначення коефіцієнта чутливості Y_δ : метод B_p **11.7.1 Графічні значення величин****11.7.1.1 Y_δ для базового напруження**

Y_δ можна взяти з рисунка 39 як функцію Y_{Sa} або q_s і матеріалу, і все відносять до розглядуваного зубчастого колеса.

11.7.1.2 Y_δ для статичного напруження

Y_δ можна взяти з рисунка 40 як функцію Y_S поправкового коефіцієнта напружень і матеріалу розглядуваного зубчастого колеса. Наближені значення Y_δ можна отримати з нижнього графіка на рисунку 40 або обчислити.

11.7.1.3 Y_δ для обмеженої довговічності

Y_δ для цих умов визначають за правилами, які описано в 11.3.1.3.

11.7.2 Визначення розраховуванням**11.7.2.1 Y_δ для базового напруження**

Y_δ можна обчислити, використовуючи формулу (74) і числові значення величин в таблиці 2:

$$Y_\delta = \frac{1 + \sqrt{\rho' \chi^*}}{1 + \sqrt{\rho' \chi_P}} \quad (74)$$

11.7.2.2 Y_δ для статичного напруження

Максимально можливе значення статичного коефіцієнта чутливості дорівнює такому самому значенню поправкового коефіцієнта напруження Y_S . Таке значення буде означати, що матеріал знаходиться в стані повної пластичності. Скорочення визначено на рисунку 37.⁸⁾

а) для сталі з добре визначеною точкою границі текучості, St :

$$Y_\delta = 1 + 0,93(Y_S - 1) \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_S}}; \quad (75)$$

б) для сталі з постійною зростаючою кривою розтягнення і 0,2 % межею текучості, сталь V і чавун GGG (perl., bai.):

$$Y_\delta = 1 + 0,82(Y_S - 1) \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0,2}}}; \quad (76)$$

в) для сталі Eh і IF (ніжка) з напруженням до ініціювання тріщини:

$$Y_\delta = 0,77Y_S + 0,22; \quad (77)$$

г) для сталі NT і NV з напруженням до ініціювання тріщини:

$$Y_\delta = 0,27Y_S + 0,72; \quad (78)$$

е) для чавуну GG і GGG (ferr.) з напруженням до границі злому:

$$Y_\delta = 1,0. \quad (79)$$

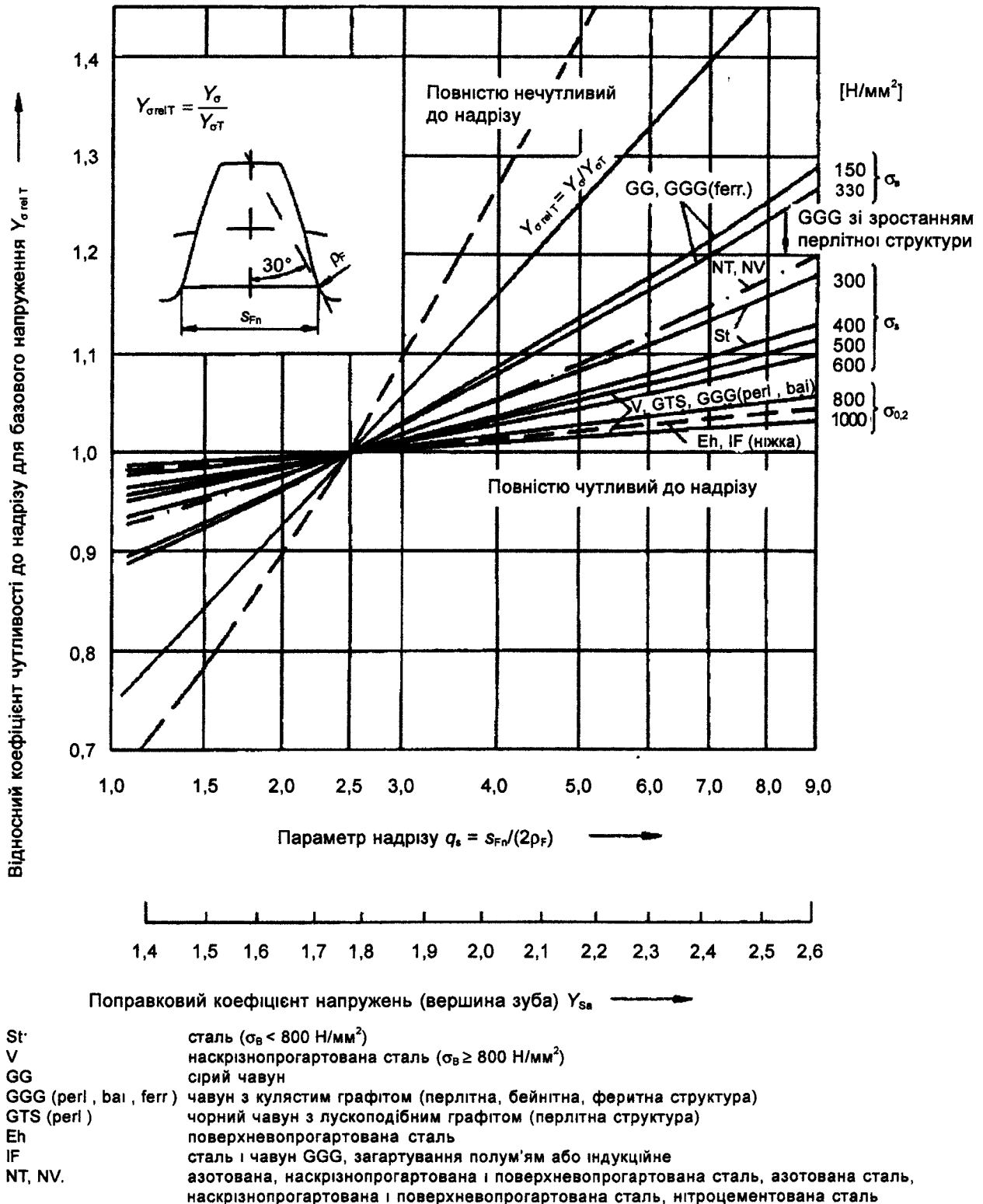
11.7.2.3 Y_δ для обмеженої довговічності

Y_δ для цих умов визначають за правилами, які описано в 11.3.1.3.

