

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики

Кафедра процесів, машин і обладнання в агроінженерії

Кваліфікаційна робота  
на правах рукопису

**ТКАЧУК ОЛЕКСАНДР БОГДАНОВИЧ**

**УДК 631.356**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**Підвищення довговічності та несучої здатності  
зубчастих передач конструктивними методами**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр  
кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання  
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ О.Б. Ткачук

**Керівник роботи**

Ярош Я.Д.

д.т.н., професор

**Житомир – 2021**

## АНОТАЦІЯ

**Ткачук Олександр Богданович. Підвищення довговічності та несучої здатності зубчастих передач конструктивними методами.** – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 – Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2021.

Для поліпшення характеру розподілу напружень у зубах та ободах коліс за наявності перекосів у зачепленні і підвищення довговічності та несучої здатності можна рекомендувати наступне: поздовжнє коригування зубів; застосування коліс з більш тонкими ободами і діафрагмою та оптимальним відносним розташуванням зубчастого вінця, діафрагми та маточини; застосування коліс зі змінною по довжині контактних ліній жорсткістю зубів; застосування самовстановлювальних (на сферичному підшипнику) проміжних коліс у передачах з прямозубими проміжними колесами; розточування отворів під підшипники в корпусах з навмисним перекосом; застосування коліс із пластичних мас.

Для зменшення небезпеки самовимкнення передач, що перемикаються осьовим переміщенням коліс або муфт, їх зубці іноді виконують із взаємним осьовим перекриттям, що забезпечує можливість утворення на них заплічників у процесі експлуатації. Однак для високонапружених швидкохідних зубчастих передач воно небажане.

*Ключові слова:* зубчаста передача, довговічність несуча здатність, підшипники, колесо, вінець.

## ANNOTATION

**Tkachuk Alexander Bogdanovich. Improving the durability and bearing capacity of gears by constructive methods.** – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 – Agricultural Engineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2021.

To improve the nature of the distribution of stresses in the teeth and rims of the wheels in the presence of distortions in the gear and increase the durability and bearing capacity, we can recommend the following: longitudinal adjustment of the teeth; the use of wheels with thinner rims and diaphragm and the optimal relative position of the ring gear, diaphragm and hub; the use of wheels with variable along the length of the contact lines stiffness of the teeth; application of self-adjusting (on a spherical bearing) intermediate wheels in gears with straight-toothed intermediate wheels; boring of bearings in bearings with intentional skew; application of wheels from plastic masses.

To reduce the risk of self-disengagement of gears that are shifted by axial movement of wheels or clutches, their teeth are sometimes made with a mutual axial overlap, which allows the formation of backpacks on them during operation. However, it is undesirable for high-voltage high-speed gears.

*Key words: gear transmission, durability bearing capacity, bearings, wheel, crown.*

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. УМОВИ РОБОТОЗДАТНОСТІ І НАДІЙНОСТІ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ.....	7
РОЗДІЛ 2. ВПЛИВ МОДУЛЯ, КІЛЬКОСТІ ЗУБІВ, ШИРИНИ ЗУБЧАСТИХ ВІНЦІВ ТА КУТА НАХИЛУ ЗУБІВ НА НЕСУЧУ ЗДАТНІСТЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ.....	18
РОЗДІЛ 3. ПІДВИЩЕННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ КОНСТРУКТИВНИМИ МЕТОДАМИ.....	28
ВИСНОВКИ.....	44
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	46

## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** У магістерській роботі розглянуто умови працездатності та надійності зубчастих передач, основні види їх пошкоджень та руйнувань, роль конструктивних, технологічних та експлуатаційних факторів та основні шляхи підвищення несучої здатності та довговічності передач.

Серед шляхів удосконалення зубчастих передач розглянуто: оптимізація геометричних параметрів зачеплення, вибір матеріалу, термічних, хіміко-термічних, хімічних та механічних зміцнень, гальванічних покриттів, технології виготовлення, точності виготовлення та складання, конструктивних параметрів, мащення та умов експлуатації.

**Мета та завдання дослідження.** Мета роботи полягає у підвищенні довговічності та несучої здатності зубчастих передач сільськогосподарських машин конструктивними методами.

У відповідності до сформованої мети необхідно виконати наступні завдання:

1. Провести аналіз умов роботоздатності і надійності зубчастих передач сільськогосподарських машин;
2. Визначити вплив модуля, кількості зубів, ширини зубчастих вінців та кута нахилу зубів на несучу здатність зубчастих передач;
3. Запропонувати підвищення несучої здатності і довговічності зубчастих передач конструктивними методами.

**Об'єкт дослідження:** зубчасті передачі сільськогосподарських машин і знарядь.

**Предмет дослідження** – вплив конструктивних параметрів зубчастих передач на довговічність та несучу здатність зубчастих передач сільськогосподарських машин.

**Методи дослідження.** Дослідження виконувалися з використанням методів теоретичної механіки, опору матеріалів, трибології та теорії машин і механізмів. Аналіз літературних джерел здійснювався аналітико-монографічним методом. Обробку експериментальних даних виконували за допомогою методів математичної статистики з використанням прикладних програм.

**Перелік публікацій за темою роботи:**

1. **Ткачук О.Б.** Умови роботоздатності і надійності зубчатих передач. Збірник тез VI-ї всеукраїнської науково-практичної конференції *«Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* 39-10 квітня 2020 року. Житомир : ЖАТК. С. 234-235.

2. Ярош Я.Д., **Ткачук О.Б.** Енергетичні втрати в зубчастих передачах. Матеріали XIII Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2021. С. 38.

3. Ярош Я.Д., **Ткачук О.Б.** Зносостійкість і протизадирна стійкість зубчатих коліс. Збірник тез доповідей XXII Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" присвячену 121-річчю з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка, 16–18 жовтня 2021 року, м Ніжин. Ніжин. 2021. С. 235-237.

**Практичне значення одержаних результатів.** Практичний інтерес для сільськогосподарських підприємств представляє запропонована підхід по підвищенню довговічності зубчастих передач.

**Структура та обсяг роботи.** Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 15 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 47 сторінок комп'ютерного тексту, містить 19 рисунків та 1 таблиця.

## РОЗДІЛ 1

### УМОВИ РОБОТОЗДАТНОСТІ І НАДІЙНОСТІ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ

Зносостійкість зубчастих коліс. Зношування зубів, як правило, має місце внаслідок недостатньої несучої здатності масляного шару, неминучого змішаного тертя при пусках і зупинках і особливо внаслідок попадання в зачеплення з мастилом абразивних частинок, порівнянних з товщиною масляного шару.

Абразивне зношування є основною причиною виходу з ладу як відкритих передач, так і закритих передач машин (гірських, дорожніх, будівельних, сільськогосподарських, транспортних та інших), що працюють у середовищі, засміченому абразивами.

Зуби коліс швидкохідних передач, що працюють в умовах досконалого мащення та ізоляції від пилу, з рідкими пусками та зупинками, за умови правильної конструкції передачі, точного виготовлення та складання, зберігають сліди обробки протягом багатьох років служби.

Зношування зубів з твердістю поверхневого шару HRC 50-55 у коліс коробок швидкостей токарних верстатів середніх розмірів протягом року двозмінної роботи становив 15-25 мк. Зуби коліс кранових та екскаваторних редукторів при інтенсивній експлуатації зношуються на величину 0,5-1 мк за 1 год.

Величина зношування матеріалів при абразивному зношуванні визначається властивостями абразиву, вихідними властивостями матеріалів і технологічним процесом виготовлення елементів пари, що труться, зовнішніми впливами при роботі пари тертя, умовами мащення.

Знос не залежить від твердості абразиву, якщо вона значно вища за твердість сталі. Знос знижується зі зменшенням твердості абразиву, якщо вона лише трохи вища за твердість сталі. При твердості абразивних зерен нижче за твердість сталі знос швидко знижується зі збільшенням різниці твердостей.

При твердості абразиву, що дорівнює або меншій твердості металу, знос практично незначний.

Зі збільшенням розміру абразивних зерен знос підвищується лише до певного «критичного» розміру зерна, а потім залишається незмінним.

Інтенсивність об'ємного зношування прямо пропорційна відносному числу ріжучих зерен в абразиві.

Зносостійкість термічно необробленої та обробленої сталі при абразивному зношуванні підвищується зі збільшенням її твердості по-різному. При підвищенні твердості сталі механічним наклепом зносостійкість її залишається незмінною.

Величина зносу за інших постійних умов прямо пропорційна шляху тертя і збільшується зі зростанням питомого навантаження. Вплив швидкості на абразивне зношування металів ще не вивчено, проте вона може опосередковано впливати на зношування через нагрівання при терті.

Вплив на зносостійкість нагрівання внаслідок тепловиділення при терті може бути значним.

Фізичний стан поверхневого шару металу в процесі тертя змінюється внаслідок його пластичної деформації, окислення та науглецювання металу та виникнення в ньому структурних змін.

Окисні плівки, що утворюються за рахунок окислення при терті у ряді випадків предохраняють поверхневі шари металів подальшої руйнації. Форсування зношування починається з руйнування окисної плівки.

Швидкість зношування матеріалів деталей, що труться, змінюється в часі, а саме, існує три періоди зношування: початкове або приробіткове, що встановилося і посилене. Для кожного виду і кожного періоду зношування характерна поява певної мікрогеометрії поверхні. Після кожної зупинки, при черговому пуску машини і, мабуть, при змінах в режимах роботи пари тертя період початкового зношування певною мірою повторюється.



Великий вплив на зносостійкість має масштабний фактор. Так, наприклад, за даними Б. І. Костецького, швидкість зношування при змінах розмірів пари, що труться, змінюється в десятки і сотні разів. Останнє пояснюється зміною теплового режиму, площі фактичного контакту та частоти контактів під час тертя. При взаємодії поверхонь, що труться, можуть виникати вібрації, закономірності яких для різних видів тертя різні.

Зі збільшенням виникаючих при зношуванні кінцевих залишкових напружень у поверхневих шарах матеріалів елементів пари, що труться, швидкість зношування спочатку знижується, а при подальшому їх збільшенні зростає. У всьому діапазоні величин залишкових напружень швидкість зношування зі збільшенням величини напружень зростає зростає.

Нерівномірність зношування зубів пояснюється неоднаковою роботою сил тертя в різних точках профілю, що, у свою чергу, обумовлено такими основними факторами: зміною контактних напружень за профілем через змінність радіуса кривизни зубів за профілем і в часі, а також через переспряжень зубів; зміною жорсткості та швидкостей відносного ковзання зубів, а також деформацій ободів коліс залежно від фази зачеплення; фланкування зубів (особливо при невдалому виборі його параметрів) та ін.

Найчастіше максимальне зношування має місце в зоні однопарного зачеплення, де питоме контактне навантаження досягає максимальної величини. Однак знос зубів майже рівномірний за профілем у коліс коробок швидкостей токарних верстатів 1Д62М і А5 (виготовлені з сталі марки 40Х, загартовані СВЧ до HRC 50-55) і кранових редукторів (виготовлені зі сталі марки 45, термооброблені до твердості HB 250), що працюють у парі із загартованими шестернями (виготовлені зі сталі марки 40ХН, загартовані СВЧ до твердості HRC 48).

Рівномірний знос зубів у першому випадку пояснюють вирівнюючою дією твердих частинок, що потрапляють між ними, які дряпають контактуючі поверхні і в зоні полюсного зачеплення, а в другому випадку - тим, що більш

тверді зуби шестірні грають роль формуючого елемента, що визначає профіль зубів у колеса.

Якщо у твердих зубів у процесі зношування можливе утворення ребра в полюсній зоні, то у м'яких зубів воно обминається і втрачає чіткість.

