

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ Й НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

О. О. КОРЯК, С. І. ПОВАЛЯЄВ, А. С. ШАРАПАТА

ДЕТАЛІ МАШИН

Конспект лекцій

Харків
ХНАДУ 2022

УДК 531.8

Коряк О. О., Поваляєв С. І., Шарапата А. С. Деталі машин: Конспект лекцій.
Харків: ХНАДУ, 2022. 155 с.

У конспекті лекцій розглянуто призначення, класифікацію та основи раціонального розрахунку і конструювання деталей і вузлів загального призначення з врахуванням їх режимів роботи і строку служби. Викладено загальні вимоги, які пред'являються до деталей і вузлів; критерії їх роботоздатності; принципи побудови розрахунків на міцність та жорсткість. Представлений теоретичний матеріал базується на діючих стандартних методиках розрахунків деталей машин.

Призначений для студентів технічних спеціальностей.

© Коряк О. О., Поваляєв С. І., Шарапата А. С., 2022

© Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2022

ЗМІСТ

ТЕМА 1. Вступ в ДМ	4
ТЕМА 2. Міцність деталей	12
ТЕМА 3. РАЗДІЛ 1. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ	20
ТЕМА 4. Геометрія пасової передачі	28
ТЕМА 5. Напруження в ремені	38
ТЕМА 6. Тягова здатність	45
ТЕМА 7. Зубчасті передачі. Вступ	53
ТЕМА 8. Критерії розрахунку зубчастих коліс	69
ТЕМА 9. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних коліс за напруженнями згину	81
ТЕМА 10. Допустимі контактні напруження	88
ТЕМА 11. Особливості розрахунку косозубих коліс	99
ТЕМА 12. Розрахунок конічних зубчастих передач	110
ТЕМА 13. Черв'ячні передачі	122
ТЕМА 14. Розрахунок зубів черв'ячних передач	133
ТЕМА 15. Вали і осі	140
ТЕМА 16. Розрахунок валів	149

ТЕМА 1

Вступ в ДМ

Зміст:

1. Зміст, основні поняття та визначення курсу ДМ. Основні вимоги до конструкції деталей машин.
2. Основні критерії роботоздатності та розрахунку деталей машин.
3. Особливості розрахунку деталей машин.

1. Зміст, основні поняття та визначення курсу ДМ. Основні вимоги до конструкції деталей машин.

В курсі «Деталі машин» (ДМ) вивчаються основи проектування та розрахунку машин та механізмів.

Серед великої різноманітності деталей та вузлів машин виділяють такі, які застосовують практично у всіх машинах (болти, вали, муфти, механічні передачі тощо.). Ці деталі (вузли) називають *деталлями загального призначення* та вивчають у курсі ДМ. Інші деталі, що застосовуються лише в одному або кількох типах машин (поршні, лопатки турбін, гребні гвинти тощо), відносять до деталей спеціального призначення та вивчають у спеціальних курсах.

На розвиток курсу ДМ визначальний вплив має машинобудування, основні напрямки розвитку якого наступні.

1. Зростання швидкостей та потужностей машин.
2. Проектування та застосування механізмів з високим ККД.
3. Підвищення надійності та ресурсу машин.
4. Зменшення матеріаломісткості конструкції.
5. Стандартизація деталей, вузлів та агрегатів.
6. Підвищення технологічності та ремонтпридатності конструкції.
7. Застосування вузлових та модульних конструкцій.

Мета курсу ДМ – опанувати основи проектування та раціонального конструювання деталей, механізмів та машин.

Будь-яка машина (механізм) складається з деталей.

Деталь – така частина машини, яку виготовляють без складальних операцій. Деталі можуть бути простими (гайка, шпонка тощо), або складними (колінчастий вал, корпус редуктора, станина верстата тощо.). Деталі (частково чи повністю) поєднують у вузли.

Вузол – є закінчена складальна одиниця, що складається з ряду деталей, що мають загальне функціональне призначення (підшипник кочення, муфта, редуктор тощо.). Складні вузли можуть містити кілька простих вузлів (підвузлів); наприклад, редуктор включає підшипники, вали з насадженими на них зубчастими колесами тощо.

Проектування – створення нового пристрою, механізму чи системи шляхом обробки наукової та технічної інформації. В результаті проектування отримують проект об'єкту, що створюється.

Конструювання – створення конкретної однозначної конструкції згідно з проектом. Конструювання базується на результатах проектування та уточнює інженерні розв'язання, прийняті під час проектування.

Основні вимоги до конструкції деталей машин:

- надійність;
- економічність;
- забезпечення високого ККД;
- стандартизація деталей, вузлів та агрегатів.

Надійність це властивість виробу зберігати у часі свою роботоздатність.

Економічність визначають вартістю матеріалу, витратами на виробництво та експлуатацію.

2. Основні критерії роботоздатності та розрахунку деталей машин.

1. Міцність.

2. Жорсткість.

3. Зносостійкість.
4. Корозійна стійкість.
5. Теплостійкість.
6. Вібростійкість.

Значення того чи іншого критерію для цієї деталі залежить від її функціонального призначення та умов роботи. Наприклад, для кріпильних гвинтів головним критерієм є міцність, а для ходових гвинтів – зносостійкість. При конструюванні деталей їхню роботоздатність забезпечують в основному вибором відповідного матеріалу, раціональною конструктивною формою та розрахунком розмірів за одним або декількома критеріями.

Міцність є головним критерієм роботоздатності більшості деталей. Неміцні деталі не можуть працювати. Слід пам'ятати, що руйнування частин машини призводять не лише до простоїв, а й до нещасних випадків.

Розрізняють руйнування деталей унаслідок втрати *статичної міцності чи опору втоми*. Втрата статичної міцності відбувається тоді, коли значення робочого напруження перевищує межу статичної міцності матеріалу (наприклад, σ_s). Це пов'язано зазвичай з випадковими навантаженнями, не врахованими при розрахунках, або з прихованими дефектами деталей (раковини, тріщини тощо). Втрата опору втоми відбувається внаслідок тривалої дії змінного напруження, що перевищує межу витривалості матеріалу (наприклад, σ_{-1}). Опір втоми значно знижується за наявності концентраторів напруження, пов'язаних з конструктивною формою деталі (галтелі, канавки тощо) або з дефектами виробництва (подряпини, тріщини та ін.).

Жорсткість характеризується зміною розмірів та форми деталі під навантаженням. Розрахунок на жорсткість передбачає обмеження пружних переміщень деталей у межах, допустимих для умов роботи. Такими умовами можуть бути: умови роботи сполучених деталей (наприклад, якість зачеплення зубчастих коліс та умови роботи підшипників погіршуються при великих прогинах валів); технологічні умови (наприклад, точність та продуктивність обробки на металорізальних верстатах значною мірою визначаються жорсткістю верстата та оброблюваної деталі).

Норми жорсткості деталей встановлюють на основі практики експлуатації та розрахунків. Значення розрахунків на жорсткість зростає у зв'язку з широким використанням високоміцних сталей, у яких збільшуються показники міцності (σ_b і σ_{-1}), а модуль пружності E (характеристика жорсткості) залишається майже незмінним. При цьому частіше трапляються випадки, коли розміри, отримані з розрахунку на міцність, виявляються недостатніми за жорсткістю.

Зносостійкість це здатність деталей протистояти зношуванню. Зношування – процес поступової зміни розмірів деталей в результаті тертя. При цьому збільшуються зазори в підшипниках, у напрямних, зубчастих зачепленнях, в циліндрах поршневіх машин і т.п. Збільшення проміжків знижує якісні характеристики механізмів: потужність, ККД, надійність, точність та ін. Деталі, зношені більше за норму, бракують і замінюють при ремонті. Несвоєчасний ремонт призводить до поломки машини, а в деяких випадках і до аварії.

Інтенсивність зношування та термін служби деталі залежать від тиску, швидкості котка, коефіцієнта тертя та зносостійкості матеріалу. Для зменшення зношування широко використовують змащування поверхонь, що труться, і захист від забруднення, застосовують антифрикційні матеріали, спеціальні види хіміко-термічної обробки поверхонь і т.д.

Слід зазначити, що зношування виводить з ладу велику кількість деталей машин. Воно значно збільшує вартість експлуатації, викликаючи необхідність проведення періодичних ремонтних робіт. Висока вартість ремонту обумовлена значними витратами ручного, висококваліфікованої праці, яку важко механізувати та автоматизувати. Для багатьох типів машин за весь період їх експлуатації витрати на ремонт та технічне обслуговування у зв'язку із зношуванням у кілька разів перевищують вартість нової машини.

Корозійна стійкість – це здатність деталей протистояти корозії. *Корозія* – процес руйнування поверхневих шарів деталей внаслідок хімічної взаємодії матеріалу деталей із навколишнім середовищем.

Корозія є причиною передчасного руйнування багатьох машин. Через корозію щорічно втрачається до 10% металу, що виплавляється. Для захисту від корозії за-

стосовують антикорозійні покриття або виготовляють деталі зі спеціальних корозійно-стійких матеріалів. При цьому особлива увага приділяється деталям, які працюють у присутності води, пари, кислот, лугів та інших агресивних середовищ.

Теплостійкість це здатність деталей зберігати свою працездатність при високих температурах. Нагрівання деталей машин може викликати такі шкідливі наслідки: зниження міцності матеріалу та поява повзучості; зниження захищаючої здатності масляних плівок і отже збільшення зношування деталей; зміна зазорів у сполучених деталях, що може призвести до заклинювання або заїдання; зниження точності роботи машини (наприклад, прецизійні верстати).

Щоб запобігти шкідливих наслідків перегріву машини, виконують теплові розрахунки і, якщо необхідно, вносять відповідні конструктивні зміни (наприклад, штучне охолодження).