⁸⁾ Див. виноску до 11.3.2.2

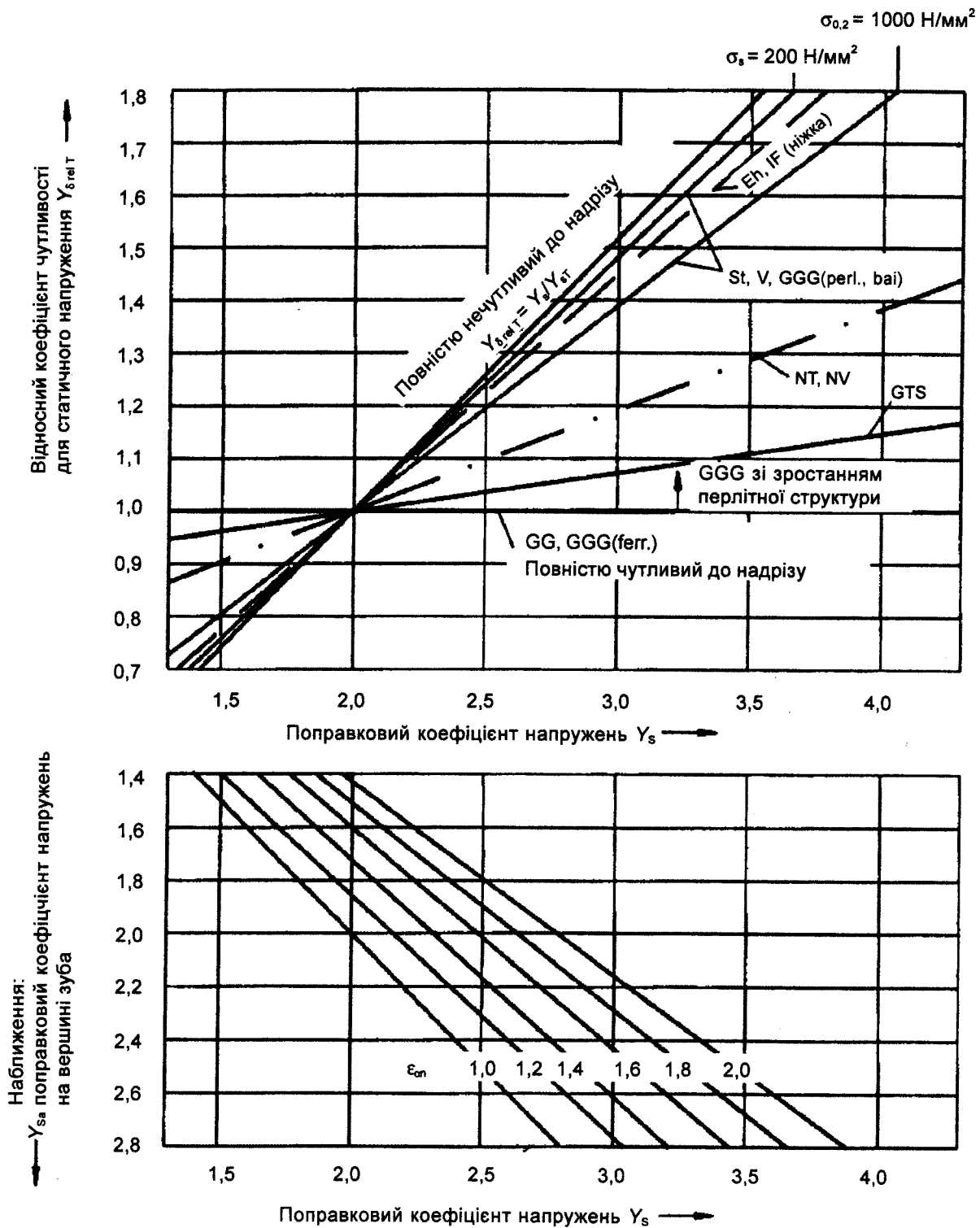
11.8 Коефіцієнт чутливості Y_δ : метод C_p

У цьому методі значення $Y_\delta = 1,0$ прийняте для базового напруження, статичного напруження і обмеженої довговічності. Ця стала гарантує, що базові значення величин порівняно безпечні (див. рисунок 39) і статичне напруження навіть більш безпечне (див. рисунок 40).



Примітка. Базується на вигині плоскої смуги згідно з VDI 2226 *Empfehlung für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile* VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1965

Рисунок 37 — Відносний коефіцієнт чутливості до надрізу $Y_{\sigma \text{ rel T}}$, для базового напруження (Y_{sa} чинний для $S_{Fn}/h_{Fa} \approx 1,1$)