За даними Н. Ф. Капралової, у трамвайних тягових зубчастих передачах найбільше зношування має місце в полюсній зоні зачеплення, що пояснюється зміною міжосьової відстані у передачі та пов'язаним з ним переміщенням полюса зачеплення через зношування підшипників.

У коліс, що включаються осьовим переміщенням, зношування зубів по довжині за наявності руйнувань і ушкоджень їх торців поступово збільшується від зуба до зуба і доходить до максимуму, після чого знову поступово зменшується.

І. В. Крагельським була запропонована кількісна теорія розрахунку зносу твердих тіл, побудована на припущенні про втомну його природу.

Для коліс, що працюють із суттєвим зношуванням зубів, роблять спроби розрахункової оцінки довговічності. Зокрема, для нормалізованих зубчастих коліс отримано наступну наближену залежність лінійної швидкості зношування:

$$v = cA\sigma^{1.4}v_c, \quad (1.1)$$

де  $A$  – відсоток абразиву в мастилі (0,5-2%);

$\sigma$  – контактна напруга;

$v_c$  – швидкість ковзання;

$c$  – числовий коефіцієнт.

На рис.1.1 показані найбільш характерні криві розподілу швидкостей зношування зубів пари зубчастих коліс екскаватора СЕ-3, побудовані за результатами обстеження зношування коліс в процесі експлуатації. Значне розсіювання швидкостей зношування, що досягає 10-кратної величини, характерне для всіх зубчастих коліс і пояснюється відмінністю умов експлуатації, ґрунтових кар'єрів та технології виготовлення коліс.

Зношування інших елементів зубчастих коліс, таких як, наприклад, цапф, опорних торців сприймаючих осьові навантаження коліс (косозубих циліндричних, конічних та ін.) може призводити до порушення правильності зачеплення зубів.

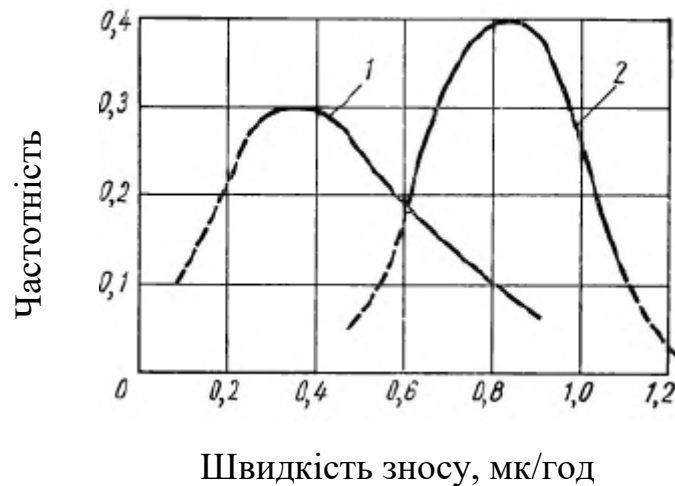


Рис. 1.1. Криві розподілу швидкостей зношування зубчастих коліс екскаватора СЕ-3: 1 – веденого колеса ( $z = 67$ , матеріал - сталь марки 35Л1, НВ 217-255); 2 – ведучого колеса ( $z = 11$ , матеріал - сталь марки ОХМ, НВ 340-343)

Заїдання та протизадирна стійкість зубчастих коліс. Заїдання відбувається при розривах мастильної плівки в місцях контакту (рис. 1.2) і полягає в молекулярному зчепленні матеріалів деталей, що труться, на ділянках безпосереднього їх контакту, у руйнуванні контактів з вириванням досить великих частинок матеріалів, що ушкоджують контактуючі елементи. Зазвичай заїдання відбуваються при поєднанні високих тисків та високих швидкостей.

До заїдання схильні більш незагартовані деталі, виготовлені з однорідних матеріалів, проте заїдання спостерігається також і у загартованих деталей з різномірних матеріалів.

З настанням заїдання різко зростають коефіцієнт тертя і швидкості зношування в парі тертя, плавний рух переходить у переривчастий, стрибкоподібний, підвищується температура контактуючих тіл і т. п. Характер зміни цих ознак залежить від властивостей матеріалів, мастила та умови роботи пари тертя.

Заїдання зубів коліс зазвичай не призводить до негайного виходу передачі із ладу. Навпаки, заїдання інших ковзаючих елементів коліс з великою номінальною площею контакту (наприклад, цапф коліс) у багатьох випадках призводить до заклинювання колеса в корпусі, а внаслідок цього відбувається поломка найслабшої ланки у передачі та вся передача виходить з ладу.

Найбільш докладна класифікація видів пошкоджень зубів при заїданні зводиться до наступного:

- поверхні не пошкоджені задиркою;
- натир (блискучі на вигляд поверхні, що мають невиразні неозброєним оком риси, розташовані в напрямку відносного ковзання);
- наявність тонких (початкових) рисок (неглибокі короткі, рідко розташовані риси, помітні неозброєним оком);
- наявність розвинених рисок (довші та глибокі риси, близько розташовані один до одного);
- задир середньої інтенсивності (широкі, але не глибокі і не злиті борозни, розташовані у напрямку ковзання);
- сильна форма задира (широкі і глибокі борозни, що злилися між собою);
- дуже сильна форма задира (широкі та глибокі борозни, що злилися між собою, наявність виривів, наростів металу та оплавлення поверхневих шарів матеріалу зубів).

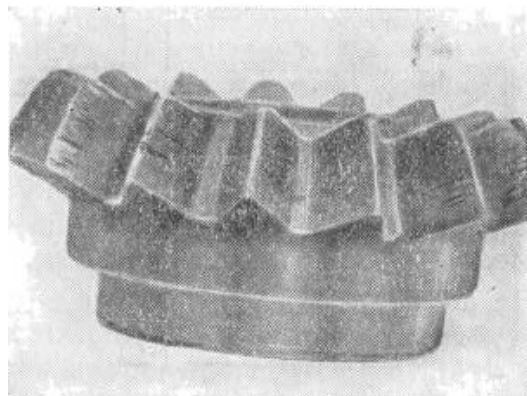


Рис. 1.2. Характер заїдання на зубах коліс

Перехід від однієї стадії заїдання до іншої зазвичай відбувається послідовно.

У зв'язку зі зміною умов тертя при зміні фази зачеплення зубів заїдання їх, зазвичай, поширюються лише на обмежені ділянки робочих поверхонь. У передачах з жорсткими деталями і вузькими колесами при хорошому контакті зубів заїдання виникає зазвичай по всій довжині зуба (Рис. 1.3): а - на початку або кінці зачеплення на голівці; б - у зоні переспряження на голівці; в - на початку або в кінці зачеплення на ніжці; г - у зоні переспряження на ніжці.

При взаємному перекосі коліс заїдання утворюються у місцях концентрації навантаження (зазвичай з одного краю зуба: д - на голівці, е - на ніжці, з - на голівці та ніжці одночасно; і рідше ж - у середині довжини зуба).

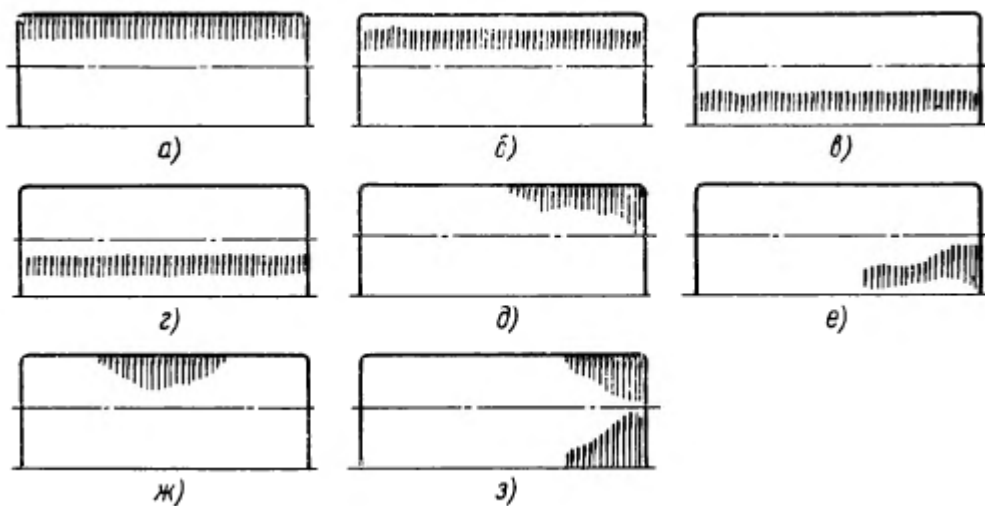


Рис. 1.3. Схема розташування поверхонь заїдання на профілі зуба

Зі збільшенням інтенсивності заїдання збільшується максимальна висота нерівностей поверхонь, виміряна перпендикулярно до напрямку ковзання, тому шорсткість поверхонь може бути об'єктивним критерієм інтенсивності заїдання.

При неточному виготовленні та складанні заїдання часто виникає лише на деяких зубах.

Заїдання може бути обмеженим або прогресуючим. Обмежені заїдання за будь-якого ступеня розвитку пошкодження зубів для багатьох передач безпечні.

У магістерській роботі всі зубчасті передачі запропоновано розділити на три групи, а саме: передачі, в яких заїдання у будь-якій формі неприпустимо (найбільш відповідальні редуктори турбогвинтових авіадвигунів та інші передачі); передачі, у яких допустиме обмежене заїдання; передачі, що не

порушують нормальної роботи машини при прогресуючому заїданні (тихохідні, маловідповідальні редуктори).

Механізм виникнення заїдання зубів коліс у працюючих з мастилом закритих передачах складається з трьох етапів: перехід від контактної-гідродинамічного мастила до граничного; перехід від граничного тертя до металевих контакту; захоплення матеріалів та руйнування вузлів захоплення.

Руйнування граничної плівки мастила між зубами виникає насамперед на окремих виступах мікронерівностей і відбувається внаслідок великих пластичних деформацій матеріалів, від високих температур у зоні контакту, або з обох причин разом.

При деформації матеріалів у зоні контакту в межах пружності розрив граничної плівки має місце при одній і тій же критичній температурі  $t_{кр}$ , яка не залежить від навантаження. За наявності пластичних деформацій матеріалів руйнування граничної плівки настане при температурі  $t < t_{кр}$  і тим меншою, чим більше навантаження та деформації в зоні контакту.

Усі типи зубчастих передач із опірності заїдання можна розташувати в наступному порядку: циліндричні з внутрішнім зачепленням, що володіють найбільш високою протизадірною стійкістю; циліндричні із зовнішнім зачепленням; конічні з прямими, косими та спіральними зубами; гіпоїдні; гвинтові, що мають найнижчу протизадірну стійкість.

Ще недавно більшість фахівців для розрахунку зубчастих коліс на заїдання пропонували залежності, засновані на температурному критерії Блока. Останніми роками було встановлено, що точність розрахунків зубчастих коліс на заїдання може бути істотно підвищена, якщо їх робити за запасом проти навантаження заїдання в зоні контакту зубів.

У більшості випадків навантажувальна здатність зубчастих передач обмежується згинальною та контактною міцністю зубів, зменшенням товщини гідродинамічної масляної плівки між зубами до критичної величини, заїданням.

При високій твердості зубів або сильно змінному і динамічному навантаженні несучу здатність зубчастих коліс переважно обмежує згинальна міцність (у коробках швидкостей металорізальних верстатів, автомобілів і т. п.), а при низькій і середній твердості або мало мінливому навантаженні - переважно контактна міцність (у передачах авіаційних двигунів, парових турбін торгових суден, тракторів та ін.), при високих окружних швидкостях - протизадирна стійкість (у передачах газових турбін та ін.), при недостатній захищеності передач від попадання абразиву - зносостійкість (у передачах будівельних машин та ін.) і т. п.