Вібростійкість – здатність конструкції працювати в потрібному режимі без неприпустимих коливань (вібрацій), близьких до області резонансів. Вібрації викликають додаткову змінну напружень і, як правило, призводять до втомного руйнування деталей. У деяких випадках вібрації знижують якість роботи машин. Наприклад, вібрації в металорізальних верстатах знижують точність обробки і погіршують якість поверхні деталей, що обробляються. Особливо небезпечними є резонансні вагання. Шкідливий вплив вібрацій проявляється також і внаслідок збільшення шумових характеристик механізмів. У зв'язку з підвищенням швидкостей руху машин небезпека вібрацій зростає, тому розрахунки на коливання набувають все більшого значення.

3. Особливості розрахунку деталей машин.

Розрахунки дозволяють кількісно визначити параметри об'єкта.

Види розрахунків.

1. Геометричні (розмірні ланцюги, координати, зазори тощо)
2. Кінематичні (переміщення, швидкості, прискорення, передавальні відношення).
3. Динамічні (розрахунок навантажень деталей та їх зміна у часі).

4. Розрахунки на міцність та жорсткість (визначення напружень та деформацій елементів машини у робочих режимах).

5. Енергетичні (розрахунок витрат енергії, параметрів енергетичного балансу).

6. Техніко-економічні (розрахунок продуктивності, вартості, ефективності використання).

Для того щоб скласти математичний опис об'єкта розрахунку та по можливості просто розв'язати задачу, в інженерних розрахунках реальні конструкції замінюють ідеалізованими моделями чи розрахунковими схемами. Наприклад, при розрахунках на міцність по суті несучільний і неоднорідний матеріал деталей розглядають як суцільний і однорідний, ідеалізують опори, навантаження та форму деталей. При цьому розрахунок стає наближеним. У наближених розрахунках велике значення має правильний вибір розрахункової схеми, вміння оцінити головні та відкинути другорядні чинники.

Похибки наближених розрахунків суттєво знижуються під час використання досвіду проектування та експлуатації аналогічних конструкцій. В результаті узагальнення попереднього досвіду виробляють норми та рекомендації, наприклад, норми допустимих напружень або коефіцієнтів запасів міцності, рекомендації щодо вибору матеріалів, розрахункового навантаження та ін. Тут зазначимо, що неточності розрахунків на міцність компенсують переважно за рахунок запасів міцності. При цьому вибір коефіцієнтів запасів міцності стає дуже відповідальним етапом розрахунку. Занижене значення запасу міцності призводить до руйнування деталі, а завищене – до невиправданого збільшення маси виробу та перевитрати матеріалу. В умовах великого обсягу випуску деталей загального призначення перевитрата матеріалу набуває вельми істотного значення.

В інженерній практиці зустрічаються два види розрахунку – проектний та перевірочний.

Проектний розрахунок – попередній, спрощений розрахунок, що виконується в процесі розробки конструкції деталі (машини) з метою визначення її вихідних розмірів та матеріалу.

Перевірочний розрахунок – уточнений розрахунок відомої конструкції, що виконується з метою перевірки її міцності або визначення норм навантаження.

Проектні розрахунки зазвичай виконують за спрощеними методиками, оскільки кількість невідомих на етапі виконання даних розрахунків зазвичай перевищує кількість розрахункових рівнянь. Тому деякими невідомими параметрами задаються, беручи до уваги досвід та рекомендації, а деякі другорядні параметри просто не враховують. Такий спрощений розрахунок необхідний для визначення тих розмірів, без яких неможливе перше креслярське опрацювання конструкції. У процесі проектування розрахунок та креслярське опрацювання конструкції виконують паралельно. При цьому ряд розмірів, необхідних для розрахунку, конструктор визначає за ескізним кресленням, а проектний розрахунок набуває форми перевірного для наміченої конструкції. У пошуках найкращого варіанта конструкції часто доводиться виконувати кілька варіантів розрахунку. У складних випадках пошукові розрахунки зручно виконувати на ЕОМ. Та обставина, що конструктор сам обирає розрахункові схеми, запаси міцності та зайві невідомі параметри, що призводить до неоднозначності інженерних розрахунків, а отже, і роботоздатності конструкцій. У кожній конструкції відображаються творчі здібності, знання та досвід конструктора. Впроваджуються найбільш досконалі розв'язання задач.

Розрахункові навантаження. При розрахунках деталей машин розрізняють розрахункове та номінальне навантаження. Розрахункове навантаження, наприклад крутний момент T , визначають як добуток номінального моменту T_n на динамічний коефіцієнт режиму навантаження K . Номінальний момент відповідає паспортній (проектній) потужності машини. Коефіцієнт K враховує додаткові динамічні навантаження, пов'язані в основному з нерівномірністю руху, пуском та гальмуванням. Значення цього коефіцієнта залежить від типу двигуна, приводу та робочої машини. Якщо режим роботи машини, її пружні характеристики та маса відомі, то значення K можна визначити розрахунком. В інших випадках значення K обирають, орієнтуючись на рекомендації. Такі рекомендації складають на основі експериментальних досліджень та досвіду експлуатації різних машин.

Контрольні питання

1. Що вивчається в курсі «Деталі машин»?
2. Перерахуйте основні напрямки розвитку машинобудування.
3. Сформулюйте основні вимоги щодо конструкції деталей машин.
4. Які критерії роботоздатності та розрахунку деталей машин Ви знаєте?
5. Які види розрахунків зустрічаються при вивченні курсу «Деталі машин»?

ТЕМА 2

Міцність деталей

Зміст:

1. Оцінка міцності деталей при простих деформаціях.
2. Види та характеристики циклів напружень.
3. Послідовність проектування деталей машин.

1. Оцінка міцності деталей при простих деформаціях.

Розглянемо рівняння міцності при основних видах навантаження деталей машин.

1.1 Осьове розтягування-стиск. Умова міцності

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma], \quad (1)$$

де F – осьова сила;

A – площа поперечного перерізу;

$[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження.

1.2 Чистий згин. Умова міцності

$$\sigma_z = \frac{M}{W} \leq [\sigma_z], \quad (2)$$

де M – згинальний момент;

W – осьовий момент опору перерізу (для круглого перерізу $W = \pi d^3 / 32$, де d – діаметр перерізу);

$[\sigma_z]$ – допустиме напруження згину.

1.3 Кручення. Умова міцності

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_{\rho}} \leq [\tau_{кр}], \quad (3)$$

де T – обертаючий момент;

W_{ρ} – полярний момент опору перерізу (для круглого перерізу $W_{\rho} = \pi d^3 / 16$, де d – діаметр перерізу);

$[\tau_{кр}]$ – допустиме напруження кручення.

1.4 Зріз. Умова міцності

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau_{зр}], \quad (4)$$

де F – сила;

$A_{зр}$ – площа перерізу, за яким відбувається зріз;

$[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження зрізу.

1.5 Зминання. Умова міцності

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (5)$$

де F – сила;

$A_{зм}$ – площа зминання;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання.

1.6. Контактне напруження.

1.6.1. Початковий контакт по лінії (два циліндри, що контактують утворюючими; циліндр на площині).

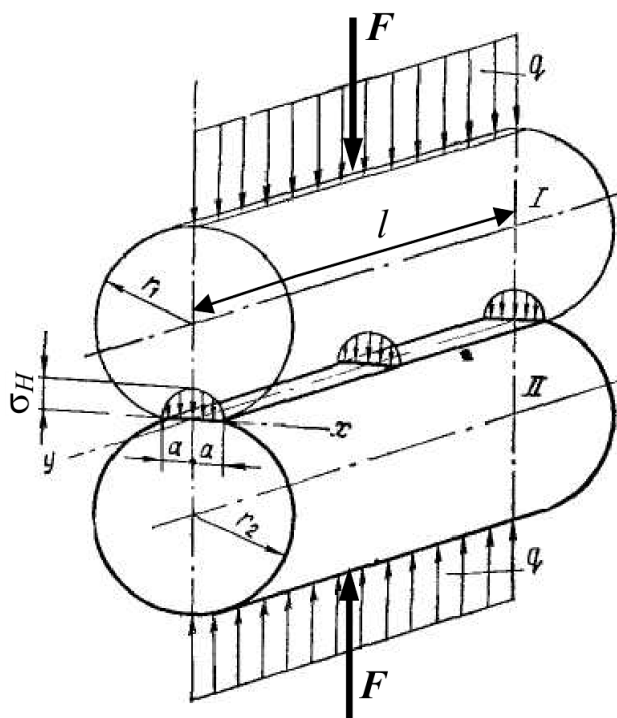


Рис. 1. Стиснення двох циліндрів, контактуючих твірними

На рис. 1 зображено приклад стиснення двох циліндрів із паралельними осями. До застосування навантаження циліндри стикалися по лінії. Під навантаженням лінійний контакт переходить у контакт по вузькій площадці. При цьому точки максимальних нормальних напружень σ_H розташовуються на поздовжній осі симетрії контактної площадки, а умова контактної міцності має вигляд

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{FE_1E_2}{l\rho_{зв}\pi[E_1(1-\mu_2^2)+E_2(1-\mu_1^2)]}} \leq [\sigma_H], \quad (6)$$

де $E_1; E_2$ – модулі пружності першого роду матеріалів циліндрів;

F – стискаюча сила;

l – довжина лінії контакту;

$\mu_1; \mu_2$ – коефіцієнти Пуасона матеріалів циліндрів;

$\rho_{зв}$ – зведений радіус кривизни циліндрів,

$$\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}.$$

Звідси

$$\rho_{3B} = \frac{r_1 r_2}{r_2 \pm r_1}, \quad (7)$$

де знак "+" застосовується при зовнішньому контакті; знак "-" – при внутрішньому контакті циліндрів;

$[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження.

Примітка: контактні напруження позначають з індексом "H" на честь засновника теорії контактної напруження – німецького вченого Генріха Герца (H. Hertz).

Формули (6) і (7) справедливі не тільки для кругових, але й для будь-яких інших циліндрів. Для останніх r_1 і r_2 – радіуси кривизни в точках контакту. При контакті циліндра з площиною $r_2 = \infty$.