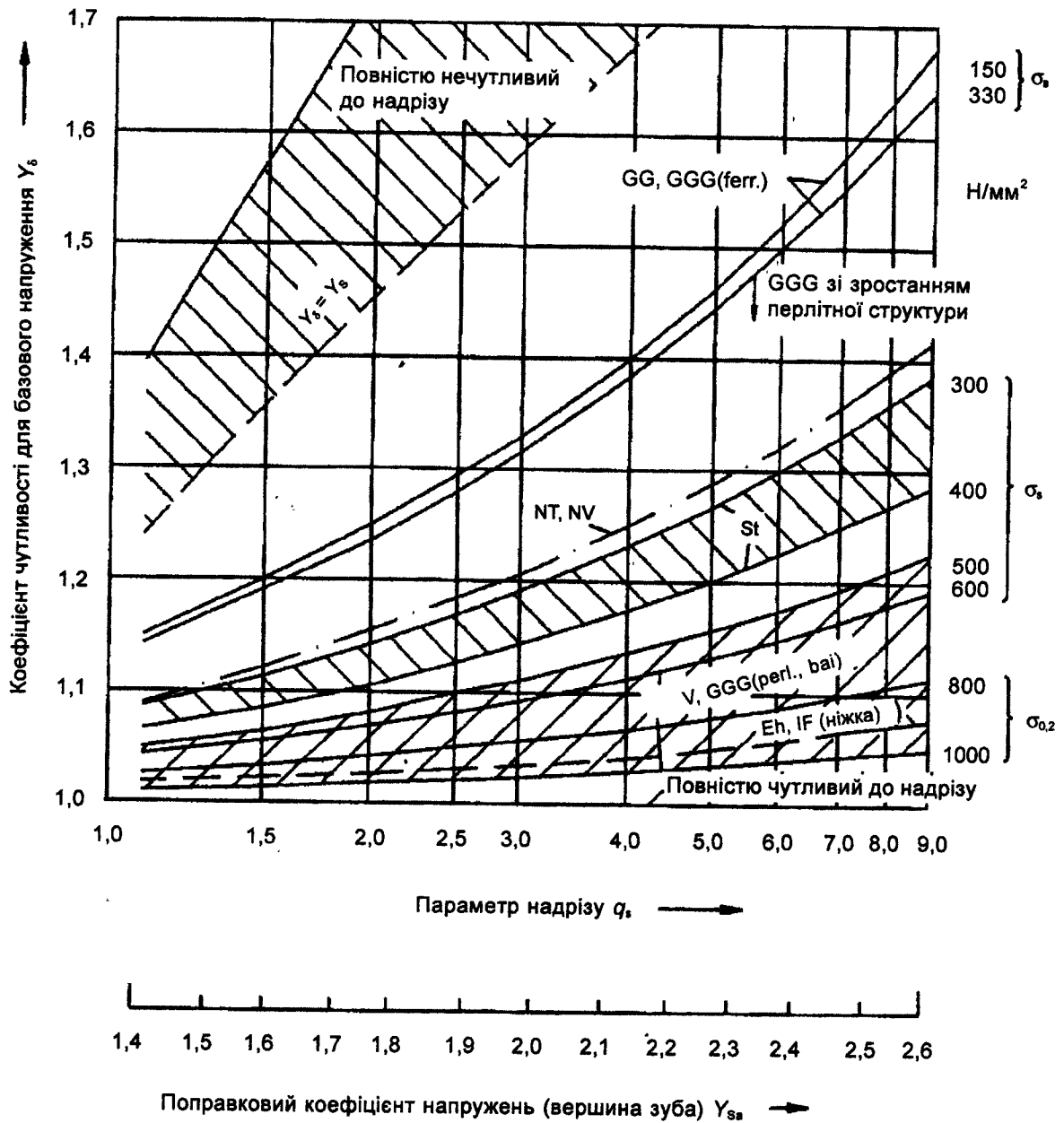


Примітка 1. Нижчий графік базується на $Y_s \approx Y_{sa}(0,6 + 0,4\epsilon_{on})$; дійсний для $s_{Fn}/h_{Fa} \approx 1,1$.

Примітка 2. Щодо пояснення скорочень для матеріалів див. рисунок 37.

Примітка 3. Баується на вигині плоскої смуги згідно з VDI 2226: *Empfehlung für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile*. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1965.