Для з'ясування відносного розташування максимально допустимих меж потужності за окремими умовами в роботі розглянуто ряд геометрично подібних передач з зубчастими колесами з однакового матеріалу і змащувані одним і тим самим мастилом. Для всіх цих передач шукані межі приблизно визначаються залежністю:

$$[N_i] = c_i n^{p_i} d^{q_i}, \quad (1.2)$$

де  $[N_i]$  – максимальне значення потужності, що відповідає  $i$ -й межі, у квт.

$c_i$  – постійний для даного ряду передач і даної межі поправочний коефіцієнт;

$n$  – число обертів зубчастого колеса за хвилину;

$d$  - діаметр початкового кола зубчастого колеса мм;

$p_i$  та  $q_i$  – показники ступеня, зазначені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Значення показників ступені  $p_i$  та  $q_i$ .

Межі	$p_i$	$q_i$
Межі по згинальній та контактній міцності	1	3
Гідродинамічна межа	9	14
Межа по протизадирній стійкості	1/3	5/3

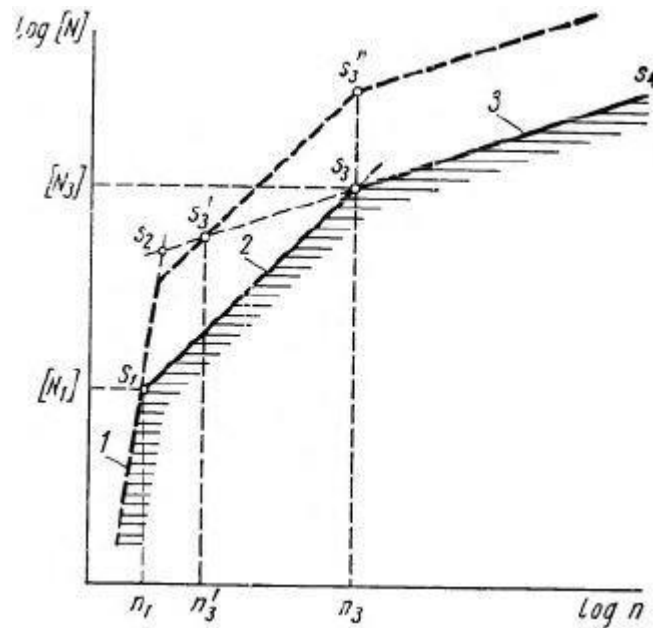


Рис. 1.4. Діаграма меж потужності для даної зубчастої передачі та даного мастила: 1 – гідродинамічна межа; 2 – межа по згинально-контактній міцності; 3 – межа протизадирної стійкості.

Відносне положення меж для зубчастої передачі показано у логарифмічних координатах на рис. 1.4. Тут нахил прямих визначається показником ступеня  $r_i$ . Прямі, що відповідають межам згинальної та контактної міцності, паралельні, так як  $r_{и} = r_{к} = 1$ ; відносне розташування цих прямих залежить від коефіцієнтів  $c_{и}$  і  $c_{к}$ . Отже, з границь  $[N_{и}]$  і  $[N_{к}]$  лімітуючим є лише найменший.

З рис. 1.4 видно, що при низьких окружних швидкостях зубчастих коліс лімітуючим є гідродинамічна межа, а при високих швидкостях - межа протизадирної стійкості.

При виготовленні зубчастих коліс з більш міцних матеріалів, але без зміни їх мащення в передачі точка перетину меж по згинально-контактній міцності і протизадирної стійкості зміщується в бік менших  $n$  (наприклад, з точки  $s_3$  у точку  $s_3'$ ).

При великих значеннях коефіцієнтів  $c_{и}$  та  $c_{к}$  при будь-яких окружних швидкостях коліс можуть виявитися лімітуючими або їх протизадирна стійкість, або несуча здатність масляної плівки в зачепленні зубів. У таких випадках для найбільш повного використання механічних властивостей матеріалу коліс



необхідно вжити відповідних заходів щодо підвищення гідродинамічної межі та межі протизадирної стійкості.

### **Висновки по розділу**

В першому розділі магістерської роботи умови проведення аналізу роботоздатності і надійності зубчатих передач сільськогосподарських машин.

## РОЗДІЛ 2

### ВПЛИВ МОДУЛЯ, КІЛЬКОСТІ ЗУБІВ, ШИРИНИ ЗУБЧАСТИХ ВІНЦІВ ТА КУТА НАХИЛУ ЗУБІВ НА НЕСУЧУ ЗДАТНІСТЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Близько 85% всіх застосовуваних у машинобудуванні зубчастих передач є закритими і лише 15% - відкритими.

Циліндричні прямозубі колеса доцільно використовувати переважно у тих випадках, коли відсутність осьових сил у передачі дає суттєві конструктивні переваги, а також за необхідності осьових переміщень для перемикання швидкостей.

Косозубі та шевронні колеса в порівнянні з прямозубими при точному їх виготовленні мають велику згинальну та контактну міцність, а робота їх супроводжується меншими динамічними навантаженнями, вібраціями та шумом.

Недоліками косозубих та шевронних коліс є необхідність підвищеної точності виготовлення зубів за профілем для забезпечення гарного їх прилягання та збільшення нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній при зношуванні зубів (особливо при твердості поверхневих шарів матеріалу зубів  $HV > 350$ ). Навіть при невеликому зношуванні зубів у таких коліс виникають викришування матеріалу на зубцях поблизу полюса зачеплення. Тому у косозубих та шевронних коліс з твердими зубами робочі бічні поверхні зубів повинні бути досить гладкими, а мастило їх має здійснюватися чистим мастилом; у такому разі в середньошвидкісних та швидкохідних передачах зношування зубів не буде.

Крім цього, косозубі колеса створюють при роботі додаткові осьові навантаження на вали, осі та підшипники, а зубці шевронних коліс за відсутності достатньої ширини канавки для виходу шліфувального кола не можна шліфувати на зубошліфувальних верстатах.

Для забезпечення рівномірного розподілу навантаження між напівшевронами в зубчастих передачах із шевронними колесами необхідна деяка осьова свобода одного з коліс.

У середньошвидкісних і швидкохідних передачах з зубчастими колесами з поліпшеної, нормалізованої або термічно необробленої сталі доцільно застосовувати косозубі або шевронні колеса у всіх випадках за винятком тих, коли не допускаються осьові зусилля, осьова переміщення коліс і т.п. Косозубі колеса переважно шевронні, якщо при їх застосуванні не потрібні спеціальні упорні підшипники.

Види зубчастих зачеплень та передач. Найбільше застосування знаходить евольвентне зачеплення. З інших систем зачеплення зубчастих коліс застосовують зачеплення М.Л. Новікова, циклоїдалне, цівкове; у хвильових передачах застосовують трикутний профіль, хоча останнім часом і в цих передачах починають застосовувати евольвентні зуби, але зі збільшенням до  $30^\circ$  кутом вихідного контуру та зменшеною висотою.

Зубчасті передачі внутрішнього зачеплення в порівнянні з передачами зовнішнього зачеплення за інших рівних умов найбільш компактні, мають велику згинальну і контактну міцність, зносостійкість, протизадирну стійкість і вищий ККД.

Передачі із зачепленням Новікова мають більш високу контактну міцність та менші втрати на тертя, але створюють осьові навантаження на вали та осі.

Із застосовуваних двох варіантів зачеплення Новікова - заполюсного (з одностороннім зачепленням) і дозаполюсного (з двостороннім зачепленням) найбільш перспективне дозаполюсне зачеплення, що забезпечує більш високу здатність навантаження і менші рівні вібрацій і шуму.

Якщо передачі із заполюсним зачепленням Новікова вимагають різного інструменту для нарізання шестірні та колеса, а тому в порівнянні з евольвентними дорожчі у виготовленні, то дозаполюсне зачеплення цих недоліків не має.

Заміна евольвентних зубчастих передач з твердістю зубів коліс  $HV \leq 350$  передачами з зачепленням Новікова дозволяє підвищити їхню несучу здатність приблизно в 2 рази або знизити вагу не менше ніж на 35%.

Колеса з циклоїдальними зубами - парні (кожне колесо може правильно зчеплюватись тільки з тим зубчастим колесом, на роботу з яким воно розраховане); внаслідок малих втрат на тертя їх застосовують у механізмах годинників та приладів.

Цівкове зачеплення іноді застосовують у передачах з великою редукцією у загальному машинобудуванні, зокрема, у баштових кранах та у точній механіці.

Потреба в безззорному зачепленні зубів (у слідкуючих приводах та ін.) призвела до створення передач (між валами з паралельними осями), складених з евольвентно-конічних зубчастих коліс. У таких передачах бічні зазори в зачепленні можна регулювати осьовим рухом одного з коліс пари. Однак при цьому змінюється радіальний зазор передачі, що в ряді випадків обмежує використання цієї можливості. Зубчасті передачі, складені з коліс з нерівновисокими зубами, менш чутливі до осьових переміщень і дозволяють зменшувати регулювання бічний зазор в зачепленні на величину більше 8% від кроку за зчеплення. За попередніми експериментальними даними контактна витривалість зубів поліпшених коліс зі сталі марки 45 у такій передачі виявилася навіть вищою, ніж у зубів у циліндричній нульовій передачі.

Для здійснення передачі обертання від валу до валу, коли кут між ними змінюється в широкому діапазоні, були розроблені просторова рівномодульна зубчаста передача та передача з тороїдними зубчастими колесами, запропонована А. І. Грінченком. Кут між осями обертання коліс у цих передачах можна змінювати в діапазоні  $0-180^\circ$  без порушення передавального числа. Однак через різко виражений точковий контакт зубів такі передачі можна застосовувати лише при невеликих переданих навантаженнях (наприклад, у механізмах дистанційного управління тощо). Зокрема, проведені розрахунки

показують, що контактна міцність тороїдних зубчастих коліс нижче, ніж конічних прямозубих коліс таких самих розмірів, у 4-5 разів.

Хвильова передача – новий механізм, заснований на принципі передачі обертального руху за рахунок бігучої хвильової деформації одного із зубчастих коліс. Кінематично хвильова передача є планетарною з одним з центральних коліс у вигляді гнучкого вінця.

Хвильові передачі забезпечують підвищену навантажувальну здатність порівняно з іншими передачами при тих же габаритних розмірах, можливість отримання великих передавальних чисел (від 30-50 до декількох десятків тисяч) при малих габаритних розмірах та малій кількості робочих ланок, високу кінематичну точність та можливість передачі руху у герметизований простір. Однак ці передачі мають підвищений нагрів та знижену жорсткість.

Модуль зубів коліс визначають з розрахунку зубів на згинальну міцність. Розрахунок при однакових матеріалі та зміцненні парних коліс ведуть по меншому з них, а при різних матеріалах та зміцненнях - по колесу з меншим твором  $Y[\sigma_u]$  ( $Y$  – коефіцієнт форми зуба,  $[\sigma_u]$  – напруження вигину, що допускається).

Якщо працездатність та надійність зубчастої передачі обмежується контактною міцністю зубів, то розрахунком визначають міжосьову відстань  $A$  та ширину зубчастих вінців коліс, по них підбирають модуль (зазвичай у межах 0,01 - 0,02  $A$ ) та проводять перевірочний розрахунок зубів на згинальну міцність. Великі значення вибирають при роботі з неминучим зношуванням, короткочасним навантаженням, значними навантаженнями, менші значення - при тривалій роботі, малих навантаженнях і великих швидкостях.