Позначимо силу, що припадає на одиницю довжини контактної лінії (розподілене навантаження)

$$q = F / l. \quad (8)$$

Прийmemo $\mu_1 = \mu_2 = \mu$. Тоді формула (6) набуде вигляду

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q E_{3B}}{\rho_{3B} 2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H], \quad (9)$$

де E_{3B} – зведений модуль пружності,

$$E_{3B} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}. \quad (10)$$

Для конструкційних металів значення коефіцієнта Пуасона перебувають у межах $\mu = 0,25 \dots 0,35$. Без суттєвої похибки можна прийняти $\mu = 0,3$. Тоді, враховуючи (9), умову контактної міцності можна подати у вигляді

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{3B}}{\rho_{3B}}} \leq [\sigma_H]. \quad (11)$$

1.6.2. Початковий контакт у точці (дві кулі; куля та площина). У цьому випадку умова контактної міцності має вигляд

$$\sigma_H = \sqrt[3]{\frac{6FE_1^2E_2^2}{\rho_{3B}^2\pi^3[E_1(1-\mu_2^2)+E_2(1-\mu_1^2)]^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (12)$$

При $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ формула (12) прийме вид

$$\sigma_H = \sqrt[3]{\frac{6FE_{3B}^2}{\rho_{3B}^2 4\pi^3(1-\mu^2)^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (13)$$

Якщо прийняти $\mu = 0,3$, тоді, враховуючи (13), умову контактної міцності можна представити у вигляді

$$\sigma_H = 0,388 \cdot \sqrt[3]{\frac{FE_{3B}^2}{\rho_{3B}^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (14)$$

2. Види та характеристики циклів напружень.

Цикл напружень – сукупність послідовних значень напружень за період T при регулярному навантаженні (см. рис. 2).

Кожний цикл характеризується такими параметрами: максимальним напруженням циклу, що позначається через $\sigma_{\max}$; мінімальною напруженням циклу, що позначається через $\sigma_{\min}$; середнім напруженням циклу, що позначається σ_m і амплітудою напружень циклу σ_a .

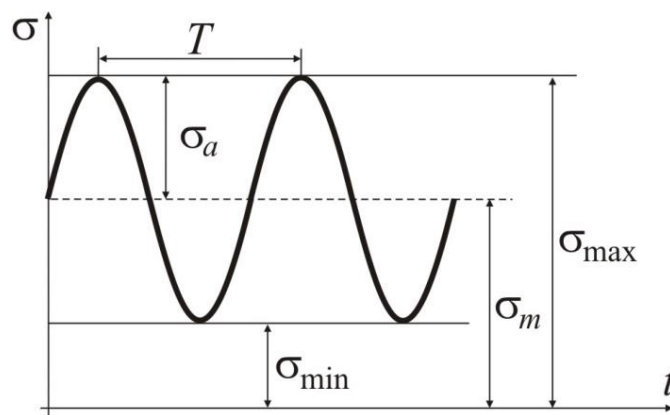


Рис. 2. Цикл нормальних напружень

Максимальним напруженням циклу називається найбільша за значенням алгебраїчним значенням напруження циклу. Мінімальним напруженням циклу називається найменше за значенням напруження циклу.

Середнім напруженням циклу називається постійна (додатна чи від'ємна) складова циклу напруження, яка дорівнює алгебраїчній напівсумі максимального та мінімального напруження циклу:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2}. \quad (15)$$

Амплітуда напружень циклу чисельно дорівнює алгебраїчній напіврізниці максимального і мінімального напруження циклу:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}. \quad (16)$$

Цикли напружень можуть бути знакопостійними та знакозмінними. Цикл напружень, що змінюється лише за абсолютним значенням, називається знакопостійним; цикл напружень, що змінюється за значенням і за знаком, називається знакозмінним.

Відношення мінімального напруження циклу до максимального називається коефіцієнтом асиметрії циклу напружень і позначається через R_σ (R_τ – при дотичних напруженнях)

$$R_\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}. \quad (15)$$

Цикли, що мають однакові коефіцієнти асиметрії, називаються подібними.

Розрізняють сім типових циклів зміни напруження (рис. 3). Типові цикли зміни напруження: 1, 7 – асиметричні знакопостійні; 3, 5 – знакозмінні; 4 – симетричні; 2, 6 – нульові. Практика показала, що найнебезпечнішим з погляду міцності є симетричний цикл зміни напружень.

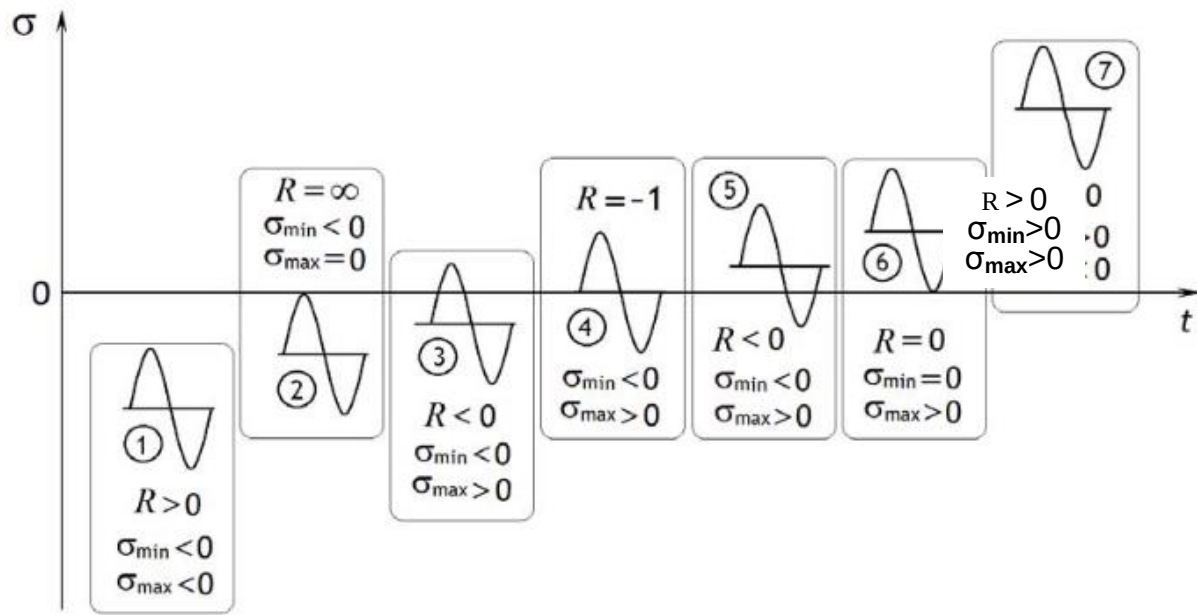


Рис. 3. Види циклів напружень

У деталях машин можуть виникати не лише змінні нормальні, а й змінні дотичні напруження. При цьому залишаються справедливими всі наведені раніше визначення та співвідношення, у яких слід замінити σ на τ .

Накопичення втомних ушкоджень у металі, виникнення та розвиток тріщини залежать не тільки від рівня змінних напружень, але й від числа циклів. Число циклів, необхідне для руйнування деталі, очевидно, має залежати від напружень. Так, щоб зламати шматок дроту, достатньо перегнути кілька разів. Зауважимо, що при цьому у дроті виникають великі пластичні деформації. Чим менший прикладений згинальний момент, тим менші пластичні деформації, що виникають у дроті, і тим більше перегинів (циклів) необхідно, щоб зламати дріт.

Залежно від того, виникають в деталі при змінних напруженнях пластичні деформації чи ні, розрізняють два різновиди втоми матеріалів: малоциклову та багатоциклову. Малоцикловою називають втому, при якій утворення тріщин або повне руйнування відбувається при пружнопластичному деформуванні матеріалу. Втома матеріалу, при якій поява тріщин або повна руйнація відбувається при пружному деформуванні, називають багатоцикловою. Суворої межі за кількістю циклів між малоцикловою та багатоцикловою втомою не існує. Для сталей і сплавів прийнято вважати малоцикловою втому, при якій відбувається утворення тріщин або повна

руйнація при базі випробувань до 5×10^4 циклів. При більшій базі випробувань втому вважають багатоцикловою.

При експлуатації більшості деталей машин у них не допускається поява пластичних деформацій. Такі деталі при змінних циклічних напруженнях розраховують на багатоциклову втому. Звичайно, слід пам'ятати, що і при багатоцикловій втомі внаслідок неоднорідності структури металу у деяких найслабших зернах виникають пластичні деформації, що і є основною причиною втомного руйнування деталі.

3. Послідовність проектування деталей машин.

1. Формування вихідних даних.
2. Складання розрахункової схеми.
3. Визначення величин діючих навантажень (силових факторів).
4. Вибір та складання розрахункових рівнянь міцності та довговічності.
5. Виконання проектного розрахунку та вибір визначальних розмірів.
6. Виконання ескізного компоновання, попереднє визначення інших розмірів, вибір матеріалу, способу одержання заготовки, виду термообробки, визначення допустимих напружень.
7. Виконання перевірного розрахунку та, при необхідності, корекція прийнятих розмірів та конструктивних розв'язків.
8. Виконання креслень.

Контрольні питання

1. Запишіть умови міцності для основних видів навантаження деталей машин.
2. Якими основними параметрами характеризується цикл напружень?
3. Які цикли напруження називаються подібними?
4. Перерахуйте типові цикли зміни напружень.
5. Сформулюйте послідовність проектування деталей машин.

ТЕМА 3

РАЗДІЛ 1. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Основні параметри механічних передач.
3. Ремінні передачі. Загальні відомості. Переваги та недоліки ремінних передач.
4. Типи ременів, що застосовуються у ремінних передачах.
5. Способи натягу ременів.

1.1. Загальні відомості.