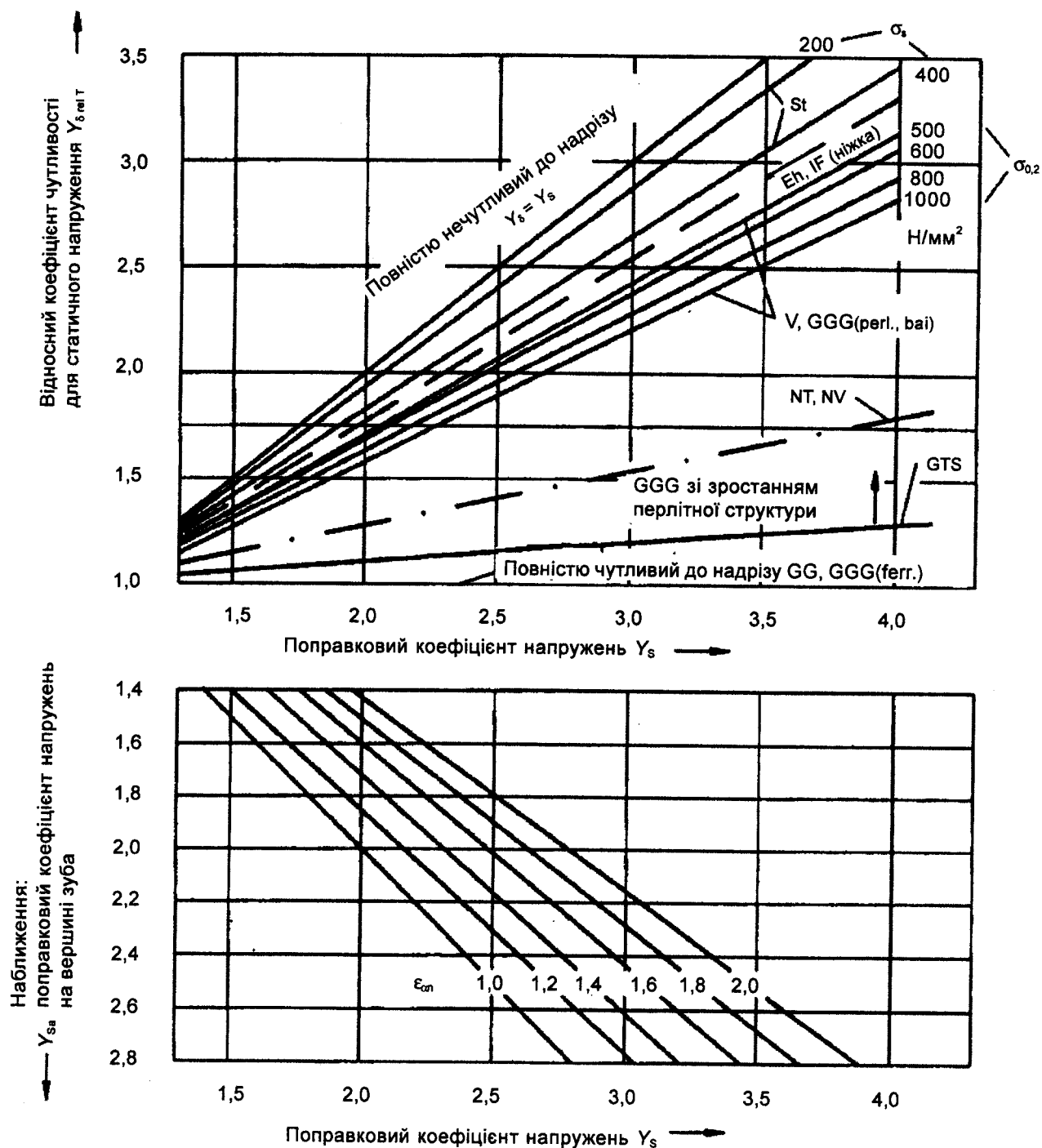
Рисунок 38 — Відносний коефіцієнт чутливості до надрізу $Y_{\delta rel T}$ для статичного напруження



Примітка 1. Щодо пояснення скорочень для матеріалів див. рисунок 37.

Примітка 2. Базується на вигині плоскої смуги згідно з VDI 2226: *Empfehlung für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile*. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1965.

Рисунок 39 — Коефіцієнт чутливості Y_s для базового напруження (Y_{sa} чинний для $s_{Fn}/h_{Fa} \approx 1,1$)



Примітка 1. Нижчий графік базується на $Y_s \approx Y_{sa}(0,6 + 0,4\epsilon_{sn})$; дійсний для $s_{Fn}/h_{Fa} \approx 1,1$.

Примітка 2. Щодо пояснення скорочень для матеріалів див. рисунок 37.

Примітка 3. Баується на вигині плоскої смуги згідно з VDI 2226: *Empfehlung für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile*. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1965.

Рисунок 40 — Коефіцієнт чутливості Y_{δ} для статичного напруження

12 КОЕФІЦІЄНТИ ПОВЕРХНІ Y_R , Y_{RT} , Y_{Rk} І ВІДНОСНІ КОЕФІЦІЄНТИ ПОВЕРХНІ $Y_{R \text{ rel } T}$ ТА $Y_{R \text{ rel } k}$

12.1 Вплив стану поверхні

Коефіцієнт поверхні Y_R враховує вплив на напруження згинання стану поверхні в ніжках зуба. Це залежить від матеріалу і шорсткості поверхні в перехідних кривих ніжки зуба (див. примітку 5). Y_R для статичного напруження відрізняється від Y_R для динамічних напружень. Це також правильно для Y_{Rk} — коефіцієнта поверхні, що відноситься до начорно обробленого зразка для випробовування з надрізом, і Y_{RT} — коефіцієнта поверхні стандартного базового випробовуваного зубчастого колеса. Ці коефіцієнти порівнюють з коефіцієнтом простого полірованого випробовувального зразка. Відносні коефіцієнти поверхні представляють взаємозв'язок коефіцієнта поверхні, що розглядається, з таким самим коефіцієнтом стандартного базового випробовуваного зубчастого колеса ($Y_{R \text{ rel } T}$), або начорно обробленого зразка для випробовування з надрізом ($Y_{R \text{ rel } k}$).

Примітка 5. Вплив стану поверхні на міцність згинання ніжки зуба залежить не тільки від шорсткості поверхні в перехідних кривих ніжки зуба, але також від розміру і форми (проблема «підрізань в межах піднутрення»). Ця тема на даний період вивчена недостатньо, щоб бути врахованою в цій частині стандарту. Метод, що тут застосований, дійсний тільки тоді, коли немає подряпин або подібних дефектів, глибших від $2R_z$ ($2R_z$ — попередньо оцінене значення величин).

Крім структури поверхні відомі інші впливи на міцність згинання зуба, до яких належать залишкове напруження стиснення (дробоструминне нагартування), міжзеренне окислення, хімічні впливи тощо. Коли перехідні криві нагартовані дробоструменем і (або) цілком профільовані, значення величин трохи більше від отриманого з графіка треба підставити для $Y_{R \text{ rel } T}$. Коли є міжзеренне окислення або хімічні впливи, менше значення від указанного на графіку треба підставити для $Y_{R \text{ rel } T}$.

12.2 Визначання коефіцієнтів поверхні й відносних коефіцієнтів поверхні

Коментарі в 4.2 застосовують і для визначання цих коефіцієнтів.

а) Метод А

В методі А границя напруження згинання визначена випробовуванням розглядуваного зубчастого колеса або випробовуванням найподібніших зубчастих коліс. За цим наближенням відносний коефіцієнт поверхні дорівнює, або приблизно дорівнює 1,0. Для того, щоб визначити коефіцієнт поверхні матеріалу щодо коефіцієнта випробовуваного зубчастого колеса, потрібно здійснити точний аналіз.