Модуль зубів коліс слід вибирати по можливості мінімальним, тому що в іншому випадку збільшуються зовнішні діаметри заготовок та вага, трудомісткість обробки, втрати на тертя та температура нагрівання. Проте значення  $m < 1,5 \div 2$  мм у силових передачах не рекомендують через можливе велике зниження несучої здатності в результаті зносу, підвищеного впливу

неоднорідностей матеріалу, труднощі якісної термічної обробки та небезпеки руйнування при перевантаженнях.

Довговічність зубів по зносу пропорційна їх модулю.

В експериментах із зубчастими колесами з  $m = 3 \div 8$  мм значення коефіцієнтів загального та згинального пружних переміщень зубів (мк/кГ/см) при однакових числах зубів коліс майже не залежали від величини модуля.

Числа зубів коліс, здатність навантаження яких визначається згинальною міцністю, для забезпечення максимальної компактності і мінімальної вартості передачі за інших незмінних умов вибирають по можливості меншими. При цьому слід мати на увазі, що зі зменшенням чисел зубів коліс при незмінному їх модулі і радіусі кривизни викружки коефіцієнт форми зубів знижується (Рис. 2.1), а їх напруженість зростає.

При малих і середніх окружних швидкостях і постійному навантаженні числа зубів колес, що зачіплюються, для прискорення їх приробітку, бажано вибирати кратними один одному або з можливо великим числом загальних множників. При великих окружних швидкостях і змінному навантаженні, навпаки, бажані взаємно прості числа зубів або з меншим числом загальних множників.

При виборі чисел зубів коліс у багатопотокових передачах слід враховувати умови їх складання.

Мінімально допустима кількість зубів шестерні для 20 градусного некоригованого зачеплення  $z_{min} = 17 \div 20$ , при знижених вимогах до плавності зачеплення (наприклад, у передачах ручного управління)  $z_{min} = 14$ , а для коригованого зачеплення  $z_{min} = 10 \div 12$  і навіть менше. Для швидкохідних зубчастих передач В. Н. Кудрявцев рекомендує приймати  $z_{min} \geq 25 \div 27$ .

У загальному випадку мінімально допустиме число зубів можна визначити за формулою:

$$z_{min} = \frac{2(f_0 + c_0 - f_r - \xi)}{1 - \cos \alpha_{дк} \cdot \alpha_0}, \quad (2.1)$$

де  $f_r$  - коефіцієнт висоти округленої ділянки головки зуба інструменту.

Максимальну кількість зубів шестерні з умови їх згинання міцності для передач з циліндричними колесами при необхідності забезпечення однакової здатності навантаження зубів по згинальній і контактній міцності можна визначити за відомими залежностями.

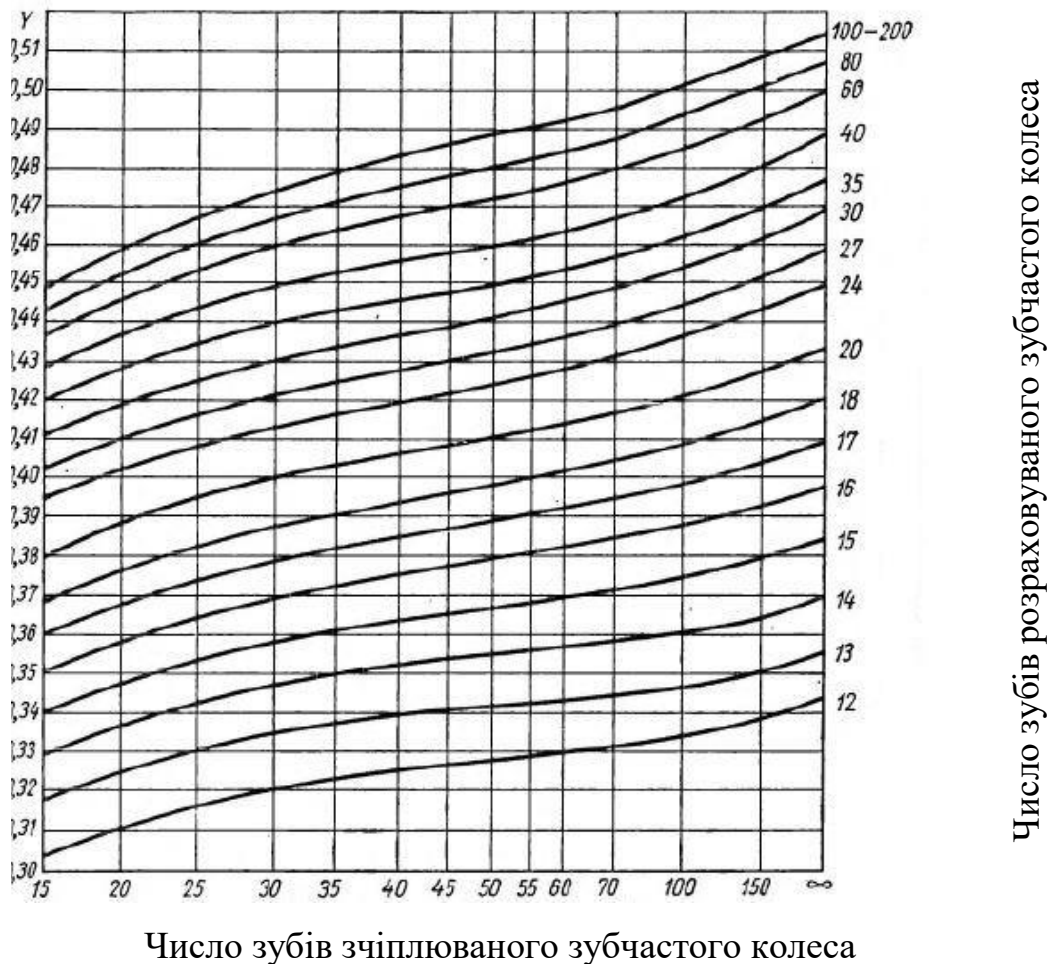


Рис. 2.1. Графіки зміни коефіцієнтів форми зуба з високонапружених зубчастих передач 6-го і більш високих ступенів точності.

Мінімальне значення сумарного числа зубів  $z_c$  колес, що зачіплюються, для відкритих передач рекомендують знаходити з умови відсутності підрізання зубів шестерні і забезпечення необхідної їх зносостійкості. Максимальне значення  $z_c$  обмежується габаритними розмірами передачі та можливостями зубообробного верстата.

Для закритих передач величину  $z_c$  бажано визначати з умови рівномірності зубів за вигином і контактним напруженням, що досягається при однакових

інтенсивностях навантажень, обчислених по обох видах напружень, тобто при  $(p_n)_k = (p_n)_u$ .

Перераховані рекомендації відносяться в основному до зубчастих колес зі стандартним вихідним контуром; для зубчастих коліс із модифікованим вихідним контуром необхідні відповідні поправки.

Кількість ступенів у зубчастій передачі вибирають головним чином, виходячи з необхідного значення її загального передавального числа. Одноступінчасті передачі в порівнянні з передачами, що складаються з декількох ступенів, простіші за конструкцією, оскільки мають меншу кількість деталей і простіші корпуси.

Редуктори з циліндричними зубчастими колесами згідно ДСТУ рекомендується виконувати: одноступінчасті з  $i = 1,25 \div 10$ , двоступінчасті з  $i = 8 \div 50$  і триступінчасті з  $i = 40 \div 400$ . Кількість ступенів у передачах слід вибирати можливо меншим, але так, щоб передавальне число кожного ступеня не перевищувало 10 (зазвичай не більше 6,3, щоб уникнути збільшення габаритних розмірів).

Розбивку загального передавального числа передачі по ступеням підпорядковують головним чином вимогам забезпечення: рівноміцний ступінь передачі; однакового занурення зубчастих коліс різних ступенів у загальну масляну ванну; максимальної компактності та мінімальної ваги передачі; необхідної точності передачі; вищої технологічності передачі.

Розбивку по ступеням загального передавального числа закритих, добре змащуваних зубчастих передач рекомендують проводити виходячи з умови забезпечення контактної рівноміцності зубів коліс у всіх ступенях.

За даними К. І. Заблонського, із зменшенням передавального числа ступеня коефіцієнт концентрації навантаження по довжині контактних ліній зубів циліндричних коліс зростає; зокрема, при  $i_{ст} = 1$  він на 50% вище, ніж при  $i_{ст} = 5$ . У передачах з конічними зубчастими колесами зменшення передавального числа призводить до зниження концентрації навантаження.

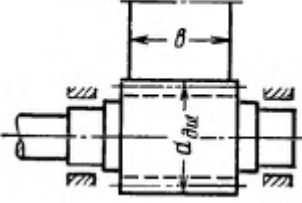

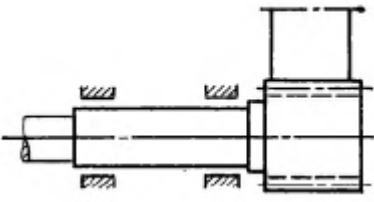


Відносну ширину зубчастих вінців коліс слід вибрати з урахуванням конструкції та умов роботи передачі, виду коліс і прироблюваності їх зубів.

Відносна ширина зубчастих вінців у новопроектованих передачах повинна бути такою, при якій коефіцієнт деформації валів та зубчастих коліс  $k_d \leq 0,8$ . При великій ширині зубчастих вінців іноді важко забезпечити достатню довговічність підшипників та достатню міцність валів.

$$\text{Орієнтовне значення } \Psi_d = \frac{b}{b_{\text{дш}}}.$$

Таблиця 2.1 – Розташування опор щодо зубчастого вінця

Розташування опор щодо зубчастого вінця	Значення коефіцієнта прироблюваності зубів	Навантаження	$\Psi_d$
Симетричне та поблизу зубчастого вінця 	$\leq 0,3$	А	2(2,6)
		Б	1,6(2,1)
	$> 0,3$	А і Б	1,3(1,6)
Несиметричне 	$\leq 0,3$	А	1,6(2,1)
		Б	1,3(1,8)
	$> 0,3$	А і Б	1(1,3)
По один бік зубчастого вінця 	$\leq 0,3$	А	1
		Б	0,8
	$> 0,3$	А і Б	0,6

Примітка. У таблиці літерою А позначається навантаження, що мало змінюється за величиною. Літерою Б позначається навантаження, що у процесі роботи різко змінюється за величиною.

У дужках дано значення  $\Psi_d$  для шевронних передач. При цьому  $b = 2b'$ , де  $b'$  - ширина полушеврона.

У відкритих передачах зазвичай  $\Psi_A \leq 0,3$ . При значному перекосі зубів у зачепленні в умовах змінного навантаження слід приймати ширину зубчастих вінців  $b \leq 10 m_n$ , але не менше  $\frac{d_{дк}}{12}$  діаметр ділильного кола зубів колеса).

У коробках швидкостей з метою зменшення їх поздовжніх габаритних розмірів та у зв'язку з суттєвими деформаціями валів приймають із застосовуваних у нашому машинобудуванні циліндричних

зубчастих коліс 94% мають  $\gamma = 0,1ч - 0,8$ , а близько 75% прямозубих циліндричних коліс мають  $|\gamma| > \tau = 4 - \gamma - 10$  [44]..

Зі збільшенням відносної ширини зубчастих вінців зменшуються діаметри коліс, їх окружні швидкості, динамічні навантаження у зачепленнях, поперечні габаритні розміри передач та інтенсивність їхнього шуму. Однак при цьому зростають габаритні розміри передачі в осьовому напрямку, нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній зубів, зусилля на опори та втрати в них на тертя, габаритні розміри та вага підшипникових вузлів.

К. І. Заблонський встановив, що у передачах із симетричним розташуванням шестірні та  $\Psi_d < 1,5$  концентрація навантаження на зубцях має місце лише з боку підведення крутного моменту, а при  $\Psi_d > 1,5$  - з обох боків зубчастого вінця.