Механічні передачі (МП) чи просто передачі призначені для передачі механічної енергії на відстань, як правило, з перетворенням швидкостей та моментів, іноді з перетворенням видів та законів руху.

Основні причини застосування передач:

1. Необхідні швидкості руху робочих органів машини (механізму), як правило, не збігаються з оптимальними частотами обертання двигунів загальномашинобудівного застосування, а тихохідні двигуни для низьких частот обертання та великих моментів дуже громіздкі та дорогі.
2. Для більшості технологічних та транспортних машин необхідні можливість регулювання швидкості та періодична робота з великими моментами (при малих швидкостях); тим часом регулювання швидкості двигуна не завжди можливе та економічно.
3. Двигуни зазвичай виконують для рівномірного обертального руху, а у виконавчих механізмів часто виявляється необхідним цілком певний закон руху.

4. Двигуни не завжди можуть бути безпосередньо з'єднані з виконавчими механізмами через вимоги до габаритів машини, умов техніки безпеки, зручності обслуговування, а іноді повинні приводити в рух кілька механізмів.

Залежно від призначення механізми, що містять передачі, ділять:

- на редуктори (або сповільнювачі) - пристрої, призначені для зниження частоти обертання;
- мультиплікатори (або прискорювачі) - пристрої, призначені для збільшення частоти обертання.

Передачі за принципом роботи поділяють:

- на передачі зачепленням з безпосереднім контактом (зубчасті, черв'якові, гвинт-гайка) та з гнучким зв'язком (ланцюгові);
- передачі тертям з безпосереднім контактом тіл кочення (фрикційні) та з гнучким зв'язком (пасові).

Залежно від призначення передачі виконують із постійним або зі змінним (регульованим) передаточним відношенням. В останньому випадку застосовують ступінчасте або безступінчасте регулювання. Ступінчасте регулювання (коробки передач) дешевше і здійснюється більш простими та надійними механізмами. Безступінчасте регулювання (варіатори) внаслідок можливості вибору оптимального процесу сприяє підвищенню продуктивності та якісних показників роботи машини. Застосування автоматичних безступінчастих передач в автомобілях та тракторах призводить до зменшення витрат палива до двох разів. Крім того, воно сприятливе для автоматизації керування на ходу.

1.2. Основні параметри механічних передач.

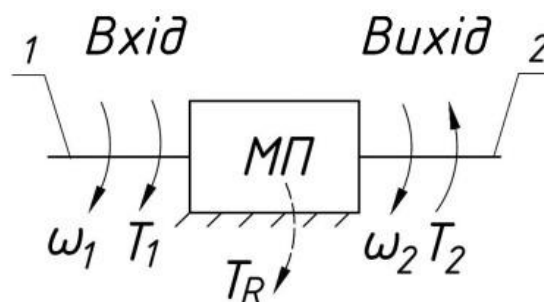


Рис. 1.1. Схема механічної передачі

На рис. 1.1 T_R – реактивний момент Визначається за умови $\sum \bar{T}_i = 0$. В даному випадку $T_R = T_2 - T_1$.

Основні параметри МП.

1. Потужність

$$N = T \cdot \omega,$$

де T - крутний момент, прикладений до ланки (валу);

ω - кутова швидкість ланки (вала).

2. *Передаточне відношення i* , яким називається відношення кутової швидкості ведучого (вхідного) валу до кутової швидкості веденого (вихідного) валу

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Для механізмів з паралельними розташуванням вхідного та вихідного валів передаточне відношення характеризується також знаком. Знак вважається додатнім, якщо ведучий і ведений вали обертаються в одному напрямку, і – від’ємним, якщо вони обертаються у різних напрямках.

У більшості випадків застосовуються передачі з $|i| > 1$, тобто, ті що знижують швидкість обертання (редуктори). При $|i| < 1$ передача підвищує швидкість обертання (мультиплікатори).

Як уже було вказано, існують передачі з $i \neq \text{const}$. Якщо передача змінює i ступінчасто, то вона називається коробкою зміни передач або коробкою швидкостей. Якщо ж i змінюється плавно у певному діапазоні значень, то така передача називається варіатором.

При розрахунках передач застосовується поняття - передаточне число u . Числу u не присвоюється знак і воно завжди більше чи дорівнює 1 ($u \geq 1$).

3. Коефіцієнт корисної дії η .

Коефіцієнтом корисної дії називається відношення корисної роботи $A_{\text{кор}}$ до всієї витраченої $A_{\text{внтр}}$

$$\eta = \frac{A_{\text{кор}}}{A_{\text{вигр}}} = \frac{A_{\text{вих}}}{A_{\text{вх}}} = \frac{N_{\text{вих}} \Delta t}{N_{\text{вх}} \Delta t} = \frac{N_{\text{вих}}}{N_{\text{вх}}} = \frac{T_{\text{вих}} \omega_{\text{вих}}}{T_{\text{вх}} \omega_{\text{вх}}} = \frac{T_{\text{вих}}}{T_{\text{вх}} \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}}}.$$

Звідси

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} |i| \eta.$$

1.3. Пасові передачі. Загальні відомості. Переваги та недоліки пасових передач.

Пасова передача (ПП) є одним із найстаріших типів механічних передач, що зберегли своє значення до останнього часу. Вона застосовується майже у всіх галузях машинобудування.

Найпростіша пасова передача складається з ведучого і веденого шківів і паса, одягненого на шківів з натягом і передає окружну силу за допомогою сил тертя. Можливі передачі з двома або кількома веденими шківів.

Переваги пасової передачі:

- можливість передачі руху на значну відстань (до 15 м і більше);
- плавність і безшумність роботи, обумовлені еластичністю ремня і дозволяють працювати при високих швидкостях;
- захист механізмів від різких коливань навантаження внаслідок пружності ремня; запобігання механізмів від перевантаження за рахунок можливого прослизання ремня (ременна передача усуває необхідність застосування спеціальних запобіжних муфт);
- простота конструкції та експлуатації.

Основними недоліками ремінної передачі є:

- великі габарити (для однакових умов діаметри шківів приблизно в 5 разів більші за діаметри зубчастих коліс);
- деяка мінливість передаточного відношення (крім зубчатих пасів), викликане залежністю пружного ковзання ремня від навантаження;
- підвищене навантаження на вали та їх опори, пов'язане з великим попереднім натягом ремня (збільшення навантаження на вали в 2...3 рази порівняно із зубчас-

тою передачею);

- низька довговічність ременів (в межах від 1000 до 5000 ч).

Ремінні передачі застосовують переважно у тих випадках, коли за умовами конструкції вали розташовані на значних відстанях або високі швидкості не дозволяють застосовувати інші види передач. Потужність сучасних пасових передач зазвичай не перевищує 50 кВт. При великих потужностях пасова передача виходить громіздкою та не вигідною. У комбінації із зубчастою передачею пасову передачу встановлюють зазвичай на швидкохідний ступінь як менш навантажений.

1.3.1. Типи ременів, що застосовуються у пасових передачах.

Ремені повинні мати досить високу міцність при дії змінних навантажень; мати достатній коефіцієнт тертя в контакті зі шківами для уникнення великих сил початкового натягу; високу зносостійкість; невисоку згинальну жорсткість, щоб уникнути великих напружень згину при оббіганні шківів; низьку вартість.

У більшості сучасних ременів міцність забезпечується спеціальними шарами корду, а підвищений коефіцієнт тертя – просоченням чи обкладками. Несучі шари, розташовані по центру тяжіння перерізів, мають високий модуль пружності.

Залежно від форми поперечного перерізу розрізняють такі типи ременів:

- плоскі;
- клинові;
- поліклинові;
- круглі;
- зубчасті.

Плоскі ремені мають прямокутний переріз і малу товщину. Їх одержують шляхом з'єднання (склеюванням, зшиванням) кінців смуг тканини (прогумованої, бавовняної, вовняної, капронової та ін.), шкіри або синтетичних матеріалів.

Основа *прогумованого ремня* – міцна кордова провулканізована технічна бавовняна тканина (бельтінг) в 2-9 шарів пов'язаних між собою вулканізованою гумою. Тканина, що має більший модуль пружності ніж гума, передає основну частину навантаження. Гума підвищує коефіцієнт тертя, забезпечує роботу ремня як єдиного цілого та захищає тканину від пошкоджень та стирання під час роботи пе-

редачі. Дані ремені мають еластичність, малу чутливість до вологи і коливань температури. Залежно від варіанта укладання тканинної основи перед вулканізацією ремені ділять на три типи: А – нарізні (тканина нарізується по ширині ременя), застосовуються найбільш часто, швидкість ременя до 30 м/с; Б – пошарово-загорнуті (центральна прокладка з бельтингу охоплюється кільцевими прокладками зі зміщеними стиками), використовуються для важких умов роботи при швидкостях до 20 м/с; В – спіральні-загорнуті (із суцільного, спіральні згорнутого шматка бельтингу), застосовуються при малих навантаженнях та швидкостях до 15 м/с, забезпечує підвищену зносостійкість кромки. Найбільш гнучкі ремені типу А, набули переважного поширення.

Текстильні ремені (бавовняні та вовняні) придатні для роботи в запиленій атмосфері, насиченій парами лугів, бензину, при різких коливаннях навантаження, але тягова здатність їх порівняно низька.

Шкіряні ремені виготовляють із окремих смуг шкіри шляхом склеювання або зшивання. Ці ремені мають високу тягову здатність, еластичність і зносостійкість, допускають використання шківів невеликого діаметру, завдяки чому передача виходить компактною. Допустима швидкість ременя до 45 м/с. Однак через дефіцитність та високу вартість в даний час їх застосовують рідко, тільки для особливо відповідальних конструкцій. «Бояться» вологи.