б) Метод В

Подані значення міцності матеріалу встановлюють згідно з методом В із результатів випробувань стандартних базових зубчастих коліс, у яких $R_{zT} = 10$ мкм. Загалом значення $Y_{R \text{ rel } T}$, відповідне базовому напруженню будь-якого розглядуваного зубчастого колеса, мало відрізняється від 1,0 через те, що $R_{zT} = 10$ мкм є загальним середнім значенням. $Y_{R \text{ rel } T}$ для статичного напруження можна також зробити рівним 1,0.

Методу В віддається перевага за потреби точніших розрахунків.

с) Методи С і D

Коли важко встановити шорсткість поверхні і стан матеріалу в ніжці зуба, то $Y_{R \text{ rel } T}$ може дорівнює сталій, якщо порівняльні дослідження показали, що відповідні значення величин для відповідних розмірів (модуль), методу виготовлення і термообробки підтримуються з прийнятною поспідовністю.

д) Методи B_k , C_k і D_k

Через те, що за методом B_k значення міцності матеріалу встановлені з випробувань начорно оброблених зразків з надрізом, чим ближче значення величин R_{zk} і q_{sk} зразків з піднутренням наближаються до значень величин для розглядуваного зубчастого колеса, тим ближче значення $Y_{R \text{ rel } k}$ наближається до 1,0. Отже, у методі С, коли підходить, сталу можна підставити для $Y_{R \text{ rel } k}$.

е) Методи B_p , C_p і D_p

У методі B_p значення міцності матеріалу визначені випробуванням простих полірованих зразків. У такому випадку необхідно, щоб був використаний у розрахунках абсолютний коефіцієнт поверхні Y_R . Так як шорсткість у перехідній кривій ніжки утворює «підрізання в межах піднутрення», то вплив Y_R дещо зменшений (див. примітку 5):

$$Y_R = Y_{R0} + (1 - Y_{R0}) \left(\frac{Y_s - 1}{Y_s} \right)^2, \quad (80)$$

де Y_{R0} — коефіцієнт поверхні простого, полірованого випробовуваного зразка

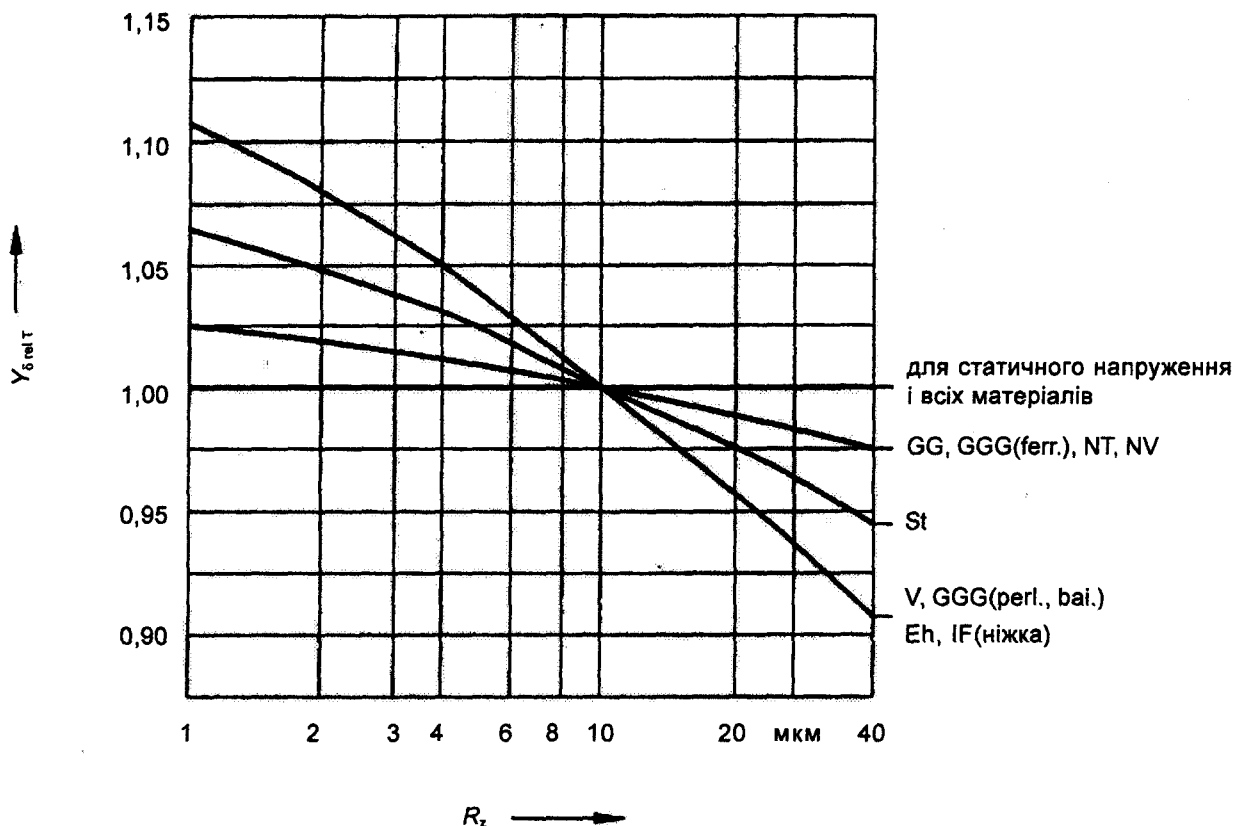
Наближене середнє значення можна отримати, коли Y_S прийнято рівним 2,0. Рисунок 42 утворений, використовуючи це значення. Як видно з рисунка 42, для діапазону середньої шорсткості від вершини до западини, що розглядається, Y_R можна зробити рівним сталій, меншій від одиниці (метод C_p).