Для прямозубих коліс вантажних автомобілів відносна ширина зубчастого вінця становить  $\Psi_m = \frac{b}{m} = 4,4 \div 7$ , а для більшості косозубих коліс тих же автомобілів у середньому  $\Psi_m = 10$ .

Для зубчастих коліс 1-ї передачі ряду тракторів  $\Psi_m = 4,2 \div 8$ , а зубчастих коліс бортових передач цих же тракторів  $\Psi_m = 6,7 \div 11,3$ .

Значення коефіцієнтів  $\Psi_A = \frac{b}{A}$  - можна вибирати для редукторів загального призначення переважно в діапазоні розмірів рівним 0,3-0,4. Для легких редукторів допускають також  $\Psi_A = 0,2 \div 0,4$ , для середніх редукторів  $\Psi_A = 0,3 \div 0,6$ , для важких до 0,8, а в особливих випадках до 1-1,2 (шевронні передачі).

Із застосовуваних у нашому машинобудуванні циліндричних зубчастих коліс 94% мають  $\Psi_d = 0,1 \div 0,8$ , а близько 75% прямозубих циліндричних коліс мають  $\Psi_m = 4 \div 10$ .

В. Н. Кудрявцев рекомендує: вибирати помірну ширину зубчастих вінців, меншу наведених вище орієнтовних значень  $\Psi_d$ ; конструювати вали і опори (а по досвіду також зубчасті колеса і корпуси) з урахуванням впливу їх деформацій на розподіл навантаження по довжині контактних ліній зубів коліс.

### **Висновки по розділу**

Зубчастий вінець шестірні часто виконують на 5-10 мм ширше вінця колеса, що дещо полегшує складання передачі та виключає контакт безпосередньо біля торця зуба шестірні, небезпечний у разі її твердих зубів. Однак для передач, у яких усі колеса мають тверді зуби, різниця в ширині зубчастих вінців сполучених коліс небажана. Спостереження показують, що нерівномірний розподіл контактних тисків по довжині зуба, що має при цьому місце внаслідок ефекту кромки, може призводити до передчасних контактних руйнувань зубів.

### РОЗДІЛ 3

## ПІДВИЩЕННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ КОНСТРУКТИВНИМИ МЕТОДАМИ

Із збільшенням кута  $\beta_d$  підвищуються коефіцієнт перекриття, плавність зачеплення і знижуються динамічні навантаження, але одночасно з цим зростають осьові зусилля у передачі та дещо ускладнюється виготовлення зубчастих коліс. Кут нахилу зубів сильно впливає на жорсткість зачеплення. За даними К. І. Заблонського, вплив деформації кручення шестерні на розподіл навантаження вздовж контактних ліній зубів зі збільшенням  $\beta_d$  зменшується.

За ДСТУ у косозубих передачах рекомендують приймати  $\beta_d = 8 \div 15^\circ$ . У передачах із шевронними зубчастими колесами, а також у роздвоєних ступенях рекомендують приймати  $\beta_d = 25 \div 40^\circ$ . Варіюючи величиною кута  $\beta_d$ , можна уникнути отримання передачі з малими значеннями  $\lambda_{\min}$ , які повинні бути не менше 0,95 ( $\lambda_{\min}$  - відношення мінімальної довжини робочих ділянок контактних ліній зубів до їх номінальної довжини).

В коробках передач вантажних автомобілів кут нахилу зубів коліс зазвичай становить  $20-30^\circ$ . За експериментальними даними, зі збільшенням кута нахилу зубів їх контактна міцність, зносостійкість, ККД зубчастої передачі незначно знижуються; зокрема зі збільшенням кута  $\beta_d$  з  $10^\circ$  до  $35^\circ$  контактна міцність зубів знижується на 8%. Експерименти були проведені на покращених зубчастих колесах зі сталі марки 40Х (твердість зубів шестерні НВ 269-277, колеса - НВ 235-241) при  $v_{\text{окр}} = 6,5$  м/сек і змащуванні зануренням в масло марки МС-20 з робочою температурою  $45-50^\circ\text{C}$ . Чистота поверхонь зубів становила  $\nabla 6$ .

З іншого боку, Німан і Ретіг для загартованих зубчастих коліс рекомендують більший кут нахилу зуба  $\beta_d$ , коли вирішальною є контактна міцність (проведеними експериментами встановлено безперервне підвищення контактної міцності зубів до  $\beta_d = 45^\circ$ ); по згинальній міцності рекомендують віддавати перевагу меншому куту нахилу зуба ( $\beta_d < 25^\circ$ ).

Конкретні значення кутів нахилу зубів у проєктованих передачах визначають розрахунковим шляхом, виходячи з необхідних міжосьових відстаней.

Зі збільшенням податливості обода та діафрагм зубчастих коліс коефіцієнт жорсткості зубів знижується.

Додаткові переміщення зубів, зумовлені пружною деформацією обода, становлять у середньому 55 і 105% від згинальних переміщень пари зубів для випадків, коли навантаження прикладене відповідно до вершини зуба та на ділільному колі.

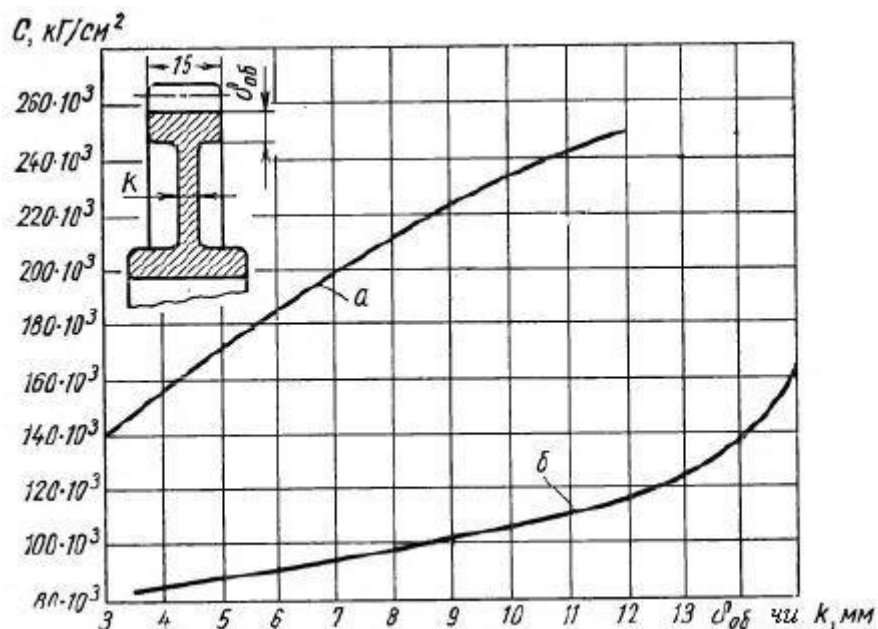


Рис. 3.1. Залежність усередненого коефіцієнта жорсткості двопарного зачеплення від товщини обода  $\delta_{об}$  і діафрагми  $k$  ( $m = 5$  мм ;  $z_1 = z_2 = 32$ ;  $\alpha_d = 20^\circ$ ): а - крива залежності  $C$  від  $K$  при  $\delta_{об} = 14$  мм; б - крива залежності  $C$  від  $\delta_{об}$  при  $K = 4$  мм.

Характер розподілу напружень по зубу та ободу колеса, що має з боків ребра жорсткості, показаний на рисунку 3.2. Очевидно, інтенсивність зміни напружень по довжині контактних ліній зубів і ширині обода при незмінних розмірах коліс залежить від величини навантаження, що передається ними.

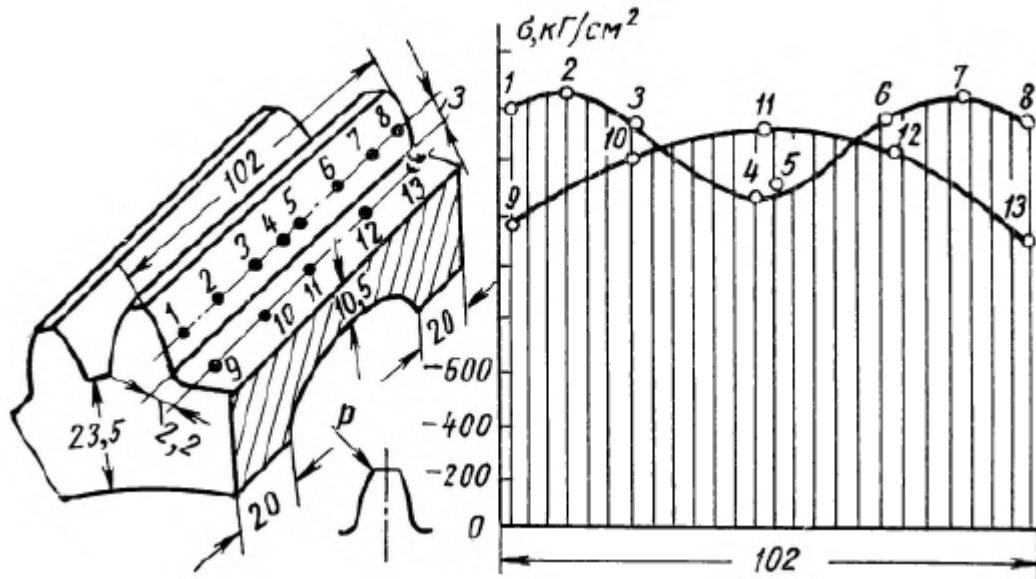


Рис. 3.2. Епюри розподілу напружень по довжині зуба (1-8) і основи западини (9-13) зубчастого колеса, що має з боків ребра жорсткості (за даними В. А. Ліфанова):  $P - 5000 \text{ кГ}$ ;  $m = 5 \text{ мм}$ .

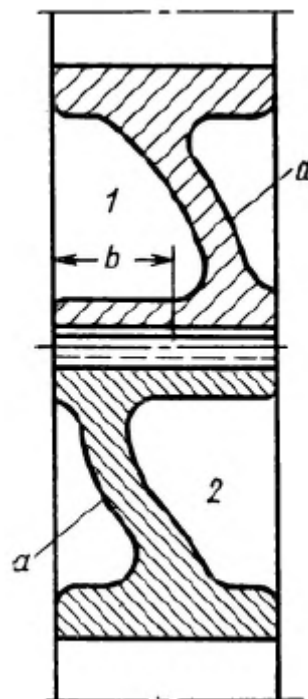


Рис. 3.3. Розташування діафрагм: а - колес, що зачіплюються, 1 і 2, що сприяє вирівнюванню навантаження по ширині зубчастих вінців

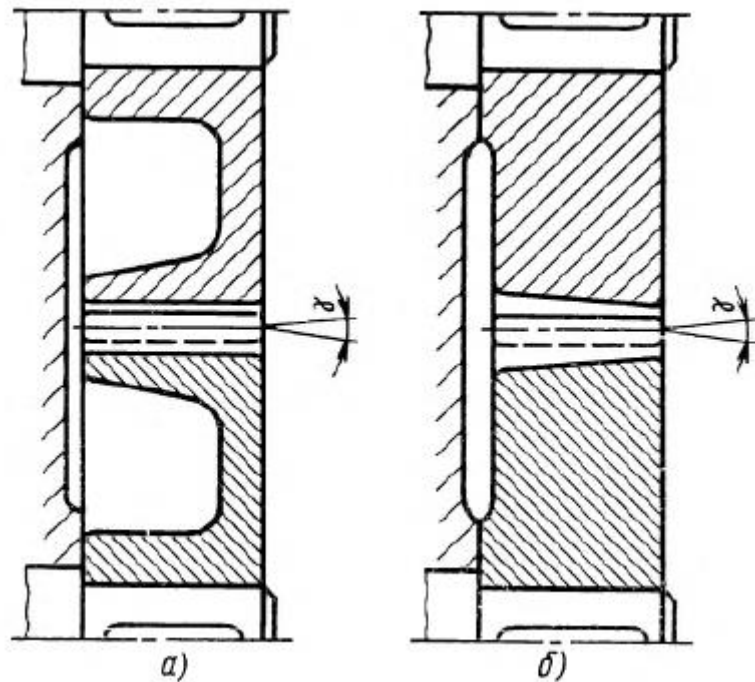


Рис. 3.4. Рекомендовані конструкції зубчастих коліс за наявності заздалегідь відомого у напрямку взаємного перекосу зубів ( $\gamma$ ) у зачепленні

Для вирівнювання навантаження по ширині зубчастих вінців коліс рекомендують місця переходу діафрагм в обід розташовувати так, як показано на рис. 3.3.