Плівкові ремені складаються з тонких сплечених і вулканізованих поліамідами вуглеволоконних ниток, що не поступаються сталевим за міцністю. Дані ремені випускаються без зшивки. Висока статична та втомна міцність синтетичних матеріалів дала можливість знизити товщину ременя ($\delta = 0,4 \div 1,2$ мм), його масу та дію відцентрових сил. Це дозволило підвищити швидкість ременя від $25 \div 30$ (для звичайних ременів) до $75 \div 150$ м/с і одночасно забезпечити більшу плавність роботи, що особливо важливо для сучасного машинобудування.

Клинові ремені стандартизовані за перерізом та довжиною, не мають зшивки і складаються з центрального армуючого шару (тканинного або шнурового), оточеного гумовим осердям у формі трапеції, який захищений зовні шарами прогумованої стрічки. Ці ремені працюють бічними гранями, кут між якими становить близько

40°, тому трапецеїдальні канавки на шківах повинні забезпечити радіальний зазор між ременем і дном канавки. Число ременів на шківі коливається від 1 до 8, але зазвичай від 1 до 4. За розміром перерізу таблицями ДСТУ передбачаються такі типи ременів: О, А, Б, В, Г, Д, Е. Для кожного типу (перетину ремня) у таблицях вказуються: розміри перерізу, площа перерізу, довжина, мінімальний діаметр шківа, навантаження і вага, що допускається. Крім ДСТУ існує ще сортамент ременів для автотракторної промисловості, що відрізняється від нього.

Ремені завдяки клиновій дії відрізняються підвищеними силами зчеплення зі шківами і, отже, підвищеною тяговою здатністю. Трапецієподібна форма перерізу ремня через велику висоту несприятлива з погляду згину на шківах і ККД. Це компенсується тим, що ремінь виготовляють із матеріалу з малим модулем пружності, крім основного несучого шару, який має невелику товщину і розташовується по нейтральному шару ремня.

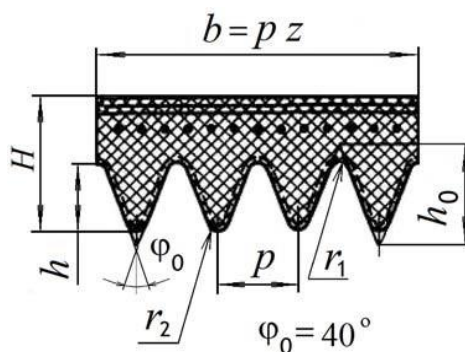


Рис. 1.2. Поліклиновий ремень

Поліклинові ремені – нескінченні плоскі ремені з поздовжніми клиновими виступами – ребрами на внутрішній поверхні, що входять у кільцеві клинові канавки в шківах (рис. 1.2). Ремені поєднують переваги плоских ременів – монолітність і гнучкість, і клинових – підвищену силу зчеплення зі шківами. Несучий шар ременів виконують у вигляді кордшнура з хімічних волокон: віскози, скловолокна або лавсану.

Круглопасові передачі (як силові) у машинобудуванні не застосовуються. Їх використовують в основному для малопотужних пристроїв у приладобудуванні та побутових механізмах (магнітофони, радіоли, швейні машини тощо).

Зубчасто-пасову передачу застосовують як у високонавантажених передачах (наприклад, ковальсько-пресове обладнання), використовуючи її високу тягову здатність, так і в передачах точних переміщень у зв'язку з сталістю передавального числа, наприклад, у приводі розподільчого валу ГРМ ДВС, приводах друкуючих пристроїв ЕОМ, у кінознімальній апаратурі, робототехніці та ін. Зубчасто-пасові передачі успішно замінюють ланцюгові. Потужність, що передається зубчастим ремнем, досягає 100 кВт, швидкість ремня до 60 м/с, ККД передачі 0,94...0,98. Зуби ремня мають трапецеїдальну форму з кутом профілю 50 і 40° або напівкруглу форму. Напівкруглий профіль забезпечує плавний вхід зубів у зачеплення, рівномірніше розподіляє напруження в ремні, підвищує передані навантаження на ~ 40 %.

1.3.2. Способи натягу ремнів.

Щоб ремінна передача могла передавати корисне окружне зусилля, ремінь має бути натягнутий розрахунковим зусиллям F_0 . Для натягу ремнів застосовуються такі способи:

1. Переміщенням одного зі шківів.
2. Натяжний (відтяжний) ролик.
3. За рахунок сил пружності ремня.
4. Автоматичні пристрої залежно від навантаження.

Контрольні питання

1. У чому полягає необхідність використання механічних передач?
2. Перерахуйте основні параметри механічних передач.
3. Сформулюйте переваги та недоліки ремінних передач.
4. Які типи ремнів використовуються у ремінних передачах?
5. Як забезпечується натяг ремнів?

ТЕМА 4

Геометрія пасової передачі

Зміст:

1. Геометричні параметри ремінної передачі.
2. Пружне ковзання ременя та кінематика ремінної передачі.
3. Силкові залежності у пасовій передачі.

1.3.3. Геометричні параметри ремінної передачі

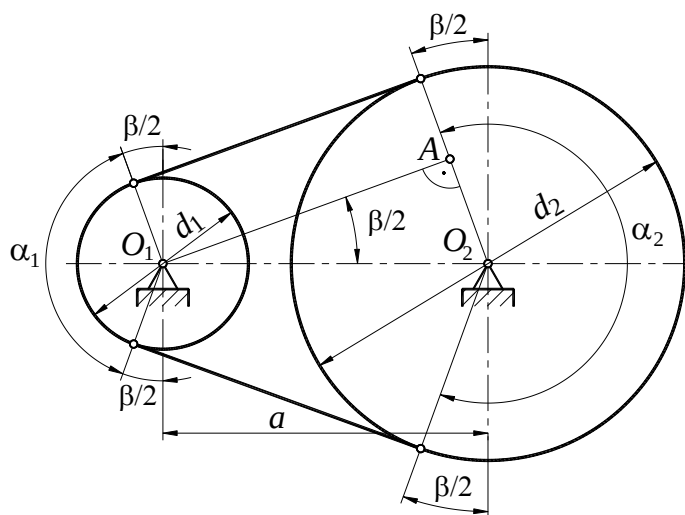


Рис. 1.3. Геометричні параметри ремінної передачі

На рис. 1.3 показано схему ремінної передачі. Використані такі позначення:

$d_1; d_2$ – діаметри шківів;

a – міжосьова відстань;

$\alpha_1; \alpha_2$ – кути обхвату шківів.

Визначимо кути обхвату шківів (див. рис. 1.3)

$$\alpha_1 = \pi - \beta; \quad (1)$$

$$\alpha_2 = \pi + \beta. \quad (2)$$

З прямокутного трикутника ΔO_1AO_2 отримаємо

$$\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{d_2 - d_1}{2a}. \quad (3)$$

Для малих кутів $\sin x \approx x$. Отже, з урахуванням (3)

$$\frac{\beta}{2} \cong \frac{d_2 - d_1}{2a}, \quad (4)$$

або

$$\beta = \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (5)$$

Таким чином, враховуючи (1) і (2), кути обхвату шківів

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a}; \quad (6)$$

$$\alpha_2 = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (7)$$

Кути обхвату шківів у градусній мірі

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}; \quad (8)$$

$$\alpha_2^\circ = 180^\circ + 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (9)$$

Визначимо довжину ремня за відомої міжосьової відстані

$$l = 2O_1A + \alpha_1 \frac{d_1}{2} + \alpha_2 \frac{d_2}{2}. \quad (10)$$

Довжина катета O_1A прямокутного трикутника ΔO_1AO_2

$$O_1A = a \cos\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (11)$$

Скористаємося розвиненням тригонометричної функції в ряд

$$\cos x = 1 - \frac{x^2}{2!} + \frac{x^4}{4!} - \frac{x^6}{6!} \dots \quad (12)$$

Враховуючи невеликі реальні значення кута β , обмежимося першими двома членами ряду. Тоді, беручи до уваги (4), шукана довжина катета

$$O_1A \cong a \left(1 - \frac{1}{2} \left(\frac{d_2 - d_1}{2a} \right)^2 \right) = a - \frac{1}{2} \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (13)$$

Підставимо в (10) вирази (6), (7), (13), отримаємо після перетворень

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (14)$$

При проектуванні ремінної передачі зі стандартною довжиною ремня l потрібно уточнення міжосьової відстані. Для цього виразимо із залежності (14) міжосьову відстань a . В результаті розв'язання квадратного рівняння отримаємо

$$a = \frac{1}{8} \left[2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right]. \quad (15)$$

1.3.4. Пружне ковзання ремня та кінематика ремінної передачі.

Розглянемо схему ремінної передачі (рис. 1.4).