12.3 Відносний коефіцієнт поверхні $Y_{R\ rel\ T}$: метод В

12.3.1 Графічні значення величин

12.3.1.1 $Y_{R\ rel\ T}$ для базового і статичного напружень

$Y_{R\ rel\ T}$ можна взяти з рисунка 41 як функцію матеріалу і R_z , шорсткості від вершини до западини в перехідних кривих ніжки зуба розглядуваного зубчастого колеса. Цей графік отримано з рисунка 42.



Примітка. Щодо пояснень позначок для матеріалів див. рисунок 37.

Рисунок 41 — Відносний коефіцієнт поверхні $Y_{R\ rel\ T}$ (встановлений із рисунка 42)

12.3.1.2 $Y_{R\ rel\ T}$ для обмеженої довговічності

$Y_{R\ rel\ T}$ визначають лінійною інтерполяцією у подвійній логарифмічній шкалі між значеннями для базового напруження і статичного напруження, які оцінені згідно з 12.3.1.1. Ця формула включена у визначення допустимого напруження для обмеженої довговічності 4.2.3 а).

12.3.2 Визначання розраховуванням

12.3.2.1 $Y_{R\ rel\ T}$ для базового і статичного напруження

$Y_{R\ rel\ T}$ можна обчислити, використовуючи формули (81)—(87). Вони узгоджуються з кривими на рисунку 41. Див. рисунок 37 щодо визначень скорочень для матеріалів.

а) Базове напруження в діапазоні $R_z < 1$ мкм:

Для V, GGG (perl., bai.), Eh і IF (ніжка):

$$Y_{R\ rel\ T} = 1,12.$$

(81)

Для St:

$$Y_{R\text{rel}T} = 1,07. \quad (82)$$

Для GG, GGG (ferr.) і NT, VV:

$$Y_{R\text{rel}T} = 1,025. \quad (83)$$

б) Базове напруження в діапазоні $1 \text{ мкм} \leq R_z \leq 40 \text{ мкм}$:

Для V, GGG (perl., bai.), Eh і IF (ніжка):

$$Y_{R\text{rel}T} = 1,674 - 0,529(R_z + 1)^{0,1}. \quad (84)$$

Для St:

$$Y_{R\text{rel}T} = 5,306 - 4,203(R_z + 1)^{0,01}. \quad (85)$$

Для GG, GGG (ferr.) і NT, NV:

$$Y_{R\text{rel}T} = 4,299 - 3,529(R_z + 1)^{0,005}. \quad (86)$$

с) Статичне напруження взагалі.

$$Y_{R\text{rel}T} = 1,0. \quad (87)$$

12.3.2.2 $Y_{R\text{rel}T}$ для обмеженої довговічності

$Y_{R\text{rel}T}$ для цього використання визначають за правилами, які описано в 12.3.1.2.

12.4 Відносний коефіцієнт поверхні $Y_{R\text{rel}T}$: метод С

12.4.1 $Y_{R\text{rel}T}$ для базового напруження і обмеженої довговічності для усіх матеріалів

а) Діапазон $R_z \leq 16 \text{ мкм}$:

Отримайте $Y_{R\text{rel}T}$, використовуючи формулу (87).

б) Діапазон $R_z > 16 \text{ мкм}$:

$$Y_{R\text{rel}T} = 0,9. \quad (88)$$

12.4.2 $Y_{R\text{rel}T}$ для статичного напруження для всіх матеріалів

Використовуйте формулу (87).

12.5 Відносний коефіцієнт поверхні $Y_{R\text{rel}T}$: метод D

Для базового напруження, обмеженої довговічності і статичного напруження, для усіх матеріалів: отримайте $Y_{R\text{rel}T}$, використовуючи формулу (88).

12.6 Відносний коефіцієнт поверхні $Y_{R\text{rel}k}$: метод B_k

12.6.1 Графічні значення величин

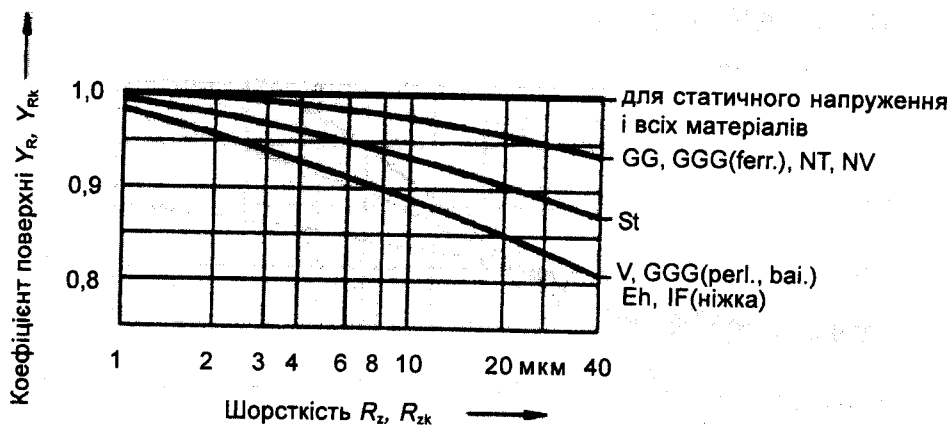
Отримайте Y_R із рисунка 42 для розглядуваного зубчастого колеса і Y_{Rk} для випробуваного зразка з надрізом, як функцію:

а) шорсткості від вершини до западини R_z ніжки зуба зубчастого колеса, або R_{zk} випробуваного зразка ніжки з піднутренням;

б) розглядуваного матеріалу.