Для вирівнювання розподілу згинальних та контактних напружень по довжині контактних ліній зубів прямозубих коліс в умовах їх заздалегідь відомого у напрямку взаємного перекосу (наприклад, в консольних передачах) можна рекомендувати конструктивні заходи, показані на рисунку 3.4.

При правильному виборі товщини обода та ухилу його внутрішньої поверхні у варіанті *a* або ухилу основ западин між зубами у варіанті *б* поздовжнє коригування зубів стає зайвим.

Застосування у ряді випадків полегшення діафрагм зубчастих коліс за допомогою отворів (рис. 3.5) для відповідальних високонапружених швидкохідних передач допускати не слід, оскільки це призводить до періодичних змін жорсткості зачеплення зубів.

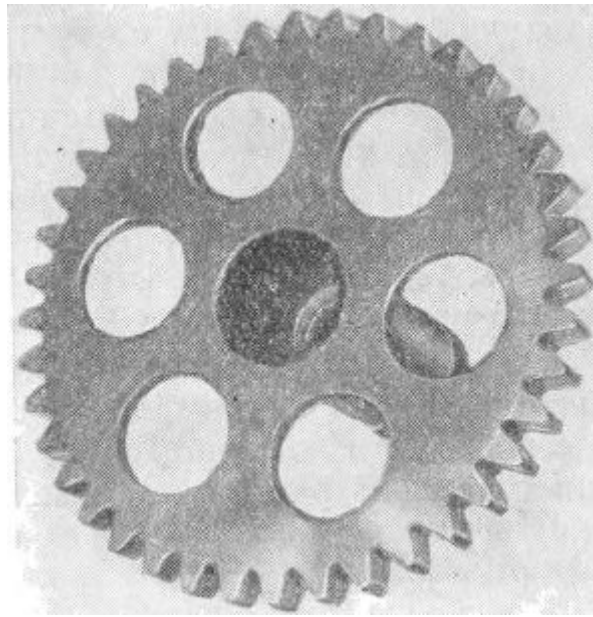


Рис. 3.5. Зовнішній вигляд зубчастого колеса із полегшеною діафрагмою

Прийнято вважати, що деформація обода сприятливо впливає на розподіл навантаження серед двох пар зубів колес, що зачіплюються, так як забезпечує реалізацію двопарного зачеплення при великих похибках зубчастих вінців і менших навантаженнях. Однак підвищена податливість зубів коліс у точних високонапружених передачах може призводити іноді до різко вираженого кромочного контакту зубів, в результаті чого при роботі в основах зубів утворюються поздовжні поглиблення, а на їх кромках контактні руйнування матеріалу.

Зі зменшенням товщини обода, починаючи від значення 1,6 т при 20 гдусному зачепленні знижується згинальна міцність як самого обода, так і зубів, тим більше, чим більше кількість зубів, модуль і коефіцієнт корекції колеса і чим менше радіус викружки зубів.

Правильний вибір форми та товщини обода та діафрагми зубчастих коліс має велике значення для попередження їх поломок від резонансних коливань, які іноді мають місце в швидкохідних передачах.

Ажурні форми тіла зубчастих коліс, зокрема колоподібні та ін., призводять до істотного зменшення частот їх власних коливань, внаслідок чого збільшується



ймовірність виникнення резонансних коливань коліс при впливі кінематичного або силового збудження з частотою зачеплення.

Для зниження інтенсивності шуму коліс рекомендують збільшувати жорсткість діафрагми та обода, а для гасіння коливань застосовувати пластмасові покриття, запресовувати в обід чавунні кільця, проточувати на внутрішній поверхні обода канавки та заливати їх оловом та інші заходи. Однак останні рекомендації для відповідальних силових зубчастих коліс (швидкохідних і високонапружених) неприйнятні, так як кільця і заливки можуть при роботі ослабнути, випасти з обода і тим самим викликати руйнування передачі. Крім того, обидва ці заходи призводять до додаткової нерівномірності розподілу напружень по довжині контактних ліній зубів та ширині обода.

З наведених даних видно, що оптимальні форми та розміри обода та діафрагм зубчастих коліс слід визначати в залежності від конструкції передачі, точності її виготовлення та умов роботи.

При шліцьовому з'єднанні зубчастих коліс з валом велике значення якості роботи зубчастої передачі має правильне розташування зубчастого вінця щодо шліцевого сполучення.

Шліци в процесі експлуатації зношуються, а характер зношування по довжині шліцьового з'єднання залежить від розташування зубчастого вінця колеса щодо шліцевого сполучення.

При несиметричному відносному розташуванні зубчастого вінця та шліцевого сполучення шліци навантажуються по довжині нерівномірно, а саме з того боку, куди зміщений зубчастий вінець колеса, навантаження більше, ніж з протилежного боку (рис. 3.6). Внаслідок цього нерівномірне і зношування шліців.

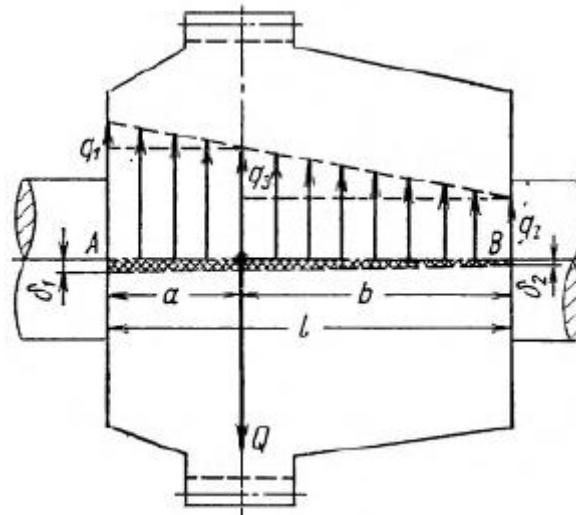


Рис. 3.6. Характер розподілу навантаження по довжині шліцевого сполучення при несиметричному розташуванні зубчастого вінця

Нерівномірне зношування шліців призводить до перерозподілу навантаженості зубів коліс по довжині контактних ліній. Якщо середина зуба по довжині не лежить у площині симетрії шліцевого сполучення, то рівномірне навантаження зуба постійно прагне зосередитися на його краю. При цьому швидкість наближення рівнодіючої до краю зуба залежить від поєднання темпів наростання непаралельності шліців та припрацювання зубів із перекошеним зачепленням.

Уникнути нерівномірного зношування шліців і тим самим перекошу зубів у зачепленні можна шляхом надання шліцам неоднакової висоти за їх довжиною за рахунок проточування отвору маточини або шліцевої ділянки валу на конус.

У відповідальних передачах для вибору оптимального відносного розташування зубчастого вінця та шліцевого сполучення необхідно враховувати фактичні жорсткості елементів та конструкцію зубчастої передачі та коліс.

Існує багато різних варіантів кріплення втулок у ступиці зубчастого колеса для попередження можливих випадків їх прокручування та осьових зсувів при роботі. Нижче показані лише способи кріплення тонкостінних втулок, що застосовуються у передачах авіаційних двигунів (рис. 3.7), через недоліки у здійсненні яких виникають поломки зубчастих коліс (рис. 3.8).

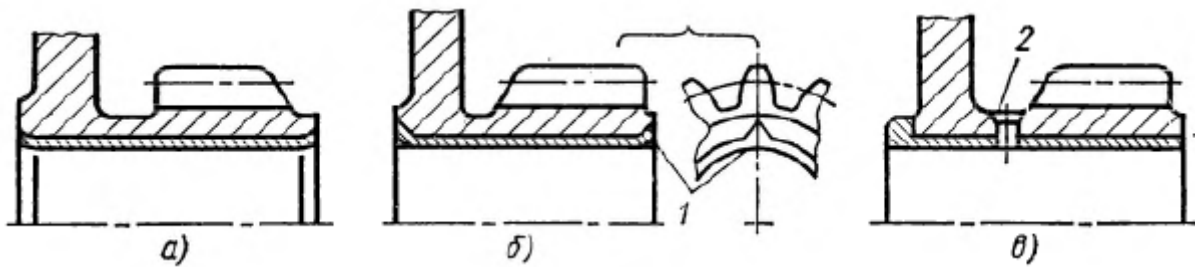


Рис. 3.7. Деякі конструктивні варіанти кріплення втулок у ступиці зубчастих коліс авіаційних двигунів: а – втулка розвальцьована по краях, по всьому контуру отвору, і прокалібрована ущільнювальною протяжкою; б – втулка з кожного боку зачekanена в місцеві поглиблення 1 у маточині; в – втулка закріплена за допомогою радіальних штифтів, які для попередження випадків їх випадання зачekanені (2).

Застосування місцевого пластичного деформування матеріалу, що передбачається у випадках, показаних на рисунку 3.7, б і в створює додаткові місцеві поля залишкової напруженості, які в ряді випадків істотно знижують згинальну міцність зубчастих коліс. Тому підвищення несучої здатності зубчастих коліс не слід застосовувати пластичного деформування матеріалу в безпосередній близькості від поверхнево зміцнених шарів.

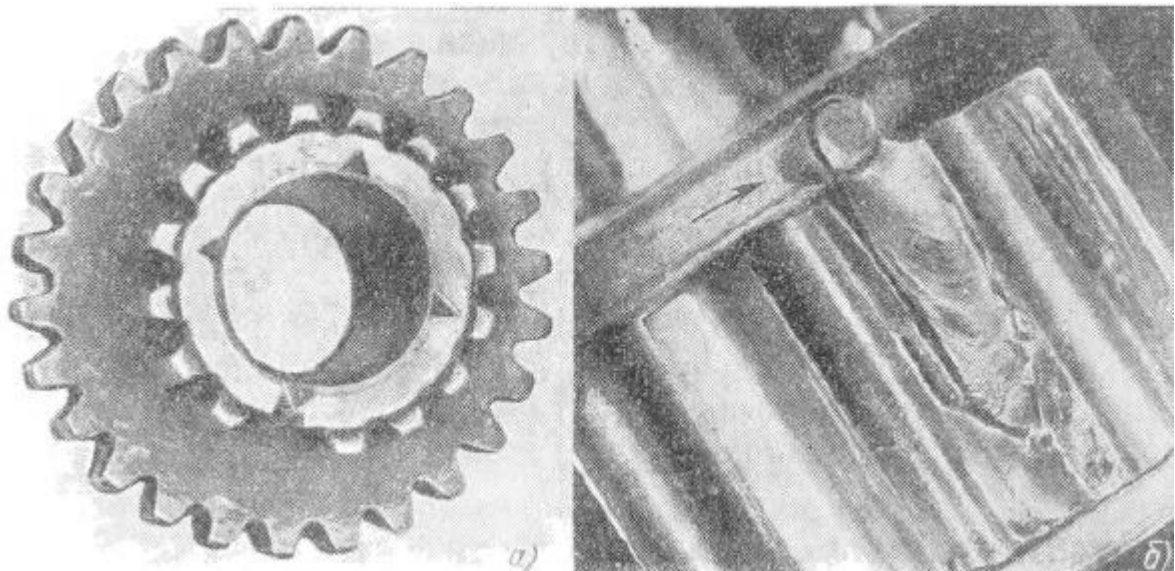


Рис. 3.8. Поломки зубів цементованих та загартованих зубчастих коліс, пов'язані з недоліками у кріпленні втулок у їх маточинах. Стрілкою відзначено місце карбування матеріалу біля штифта кріплення втулки

З'єднання зубчастих вінців один з одним у складових блоках відповідальних коліс здійснюють переважно за допомогою призматичних шпонок, циліндричних шпонок (штифтів) та шліців. Використання циліндричних шпонок для цих цілей у порівнянні з іншими способами дозволяє забезпечити найбільш точне взаємне розташування зубчастих вінців, що особливо важливо для сателітів та проміжних коліс у багатопотокових передачах. Високу точність у взаємному розташуванні вінців при цьому можна забезпечити в тому випадку, якщо отвори під шпонки-штифти свердлимо і розвертувати при складанні. Однак цей спосіб з'єднання вимагає ретельного технологічного відпрацювання, так як навіть тільки одні радіальні зусилля розпирні, що виникають при підвищених діаметральних натягах шпонок в з'єднанні, можуть призводити до поломок зубчастих коліс з твердими зубами (рис. 3.9).