Позначимо: Δ_0 – деформація (подовження, витяжка) певної, довжиною λ , ділянки ремня від зусилля попереднього натягу; δ – додаткове збільшення деформації зазначеної ділянки ремня на ведучій та зменшення його деформації на веденій гілках, спостерігається в результаті передачі крутного моменту; Δ_1 , Δ_2 – результуючі деформації (витяжки, подовження) на ведучій та веденій гілках у працюючій з корисним навантаженням передачі. Тоді мають місце такі очевидні рівняння

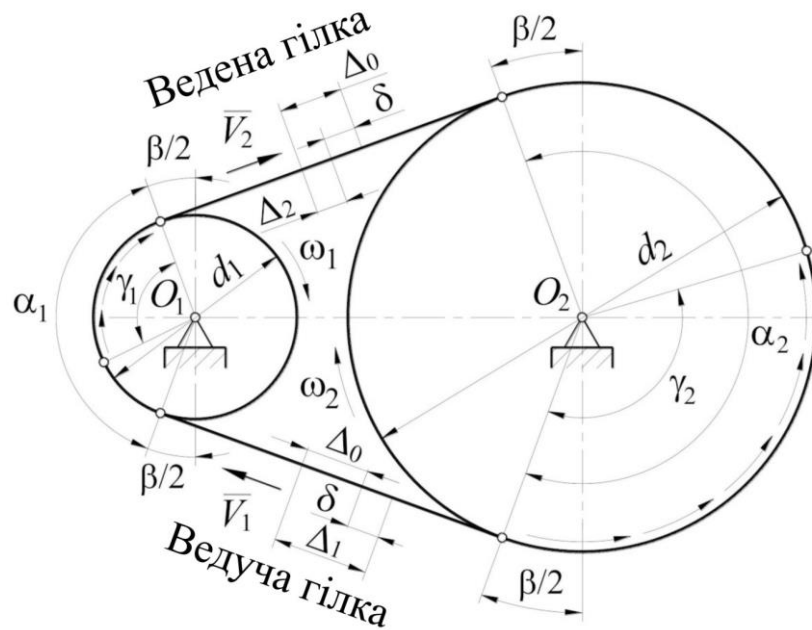


Рис. 1.4. Кінематика ремінної передачі

$$\Delta_1 = \Delta_0 + \delta; \quad (16)$$

$$\Delta_2 = \Delta_0 - \delta; \quad (17)$$

$$\Delta_1 - \Delta_2 = 2\delta; \quad (18)$$

$$\Delta_1 + \Delta_2 = 2\Delta_0. \quad (19)$$

На ведучій гілці ремінь додатково розтягується, а на веденій його початкова деформація зменшується. Отже, на ділянках дуг обхвату шківів є ділянки, на яких ремінь змінює свою витяжку (деформацію), ковзаючи відносно шківів. Ці ділянки називаються дугами пружного ковзання ремня. Передача енергії за рахунок сил тертя переважно відбувається на цих дугах, але частково, завдяки тангенціальній податливості ремня, також і на дугах спокою.

На рис. 1.4. кути дуг пружного катка позначені γ_1 і γ_2 . Дуги пружного ковзання розташовуються з боку збігання ремня зі шківів, а їх кутовий розмір збільшується із збільшенням ступеня навантаженості передачі. Стрілочками показано рух точок

шківів відносно ременя. При досягненні кута дуги пружного ковзання γ_1 кута обхвату меншого шківів α_1 , настає буксування ременя, що неприпустимо.

Зміна деформації ременя та його прослизання відносно шківів на дугах пружного ковзання призводить до того, що швидкість ременя на ведучій гілці V_1 більше, чим на веденій V_2 . Кількісно це оцінюється коефіцієнтом відносного ковзання

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1}. \quad (20)$$

Звідси

$$V_2 = V_1(1 - \varepsilon). \quad (21)$$

У нормально працюючій передачі $\varepsilon = 1 \dots 2 \%$

Визначимо передаточне відношення ремінної передачі. Враховуючи (2), отримаємо

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{V_1 / d_1}{V_2 / d_2} = \frac{V_1 d_2}{V_1(1 - \varepsilon)d_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}. \quad (22)$$

Оскільки $\varepsilon \neq \text{const}$, то і $i_{12} \neq \text{const}$. Отже, ремінну передачу (крім зуборемінної) не можна використовувати в механізмах, в яких потрібне постійне значення передаточного відношення, наприклад, у ГРМ ДВЗ.

1.3.5. Силіві залежності у пасовій передачі.

На рис. 1.5 показана схема ремінної передачі з прикладеними до шківів крутними моментами T_1 і T_2 .

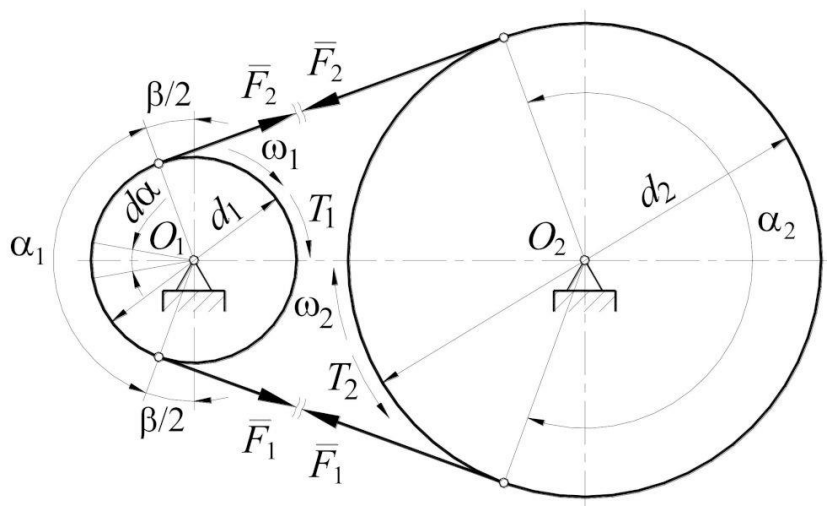


Рис. 1.5. Силкові залежності у пасовій передачі

Крутний момент на ведучому шківі

$$T_1 = F_t \frac{d_1}{2}, \quad (23)$$

де F_t – окружна сила.

З умови рівноваги $\sum M_{O1} = 0$, запишемо

$$F_1 \frac{d_1}{2} - F_2 \frac{d_1}{2} - T_1 = 0,$$

де F_1 ; F_2 – сили натягу ремня на ведучій та веденій гілках відповідно.

Звідси

$$T_1 = (F_1 - F_2) \frac{d_1}{2}. \quad (24)$$

Порівнюючи з (23), отримаємо

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (25)$$

Таким чином, окружна сила дорівнює різниці натягу ведучої та веденої гілок.

Оскільки сила натягу пропорційна деформації ремня, то, враховуючи (16) і (17), запишемо

$$F_1 = F_0 + \Delta F; \quad (26)$$

$$F_2 = F_0 - \Delta F, \quad (27)$$

де F_0 – зусилля попереднього натягу;

ΔF – приріст сили натягу ремня, що викликає збільшення деформації ремня, дорівнює δ .

Складаючи (26) і (27), отримаємо

$$F_1 + F_2 = 2F_0, \quad (28)$$

що ідентично до рівняння деформацій (19).

З рівнянь (25) і (28) отримаємо

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad (29)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (30)$$

Для визначення співвідношення між F_1 і F_2 , а також для оцінки тягової здатності ремінної передачі, розглянемо елементарну ділянку ремня на елементарному куті $d\alpha$ і прикладемо до нього сили реакцій відкинутих зв'язків (рис. 1.6). При цьому вважатимемо, що ремінь невагомий, нерозтяжний, абсолютно гнучкий.

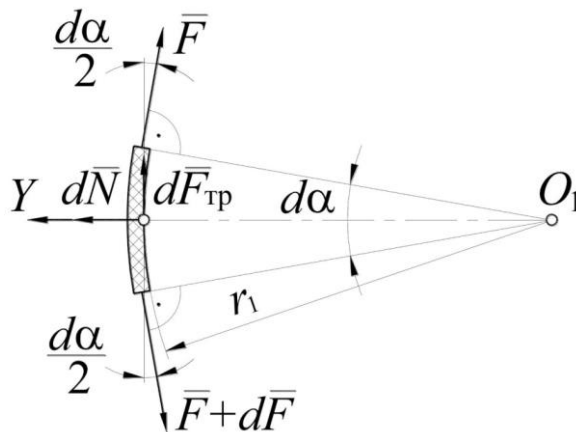


Рис. 1.6. Сили, які діють на елементарну ділянку ремня

Позначимо силу натягу ремня зверху F , тоді знизу сила натягу ремня буде більшою на елементарне збільшення сили натягу dF .

З боку відкинутого шківa на елементарну ділянку ременя діятиме елементарна результуюча нормальна реакція dN і елементарна результуюча окружна сила тертя $dF_{\text{тр}}$.

Запишемо умову рівноваги:

$$\sum P_Y = 0;$$

$$dN - F \sin \frac{d\alpha}{2} - (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2} = 0$$

Звідси

$$dN - 2F \sin \frac{d\alpha}{2} - dF \sin \frac{d\alpha}{2} = 0.$$

Нехтуючи третім доданком другого порядку малості та враховуючи, що для малих кутів $\sin x \approx x$, отримаємо

$$dN - F \cdot d\alpha = 0. \quad (31)$$

З рівняння рівноваги $\sum M_{O1} = 0$, тобто

$$F \cdot r_1 - (F + dF) \cdot r_1 + dF_{\text{тр}} \cdot r_1 = 0,$$

виявимо

$$dF = dF_{\text{тр}}. \quad (32)$$

Скористаємося також формулою Амонтона-Кулона

$$dF_{\text{тр}} = dN \cdot f. \quad (33)$$

Спільне розв'язання рівнянь (31), (32) і (33) дає можливість записати диференціальне рівняння з змінними, що розділяються, у вигляді:

$$\frac{dF}{F} = f \cdot d\alpha. \quad (34)$$

Виконаємо інтегрування лівої та правої частин у зазначених нижче границях

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^{\alpha_1} f \cdot d\alpha.$$

Тоді отримаємо

$$\ln F|_{F_2}^{F_1} = f \cdot \alpha|_0^{\alpha_1};$$

$$\ln F_1 - \ln F_2 = f \alpha_1;$$

$$\ln \frac{F_1}{F_2} = f \cdot \alpha_1. \quad (35)$$

Після потенціювання, рівняння (35) набуде вигляду

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \alpha_1},$$

або

$$F_1 = F_2 e^{f \alpha_1}, \quad (36)$$

де $e = 2,718281828459...$ - основа натурального логарифму (в теорії границь – друга чудова границя), $\lim_{x \rightarrow \infty} \left(1 + \frac{1}{x}\right)^x = e$).

Рівняння (36) було отримано Леонардом Ейлером.