Ці значення повинні бути підставлені в формулу (89).

$$Y_{R\text{rel}k} = \frac{Y_R}{Y_{Rk}}. \quad (89)$$



Примітка. Щодо пояснень скорочень для матеріалів див. рисунок 37.

Рисунок 42 — Коефіцієнти поверхні Y_R і Y_{Rk} (що відносяться до гладенького полірованого випробуваного зразка)

12.6.2 Визначання розраховуванням

Отримайте Y_R , дотримуючись вказівок у 12.8.2, і отримайте Y_{Rk} , використовуючи формули (90)–(93). Формули узгоджуються з кривими на рисунку 42. Підставте ці величини в формулу (89).

12.6.2.1 $Y_{R \text{ rel } k}$ для статичного напруження (взагалі) і базового напруження в діапазоні $R_{zk} < 1 \text{ мкм}$

$$Y_{Rk} = 1,0. \quad (90)$$

12.6.2.2 $Y_{R \text{ rel } k}$ для базового напруження в діапазоні $1 \text{ мкм} < R_{zk} < 40 \text{ мкм}$

а) Для V, GGG (perl., bai.), Eh і IF (ніжка):

$$Y_{Rk} = 4,924 - 3,90(R_{zk} + 1)^{0,01}. \quad (91)$$

Для St:

$$Y_{Rk} = 4,924 - 3,90(R_{zk} + 1)^{0,01}. \quad (92)$$

Для GG, GGG (ferr.) і NT, NV:

$$Y_{Rk} = 4,161 - 3,155(R_{zk} + 1)^{0,005}. \quad (93)$$

12.6.2.3 $Y_{R \text{ rel } k}$ для обмеженої довговічності

Методику, якої треба дотримуватися, описано в 12.3.1.2.

12.7 Відносний коефіцієнт поверхні $Y_{R \text{ rel } k}$: метод C_k

12.7.1 $Y_{R \text{ rel } k}$ для базового напруження і обмеженої довговічності

а) Діапазон $R_z \leq R_{zk} + 6 \text{ мкм}$:

$$Y_{Rk} = 1,0. \quad (94)$$

б) Діапазон $R_z > R_{zk} + 6 \text{ мкм}$:

$$Y_{Rk} = 0,9. \quad (95)$$

12.7.2 $Y_{R \text{ rel } k}$ для статичного напруження (взагалі)

$$Y_{Rk} = 1,0. \quad (96)$$

12.8 Коефіцієнт поверхні Y_R : метод B_p

12.8.1 Графічні значення величин

Y_R для базового і статичного напруження можна взяти з рисунка 42 як функцію R_z шорсткості від вершини до западини в перехідних кривих ніжки зуба розглядуваного зубчастого колеса і матеріалу. Виведення Y_R для обмеженої довговічності проходить за методикою, описаною в 12.3.1.2.

12.8.2 Визначання розраховуванням

Y_R можна обчислити, використовуючи формули (97)—(100). Вони узгоджуються з кривими на рисунку 42.

12.8.2.1 Y_R для статичного напруження (взагалі) і для базового напруження в діапазоні $R_z < 1$ мкм

$$Y_R = 1,0. \quad (97)$$

12.8.2.2 Y_R для базового напруження в діапазоні $1 \text{ мкм} \leq R_z \leq 40 \text{ мкм}$

Для V, GGG (perl, bal.), Eh і IF (ніжка):

$$Y_R = 1,490 - 0,471(R_z + 1)^{0,1}. \quad (98)$$

Для St:

$$Y_R = 4,924 - 3,90(R_z + 1)^{0,01}. \quad (99)$$

Для GG, GGG (ferr.) і NT, NV.

$$Y_R = 4,161 - 3,155(R_z + 1)^{0,005}. \quad (100)$$

12.8.2.3 Y_R для обмеженої довговічності

Методику, якої треба дотримуватися, описано в 12.3.1.2.

12.9 Коефіцієнт поверхні Y_R : метод C_p

12.9.1 Y_R для базового напруження і обмеженої довговічності

$$Y_R = 0,8. \quad (101)$$

Як наслідок використання цієї сталої розраховуються значення величин досить безпечні (див. рисунок 42).

b) Y_R для статичного напруження

$$Y_R = 1,0. \quad (102)$$

13 РОЗМІРНИЙ КОЕФІЦІЄНТ Y_x

|| Розмірний коефіцієнт Y_x використовується для врахування впливу розміру на можливий розподіл слабких точок у структурі матеріалу; градієнтів напруження, які згідно з теорією міцності матеріалів зменшуються при збільшенні розмірів; якості матеріалу, яка визначається протяжністю й ефективністю кування, наявністю дефектів тощо.

Наступне має значний вплив:

- a) Матеріал, його чистота, хімічний склад, процес кування;
- b) Термообробка, глибина і однородність загартування;
- c) Модуль, у випадку поверхневого прогартування: глибина шару у відношенні до розміру зуба (підтримувальний ефект серцевини).

Розмірний коефіцієнт Y_x повинен визначатися окремо для шестерні й колеса.

13.1 Розмірний коефіцієнт Y_x : метод А

Значення розмірного коефіцієнта Y_x повинне базуватися на надійному досвіді або випробовуванні за відповідних умов експлуатації, діапазоні різних розмірів зубчастих коліс для кожного розгляданого матеріалу, відповідно термообробленого. Положення, наведені в 4.1.8 ISO 6336-1, є доречні.