З'єднання зубчастих вінців за допомогою шліців найбільш зручно тоді, коли на одному з них (з меншим діаметром) шліци є продовженням зубів. При цьому для забезпечення підвищеної точності у взаємному розташуванні вінців остаточну механічну обробку зубів колеса меншого діаметра слід проводити до збирання блоку, а зубів колеса більшого діаметра - після збирання блоку. Ще краще, якщо зубці великих вінців всього комплексу блоків кожного ступеня багатопотокової передачі вдається обробити при одній їх установці на загальній оправці (достатній жорсткості), приймати при цьому міри до забезпечення однакової кутової установки вінців малого діаметра всіх блоків.

На рис. 3.10 показана конструкція зубчастого колеса з вбудованою пружною муфтою, що застосовується в механізмі газорозподілу одного з типів авіаційних двигунів.

В даному випадку колесо складається з двох зубчастих вінців і шести пружних пакетів, що їх з'єднують. Кожен пружний пакет складається з пружини та двох сухарів зі стрижнями для фіксації на них пружини.

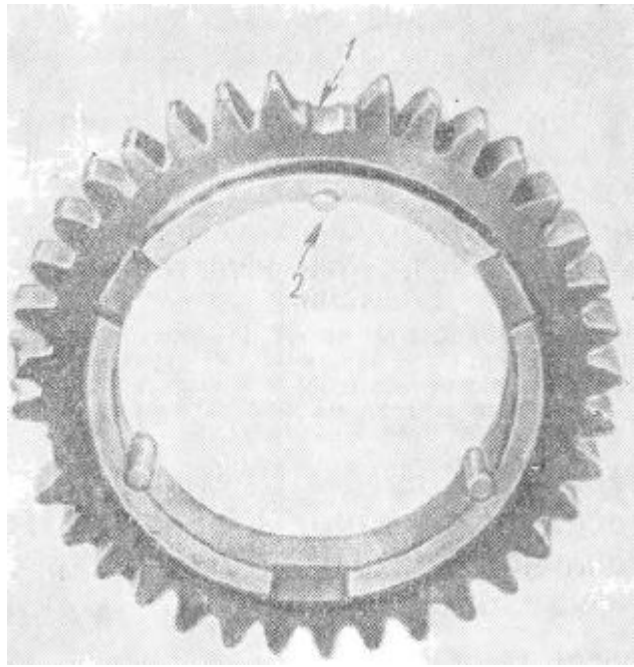


Рис. 3.9. Втомна поломка (відмічена стрілкою 1) зуба цементованого і загартованого колеса обумовлена підвищеним натягом циліндричної шпонки 2 в з'єднанні даного колеса з другим.

Пакети встановлюють у гнізда до упору торцями сухарів в обмежувальні виступи маточини малого зубчастого вінця, а для осьової фіксації сухарів із протилежного боку встановлюють обмежувальну кришку. Між кромками обмежувальних виступів кришки та торцями пружин передбачені зазори  $\delta = 0,1 \div 0,6$  мм.

Малі значення цих зазорів є однією з причин поломок обмежувальних виступів маточини та кришки (рис. 3.11), що іноді призводить до передчасного виходу з ладу зубчастих коліс.

У процесі експлуатації пружини безперервно стискаються і розтискаються, а сухарі при цьому постійно повертаються у своїх гніздах. Останнє призводить до того, що торці пружин, що виступають за межі сухарів, перекошуються щодо кромки обмежувальних виступів, вибирають встановлені зазори і надають циклічні силові впливи на кромки виступів, які на це не розраховані.

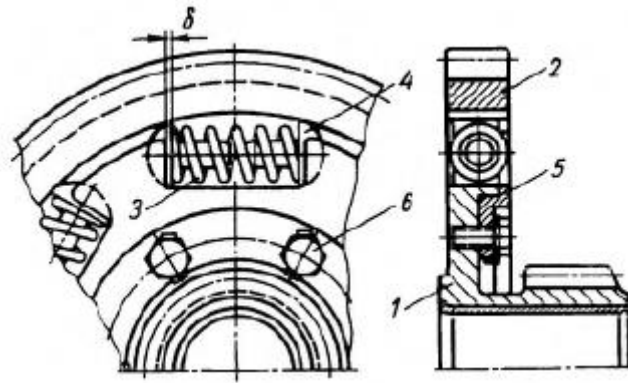


Рис. 3.10. Конструкція одного із зубчастих коліс із вбудованими пружними муфтами: 1 – малий зубчастий вінець; 2 – великий зубчастий вінець; 3 – пружина; 4 – сухарі; 5 – обмежувальна кришка; 6 – гвинт кріплення кришки до маточини малого вінця.

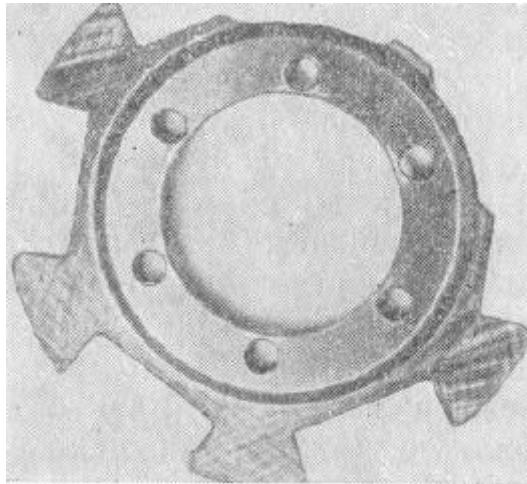


Рис. 3.11. Характер поломки обмежувальних виступів кришки 5.

Для усунення зазначених поломок зазори  $\delta$  були змінені з 0,1 – 0,6 мм на 0,3-0,8 мм.

У деяких механізмах (наприклад, у механізмах газорозподілу та ін.) для забезпечення заданого відносного положення коліс на зубчастих вінцях передбачають спеціальні мітки, а складання коліс здійснюють за мітками.

Одним із поширених способів нанесення міток було кернення торців зубів (рис. 3.12) на готових зубчастих колесах.

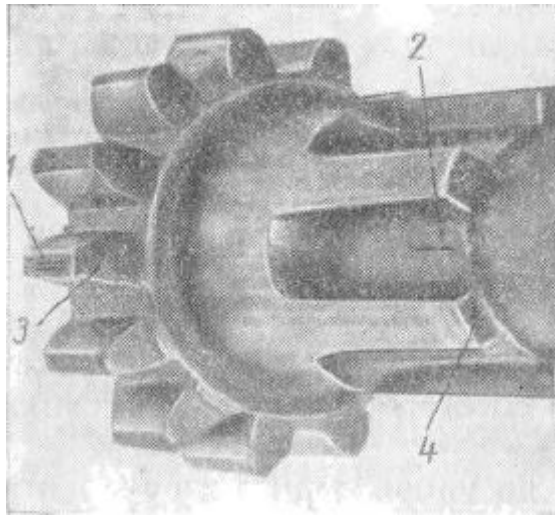


Рис. 3.12. Зовнішній вигляд міток на одному з відповідальних цементованих та загартованих зубчастих коліс: 1 та 2 – риски; 3 і 4 – кернення

На колесах невеликого модуля (до 2,5 мм), зміцнених хіміко-термічною обробкою, такий спосіб у ряді випадків приводив до поломок (Рис. 3.13), що зовні нагадують полюсні руйнування зубів. Кернення зуба викликає місцеве пластичне деформування серцевини, а в поверхневому шарі з'являється місцевий тендітний надрив - концентратор напружень, який зумовлює подальше втомне руйнування зуба. Добре видимі та цілком безпечні мітки на торцях зубів можна отримати, наприклад, за допомогою електрографа.

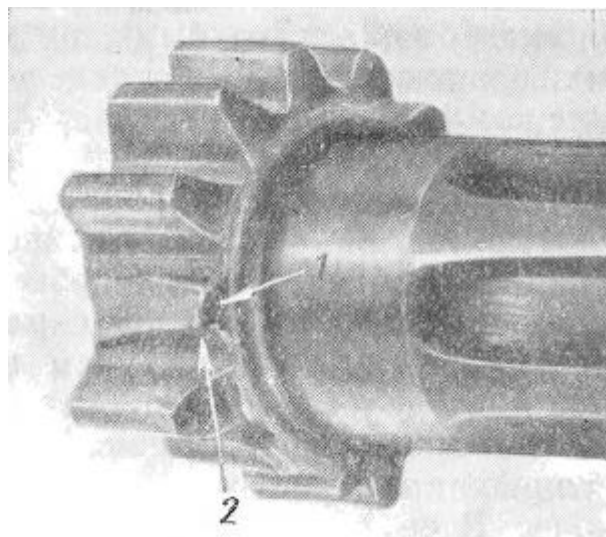


Рис. 3.13. Зовнішній вигляд поломки зуба, викликаної керненням: 1 – лунка від керна на торці зуба; 2 – зона крихкого надриву матеріалу

Небажаними є також і поздовжні риси на вершинах зубів (рис. 3.12), які у термічно оброблених зубчастих колісах можуть призвести до сколів матеріалу на головках зубів.

Не слід допускати нанесення ударних клейм на високонапружених швидкохідних зубчастих колесах, особливо близько або в найбільш напруженій зоні, що іноді роблять.

Деформації зубчастих колісах, валів, опор та корпусів, як правило, зумовлюють нерівномірний розподіл навантаження по довжині контактних ліній зубів. Ступінь нерівномірності розподілу навантаження залежить від розміщення зубчастих колісах у передачі та відносного розташування муфт підведення та відведення крутного моменту.

Характер розподілу навантаження по довжині контактних ліній зубів при розташуванні зубчастих вінців посередині між опорами, з урахуванням одночасного вигину та кручення тіла шестірні, вивчено П. Ф. Балюновим. Використовуючи цей же метод, Б. Н. Акуленко вирішив поставлене завдання для випадку одночасного вигину та кручення тіла шестерні, вигину валу колеса та деформацій усіх опор. Цьому питанню були присвячені також роботи М. Б. Громана та А. Г. Гашинського.