З рівнянь (25) і (36) отримаємо

$$F_t = F_1 - F_2 = F_2 (e^{f \alpha_1} - 1). \quad (37)$$

Отже,

$$F_2 = \frac{F_t}{e^{f \alpha_1} - 1}; \quad (38)$$

$$F_1 = F_t \frac{e^{f \alpha_1}}{e^{f \alpha_1} - 1} \quad (39)$$

Враховуючи (28), (38), (39), запишемо

$$2F_0 = F_t \frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1}.$$

При цьому зусиллі попереднього натягу окружна сила, яку теоретично можна отримати у ременній передачі

$$F_t = 2F_0 \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1} + 1}. \quad (40)$$

Визначимо силу, що діє на вали ременної передачі (див. рис. 1.7)

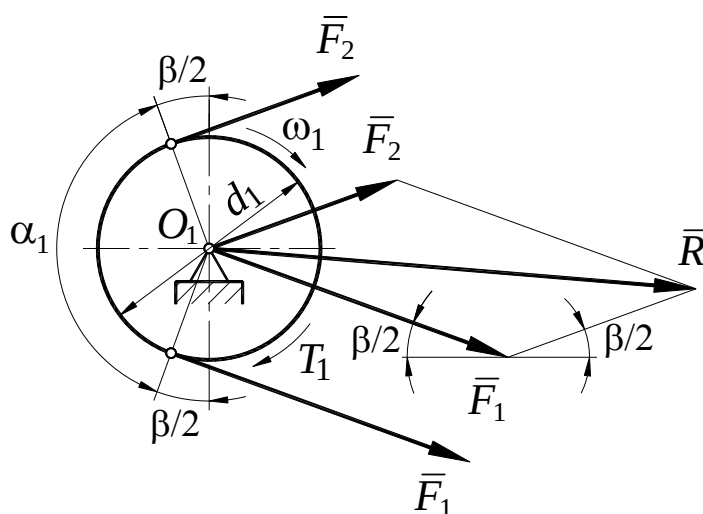


Рис. 1.7. Схема сил та моментів, що діють на ведучій вал

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos(\pi - \beta)} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos\beta} \approx \\ &\approx 2F_0 \cos \frac{\beta}{2} = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}. \end{aligned} \quad (41)$$

Контрольні питання

1. Як визначаються основні геометричні параметри ременної передачі?
2. Як визначається передаточне відношення ременної передачі?
3. Які сили діють у гілках ременя?
4. Як на основі формули Ейлера визначається окружна сила, яку теоретично можна одержати у ременній передачі?
5. Як визначається сила, що діє на вали ременної передачі?

ТЕМА 5

Напруження в ремені

Зміст:

1. Напруження, що виникають у ремені ремінної передачі. Епюра напружень
2. Методика випробування ремінної передачі на тягову спроможність. Криві ковзання та ККД.

1.3.6. Напруження, що виникають у ремені ремінної передачі. Епюра напружень у ремені.

Максимальне напруження в ремені виникає в місці набігання ремня на ведучий (менший) шків і не змінюється на дузі спокою. Враховуючи (29), запишемо

$$\sigma_{\max} = \sigma_V + \sigma_1 + \sigma_{u1} = \sigma_V + \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_{u1}, \quad (40)$$

де σ_V – напруження від дії відцентрових сил;

σ_1 – напруження ведучої гілки,

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad (41)$$

де F_1 – сила натягу ведучої гілки;

A – площа поперечного перерізу ремня;

σ_{u1} – напруження від згину ремня на меншому шківі;

σ_t – ефективне напруження,

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A}, \quad (42)$$

де F_t – окружна сила.

Визначимо напруження, що виникає у ремені від дії відцентрових сил σ_v . Для цього розглянемо елементарну ділянку ременя на елементарному куті $d\alpha$ (рис. 1.8).

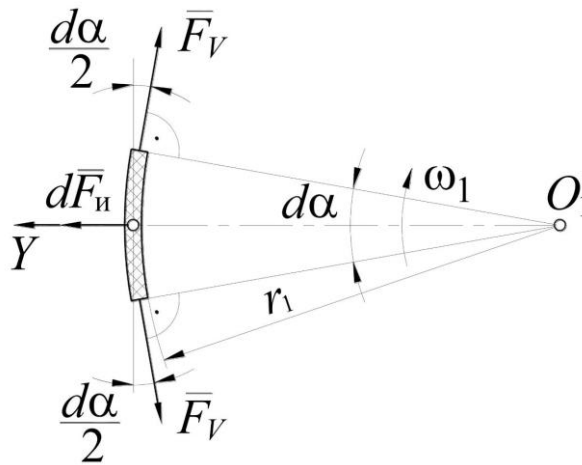


Рис. 1.8. Схема визначення напруження σ_v

Маса елементарної ділянки ременя

$$dm = r_1 \rho d\alpha, \quad (43)$$

де r_1 – радіус шківа;

ρ – густина матеріалу ременя.

Елементарна сила інерції, що діє на цю ділянку

$$dF_u = dm \frac{V^2}{r_1} = \rho d\alpha V^2, \quad (44)$$

де V – швидкість ременя.

З умови рівноваги $\sum F_Y = 0$, запишемо

$$dF_u - 2F_V \sin \frac{d\alpha}{2} = 0, \quad (45)$$

де F_V – сила натягу ременя, що виникає від дії відцентрових сил.

Оскільки для малих кутів $\sin x \approx x$, то, враховуючи (44) і (45), отримаємо

$$F_V = \rho V^2, \quad (46)$$

а величина напруження від дії відцентрових сил

$$\sigma_V = \frac{F_V}{A} = \rho V^2. \quad (47)$$

Визначимо напруження, що виникає у ремені від згину його на шківі σ_B . Розглянемо ділянку ремня обмежену елементарним кутом $d\alpha$ (рис.1.9).

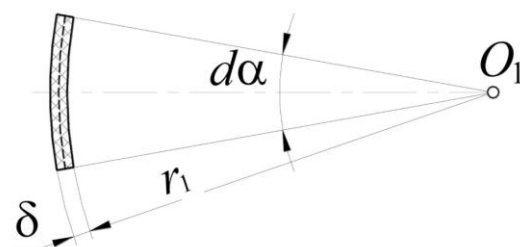


Рис. 1.9. Схема визначення напруження σ_B

Максимальна відносна деформація, що виникає на розтягнутому (зовнішньому) шарі

$$\varepsilon = \frac{d\alpha(r + \delta) - d\alpha(r + \delta/2)}{d\alpha(r + \delta/2)} = \frac{\delta/2}{r + \delta/2} = \frac{\delta}{d + \delta} \cong \frac{\delta}{d}, \quad (48)$$

де d – діаметр шківа.

Отже, максимальне нормальне напруження від згину ремня

$$\sigma_u = E\varepsilon = E \frac{\delta}{d}, \quad (49)$$

де E – модуль пружності першого роду матеріалу ремня.

Мінімальна напруження у ремені спостерігається на ділянці між шківами веденої гілки

$$\sigma_{\min} = \sigma_V + \sigma_2 = \sigma_V + \sigma_0 - 0,5\sigma_t, \quad (50)$$

де σ_2 – напруження веденої гілки,

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \quad (51)$$

де F_2 – сила натягу веденої гілки.

Побудуємо епюру напружень, що діють у ремені (рис. 1.10).

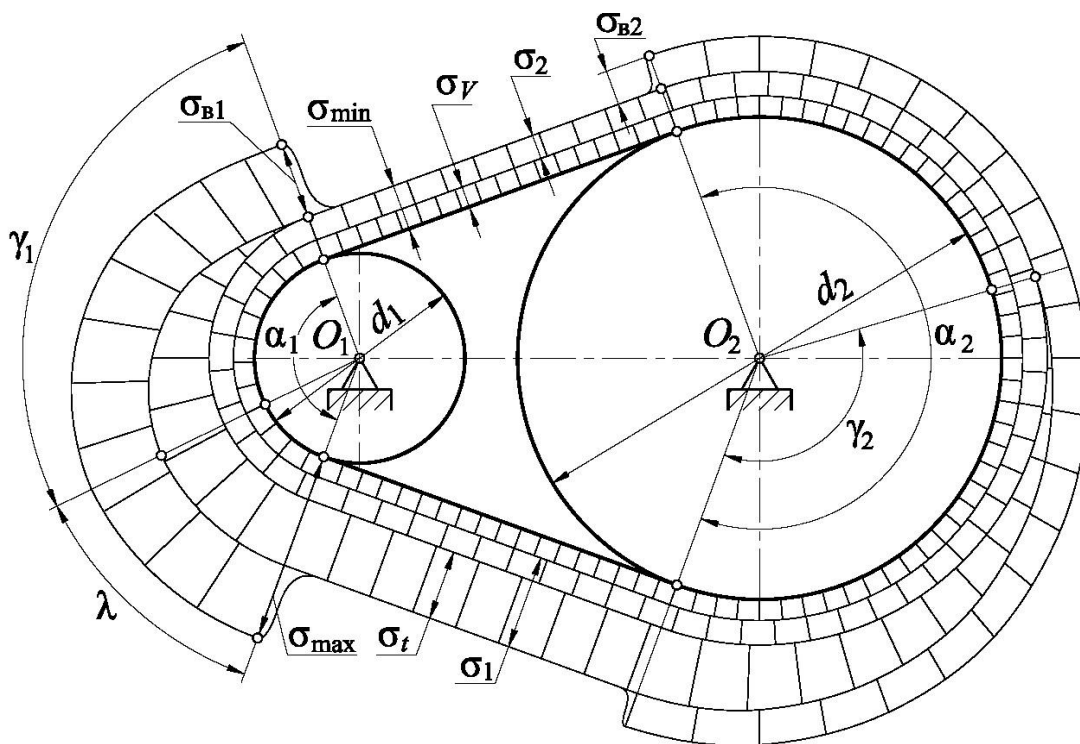


Рис. 1.10. Епюра напружень у ремені

1.3.7. Методика випробування ремінної передачі на тягову спроможність.

Криві ковзання та ККД.