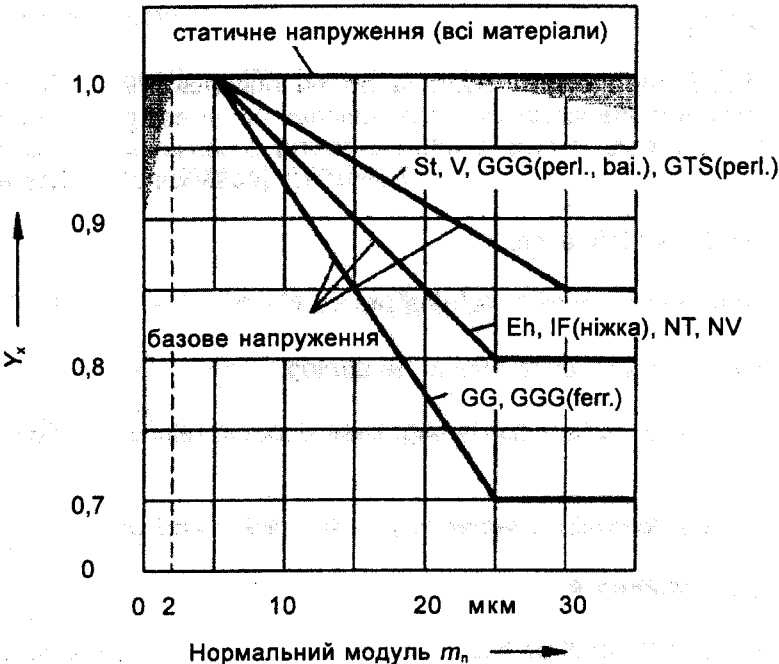
13.2 Розмірний коефіцієнт Y_x : метод В

Наведені значення величин базуються на результатах випробовувань зубчастих коліс і зразків різних розмірів на міцність при згинанні, внаслідок огляду чинних стандартів і практики авторитетних фахівців термообробки

13.2.1 Розмірний коефіцієнт Y_X для базового і статичного напружень

13.2.1.1 Графічні значення величин

Значення Y_X можна взяти з рисунка 43 як функцію модуля, матеріалу і термообробки.



Примітка 1. Щодо пояснень скорочень для матеріалів див. рисунок 37.

Примітка 2. Затінена ділянка є діапазоном розсіювання для статичного напруження.

Рисунок 43 — Розмірний коефіцієнт Y_X для міцності зуба при згинанні

13.2.1.2 Визначення розраховуванням

Y_X можна обчислити, використовуючи формули в таблиці 3. Формули узгоджуються з кривими, що наведені на рисунку 43.

Таблиця 3 — Розмірний коефіцієнт (згинання)

Матеріал ¹		Нормальний модуль m_n	Розмірний коефіцієнт Y_X
St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.),	для 3×10^6 циклів	$m_n \leq 5$ $5 < m_n < 30$ $30 \leq m_n$	$Y_X = 1,0$ $Y_X = 1,03 - 0,006 m_n$ $Y_X = 0,85$
Eh, IF (ніжка), NT, NV		$m_n \leq 5$ $5 < m_n < 25$ $25 \leq m_n$	$Y_X = 1,0$ $Y_X = 1,05 - 0,01 m_n$ $Y_X = 0,8$
GG, GGG (ferr.)		$m_n \leq 5$ $5 < m_n < 25$ $25 \leq m_n$	$Y_X = 1,0$ $Y_X = 1,075 - 0,015 m_n$ $Y_X = 0,7$
Всі матеріали для статичного напруження		—	$Y_X = 1,0$

¹⁾ Щодо пояснень скорочень для матеріалів див. рисунок 37

¹⁾ Щодо пояснень скорочень для матеріалів див. рисунок 37

13.2.2 Розмірний коефіцієнт Y_X для обмеженої довговічності

Y_X отримують лінійною інтерполяцією між значеннями для базового напруження і статичного напруження, як визначено згідно з 13.2.1. Ця формула включена у визначення допустимого напруження для обмеженої довговічності, встановленого в 4.2.3 а).

13.3 Розмірний коефіцієнт (згинання) Y_H : метод С

Цей метод виведений із методу В. Значення Y_H для базового напруження, для статичного напруження і для напруження обмеженої довговічності є таке саме, як те, що визначене для базового напруження згідно з 13.2.1. Як наслідок цього наближення, розраховані значення величин, відповідні обмеженій довговічності і статичному напруженню, є порівняно безпечні.

ДОДАТОК А
(довідковий)

БІБЛІОГРАФІЯ

- 1 ISO 54:1977 Cylindrical gears for general engineering and for heavy engineering — Modules and diametral pitches
- 2 ISO 1122-1:1983 Glossary of gear terms — Part 1: Geometrical definitions
- 3 ISO 6336-2:1996 Calculation of load capacity of cylindrical gears — Part 2: Calculation of surface durability (pitting)
- 4 DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern. Beuth Verlag GmbH, Berlin, Dezember 1987
- 5 ANSI/AGMA 2001-B88: Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gears. May 1988
- 6 TGL 10545: Tragfähigkeitsberechnung von außenverzahnten Stirnrädern. November 1988
- 7 Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente, Band 2, Getriebe. Springer, Berlin 1983
- 8 Hirt M.: Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. Doctorate dissertation, Technische Universität München, 1974
- 9 Broßmann U.: Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. Doctorate dissertation, Technische Universität München, 1979
- 10 Straßer, M.: Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. Doctorate dissertation, Technische Universität München, 1984.

УКНД 21.200

Ключові слова: зубчасті передачі, циліндричні передачі, прямозубі передачі, косозубі передачі, навантажувальна здатність, зубці (механіка), міцність на згинання, правила розрахунку.

Редактор Є. Козир
Технічний редактор О. Марченко
Коректор Т. Макачук
Верстальник В. Перекрест

Підписано до друку 12.03.2007. Формат 60×84 1/8.
Ум. друк. арк. 7,90. Зам. 799 Ціна договірна.

Відділ редагування нормативних документів ДП «УкрНДНЦ»
03115, Київ, вул. Святошинська, 2