Найбільш всебічний вплив різних факторів на розподіл навантаження по довжині контактних ліній зубів досліджено у роботах К. І. Заблонського. Замість звичайного поняття концентрації навантаження за довжиною зубів К. І. Заблонським у роботах введено та досліджено більш точну характеристику - концентрацію навантаження за довжиною контактних ліній зубів. Розроблено загальний метод визначення епюри розподілу тисків за довжиною контактних ліній з урахуванням конструктивних та технологічних факторів передачі. Досліджено: жорсткість деталей передач; розподіл тиску по довжині контактних ліній зубів для передач з циліндричними прямозубими, косозубими, шевронними та конічними колесами; концентрація та розподіл напружень у зубах; вплив компонування зубчастих передач, осадки опор, технологічних похибок і т. п. На



особливу увагу заслуговують дослідження зношування і прироблюваність зубчастих передач.

Найменша нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній зубів має місце у багатопоточних передачах з симетричним розташуванням зубчастих коліс та рівномірним розподілом крутного моменту по потоках, при підведенні та відборі його в середині за допомогою пружних ланок. Максимальна нерівномірність розподілу навантаження зазвичай виникає у передачах з консольним розташуванням зубчастих коліс. У двоступінчастій передачі з співвісними провідним і веденим валами можна досягти на 30-40% меншої концентрації навантаження, ніж у передачах з розгорнутим розташуванням зубчастих коліс.

При розположенні муфт підведення та відбору крутного моменту з одного боку коефіцієнт концентрації навантаження в одноступінчастій передачі збільшувався за дослідями К. І. Заблонського за рахунок деформації веденого зубчастого колеса на 55%, а при різносторонньому розташуванні муфт навіть у передачах з консольними колесами коефіцієнт концентрації навантаження по довжині контактних ліній зубів може становити лише 1,1.

При несиметричному розташуванні шестірні між опорами і перекосі осей зубчастих коліс у протилежних напрямках краще підводити момент, що крутить, з боку розташування більш віддаленої опори, а при перекосі осей в одному напрямку - з боку розташування найближчої опори валу.

У передачах з шевронними колесами порівняно з прямозубими коефіцієнт концентрації навантаження при  $\Psi_d = 1,7$  та приводі шестірні з двох сторін на 45% менше. Зі збільшенням відстані між напівшевронами концентрація навантаження по довжині контактних ліній зубів зростає.

За даними К. І. Заблонського, розподіл навантаження у передачах з косозубими кінчними колесами менш рівномірно, ніж у прямозубих коліс.

Деформації у підшипниках впливають на нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній зубів по-різному. При розташуванні

зубчастих коліс між опорами можуть знижувати концентрацію навантаження, а при односторонньому консольному розташуванні зубчастих коліс навпаки - збільшують.

За даними Олмена, перехід від передачі з консольними конічними зубчастими колесами до передачі з конічною шестернею, розташованої між опорами, дозволив підвищити здатність зачеплення навантаження в середньому на 30%.

Вплив різних конструктивних факторів на несучу здатність зубчастих передач із конічними зубчастими колесами розглянуто у роботах В. Ф. Головкіна.

Максимальні прогини валів мають за сферичних шарикопідшипників, а мінімальні - за конічних роликотпідшипників.

Для найбільш відповідальних зубчастих передач у ряді випадків вимірюють експериментальним шляхом деформації корпусів.

Доведено, що пружні прогини валів можуть призводити до значного зниження динамічних навантажень в зчепленні зубчастих коліс, особливо при значних масах, що обертаються.

Значення коефіцієнтів концентрації навантаження по довжині контактних ліній зубів та нерівномірності розподілу згинальних напружень по довжині зубів: не збігаються. Зокрема для прямозубих циліндричних коліс різниця становить 8-10%, а для косозубих - значно більша. Тому, якщо навантаження обмежується міцністю на вигин, потрібно досягати рівномірного розподілу напружень по довжині зубів, а не навантаження по довжині контактних ліній.

Зниження концентрації напружень по довжині зубів коліс можна забезпечити за рахунок зменшення взаємних перекосів зубів зачіпних коліс або поліпшення характеру розподілу напружень за наявності перекосів зубів.

Зменшення взаємних перекосів зубів у зачепленнях можна досягти:

- підвищенням точності виготовлення та складання деталей передач;
- підвищенням жорсткості валів, опор і корпусів;

- найсприятливішим розташуванням зубчастих коліс щодо опор, зокрема – максимальним наближенням опор до колес та вибором для консольних коліс відношення  $\frac{l}{c} \geq 2,5$  (Рис. 3.14).

- вибором найбільш раціональних типів підшипників кочення для передачі з урахуванням її конструкції, точності виготовлення, збирання та умов роботи; зокрема для валів з колесами, розташованими між опорами, цілком допустимі шарикопідшипники, а для валів з консольним розташуванням коліс рекомендують роликотпідшипники (оптимальна відстань між підшипниками в останньому випадку  $l = 2,25 \div 2,5d_v$ , де  $d_v$  - діаметр валу); розмір та серія підшипників слабо впливають на характер розподілу навантаження по довжині контактних ліній зубів;

- найсприятливішим розташуванням зубчастих коліс відносно один одного;

- правильним розташуванням зубчастих вінців по відношенню до маточин;

- правильним вибором місць підведення та відведення крутного моменту у передачі;

- своєчасними заміною зношених підшипників, шліцевих з'єднань та відновленням посадкових місць під підшипники.

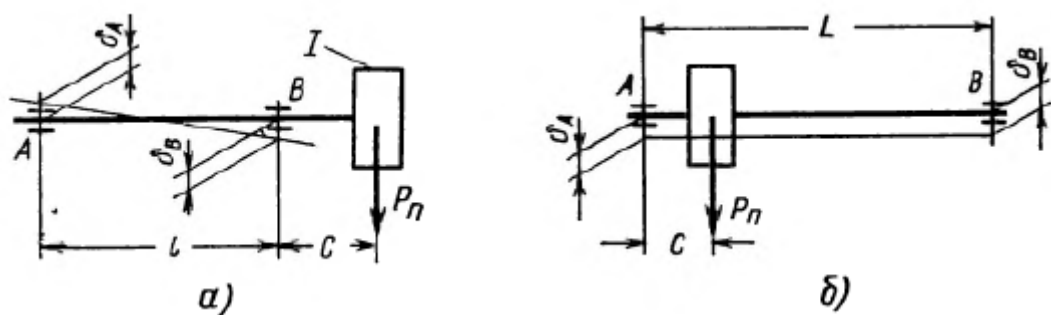


Рис. 3.14. Вплив деформацій опор на перекіс осей при консольному (а) та неконсольному (б) розташуванні зубчастого колеса

## ВИСНОВКИ

Для поліпшення характеру розподілу напружень у зубах та ободах коліс за наявності перекосів у зачепленні і підвищення довговічності та несучої здатності можна рекомендувати наступне:

- поздовжнє коригування зубів;
- застосування коліс з більш тонкими ободами і діафрагмою та оптимальним відносним розташуванням зубчастого вінця, діафрагми та маточини;
- застосування коліс зі змінною по довжині контактних ліній жорсткістю зубів;
- застосування самовстановлювальних (на сферичному підшипнику) проміжних коліс у передачах з прямозубими проміжними колесами;
- розточування отворів під підшипники в корпусах з навмисним перекосом;
- застосування коліс із пластичних мас.

Для зниження інтенсивності шуму зубчастої передачі конструктивними заходами рекомендують:

- за наявності великих приєднаних мас або нерівномірному обертанні валу двигуна вводити пружні елементи в їх з'єднання з зубчастою передачею, а при малих масах забезпечувати найбільш жорсткі зв'язки;
- збідняти спектр збудження шляхом роз'єднання ступенів зубчастої передачі за рахунок введення торсіонних валів та раціонального загального конструктивного компонування передачі, забезпечуючи при цьому геометричну та силову симетрію, симетрію деформацій та ін.;
- найбільш раціонально розміщувати зубчасті колеса щодо опор; при розташуванні коліс між опорами та поблизу їх шум передачі менш інтенсивний, ніж при консольному розташуванні коліс;

- стінки картерів виконувати жорсткими, уникаючи великих плоских (без ребер) стінок, тонких плоских та мембраноподібних кришок тощо; ребра жорсткості ускладнюють поширення коливань.

Картер, виготовлений з легких сплавів, зумовлює інтенсивніший шум, ніж чавунний. Прокладки знижують рівень коливань, але його зниження залежить від частоти.

Для зменшення небезпеки самовимкнення передач, що перемикаються осьовим переміщенням коліс або муфт, їх зубці іноді виконують із взаємним осьовим перекриттям, що забезпечує можливість утворення на них заплічників у процесі експлуатації. Однак для високонапружених швидкохідних зубчастих передач воно небажане.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Белл И. Ц., Кеннел И. В. Интерпретация данных о толщине масляной пленки при качении. Ч. П. Влияние реологических факторов. *Труды Американского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки.* 1971. С. 44-61.

2. Ковалев В.Д. Гидродинамический эффект смазки цилиндрических зубчатых передач тяжелых токарных станков. *Сборник научных трудов Проблемы проектирования и автоматизации в машиностроении.* 2015. С. 84-88.

3. Ковалев В. Д. Изотермическая стационарная задача смазывающих жидкостей высокоскоростных, тяжело нагруженных зубчатых передач. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку: матеріали тринадцятої Міжнар. наук.-техн. конф., 2–4 червня 2015 р. Краматорськ : ДДМА, 2015. С. 18-19.*

4. Коганов И.А. Прогрессивные методы изготовления цилиндрических зубчатых колес. Москва : Машиностроение, 1981. 345 с.

5. Коднир Д.С. Исследование работоспособности и долговечности быстроходных авиационных подшипников на базе контактной гидродинамики. Разработка контактно-гидродинамического метода расчета долговечности быстроходных роликовых и радиально-упорных шариковых подшипников. Куйбышев, изд. Куйбышевского авиационного института им. акад. С. П. Королева, 1970. С. 4-12.

6. Коднир Д. С. Исследование упруго-деформирующихся подшипников скольжения. Разработка приближенных номограмм для контактногидродинамического расчета роликовых подшипников. Куйбышев, изд. Куйбышевского авиационного института, 1961. С. 56-67.

7. Коднир Д. С. К вопросу о методе решения контактногидродинамической задачи. Труды III Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах». Москва : Академиздат. 1960. С. 79-89.

8. Коднир Д.С. Элементы контактно-гидродинамического расчета кинематики и прочности радиально упорных шариковых подшипников. В сб. докладов *Всесоюзного совещания по контактной задаче*. М., Изд. НИИ-машиностроения, 1989. С. 76-81.

9. Коднир Д.С., Курушин М.И., Ратнер И.Д. Расчет толщины смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения. Применение контактногидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин. *Труды Куйбышевского авиационного института им. акад. С. П. Королева*, 1989. С. 67-72.

10. Коднир Д.С., Ратнер И.Д. Контактно-гидродинамический расчет зубчатых передач. Москва : НИИ информации тяжелой промышленности, 1967. 210 с.

11. Коднир Д.С., Саввин Л.Л. Теоретическое определение «верхнего предельного напряжения сдвига» в смазочном слое при качении со скольжением. – В сб.: докладов *Всесоюзного совещания по контактной задаче*. М., Изд. НИИмашиностроения, 1969.

12. Коднир Д.С., Садыков В.А. Расчет несущей способности упорных гребней редукторов. Москва : Судостроение. 1971. 430 с.

13. Коднир Д.С., Куликов Б.А., Пиковский А.М. Контактно-гидродинамический расчет долговечности высокоскоростных роликовых подшипников. – «Вестник машиностроения», 1967.

14. Коднир Д.С., Соколов Ю.Г. Основы теории проскальзывания в высокоскоростных радиальных подшипниках газотурбинных двигателей. – «Труды Куйбышевского авиационного института им. акад. С.П. Королева», 1969.

15. Коровчинский М.В. О некоторых вопросах эластореологии, имеющих приложение в теории трения. – В кн.: *Новое о смазке в машинах*, Москва : изд. «Наука», 1964. 230 с.