Розрахунок ремінних передач на тягову здатність базується на експериментальних даних, отриманих для різних типів ременів. Дослідним шляхом встановлюють залежність ККД та відносного ковзання передачі від коефіцієнта тяги φ

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} \quad (52)$$

або

$$\varphi = \frac{\sigma_t}{\sigma_1 + \sigma_2} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (53)$$

Коефіцієнт тяги дозволяє судити про те, яка частина зусилля попереднього натягу ремня використовується корисно для передачі навантаження ($F_t = 2F_0\phi$), тобто характеризує ступінь навантаженості передачі.

В результаті випробувань отримують графіки, які називаються кривими відносного ковзання ε і ККД передачі η (рис. 1.11)

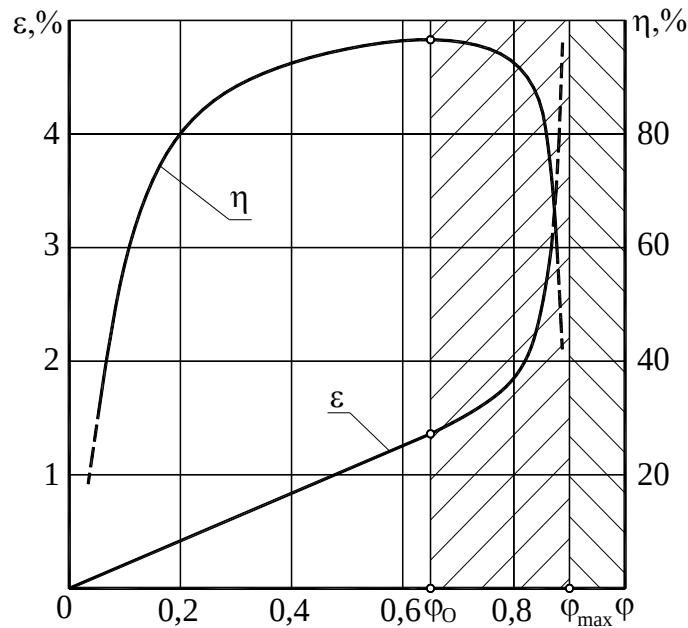


Рис. 1.11. Криві ковзання і ККД

Умови проведення випробувань:

- 1) передача розташована горизонтально;
- 2) $d_1 = d_2 \rightarrow \alpha_1 = \alpha_2 = \pi(180^\circ)$;
- 3) $V = 10$ м/с;
- 4) навантаження спокійне та постійне.

Як видно з рисунка 1.11 на ділянці від 0 до ϕ_0 спостерігається тільки пружне ковзання (де ϕ_0 — оптимальний режим роботи ремінної передачі), на ділянці ϕ_0 і $\phi_{\max}$ — як пружне ковзання, так і буксування, а при $\phi > \phi_{\max}$ — повне буксування.

Робоче навантаження рекомендують вибирати поблизу оптимального значення ϕ_0 і ліворуч від неї. Цьому значенню відповідає також і максимальний ККД.

Роботу на ділянці від φ_0 до $\varphi_{\max}$ (часткове буксування ремня) допускають лише при короткочасних навантаженнях, наприклад, при пуску, тому, що у цій зоні ККД різко знижується внаслідок втрат на ковзання ремня, а ремінь швидко зношується. При $\varphi > \varphi_{\max}$ настає повне буксування ремня.

Визначивши за кривим ковзання φ_0 , знаходять корисне допустиме напруження для передачі, що використовується

$$[\sigma_t]_0 = \frac{2\sigma_0\varphi_0}{n}, \quad (54)$$

де $n = 1, 2 \dots 1, 4$ – коефіцієнт запасу за тяговою здатністю передачі.

Перехід від значень $[\sigma_t]_0$ для дослідної передачі до допустимих корисних напружень $[\sigma_t]$ *реальної передачі, що проектується*, виконують за допомогою коригувальних коефіцієнтів

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_V C_P C_0, \quad (55)$$

де C_α – коефіцієнт кута обхвату; коригує тягову здатність залежно від кута обхвату α_1 меншого шківів;

C_V – швидкісний коефіцієнт; враховує зменшення притискання ремня до шківів під дією відцентрових сил, тобто враховує окружну швидкість ремня;

C_P – коефіцієнт режиму навантаження; враховує зміну навантаження та її вплив на довговічність ремня;

C_0 – коефіцієнт, що враховує орієнтування передачі у просторі, а також тип натяжного пристрою.

Дані коефіцієнти вибирають за довідниками залежно від параметрів ремінної передачі, що проектується.

Контрольні питання

1. Де спостерігаються і як визначаються максимальні напруження, що виникають у ремені ремінної передачі?

2. Де спостерігаються і як визначаються мінімальні напруження, що виникають у ремені ремінної передачі?
4. Поясніть складові епюри напружень у ремені.
5. Яка методика випробування ремінної передачі на тягову здатність?
6. З яких ділянок складаються криві ковзання та ККД?
7. Як визначають корисне напруження для передачі, що проектується?

ТЕМА 6

Тягова здатність

Зміст:

1. Клинопасова передача. Тягова здатність клинопасової передачі.
2. Порядок та особливості розрахунку клинопасової передачі.

1.3.8. Клинопасова передача. Тягова здатність клинопасової передачі.

У цій передачі (рис. 1.12) ремінь має клинову (трапецеїдальну) форму поперечного перерізу та розташовується у відповідних канавках шківів. У передачі може бути один або кілька ременів (зазвичай не більше 8). Декілька ременів з малим перерізом застосовують замість одного з великим перетином для зменшення напруження згину. Проте, що більше число ременів на шківі, то більшою є нерівномірність їх навантаження (через відхилення в межах поля допуску довжин ременів та розмірів клинових канавок). Тому рекомендується використовувати не більше 8 ременів. Цілком цю суперечність усувають, застосовуючи поліклинові ремені.

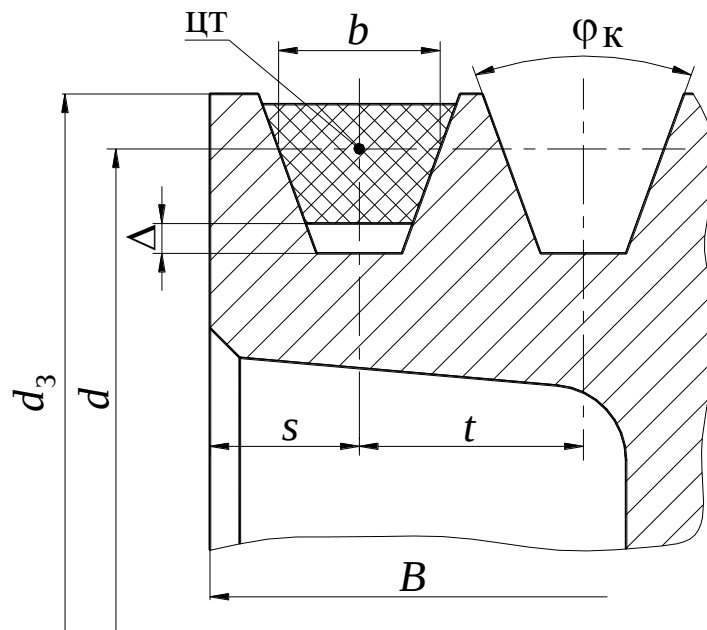


Рис. 1.12. Схема розташування ремня у канавці шківів

Форму канавки шківа виконують так, щоб між її основою та ремнем був зазор Δ . При цьому робочими є бічні поверхні ремня. У той же час ремінь не повинен виступати за межі зовнішнього діаметра шківа, тому що в цьому випадку кромки канавок шківа швидко руйнують ремінь.

Розрахунковим діаметром шківа d є діаметр кола розташування центрів тяжіння поперечних перерізів ремня або нейтрального шару при згинанні шириною b_r . Границі розрахункових діаметрів та числа канавок шківів клиноремінних передач стандартизовані по ГОСТ 20889-89...20897-89 в залежності від профілю перерізу та конструкції шківа.

Переваги клиноремінних передач у порівнянні з плоскоремінними.

1. Вище тягова здатність.
2. Найменші навантаження на вали.
3. Менший припустимий кут обхвату.
4. Менші габарити при тій же потужності, що передається.
5. Можливість приводу кількох шківів.
6. Принципова можливість безступінчастого регулювання передавального відношення.

Недоліки клиноремінних передач.

1. Великі витрати на виготовлення шківів.
2. Необхідність виконання однієї з опор рухомою.
3. Дещо нижче ККД.

Застосування клинового ремня дозволило збільшити тягову здатність передачі шляхом підвищення тертя.

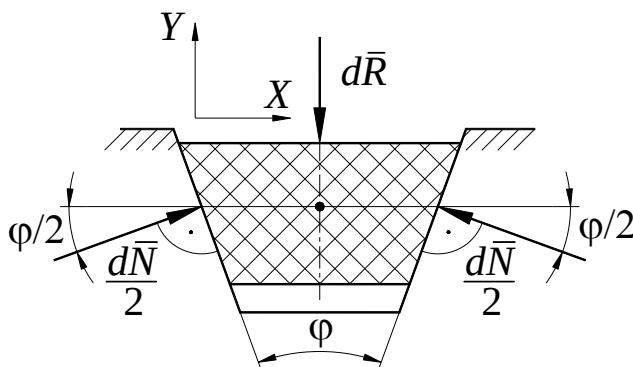


Рис. 1.13. Схема визначення веденого коефіцієнта тертя

Елементарна сила тертя

$$dF_{\text{тр}} = dN \cdot f, \quad (56)$$

де dN – елементарна нормальна сила;

f – коефіцієнт тертя першого роду.

З умови рівноваги $\Sigma F_y = 0$, запишемо

$$-dR + dN \sin(\varphi/2) = 0.$$

Звідси

$$dN = \frac{dR}{\sin(\varphi/2)}. \quad (57)$$

Підставимо (57) в (56), отримаємо

$$dF_{\text{тр}} = \frac{dR}{\sin(\varphi/2)} \cdot f = dR \cdot f', \quad (58)$$

де $f' = \frac{f}{\sin(\varphi/2)}$ зведений коефіцієнт тертя.

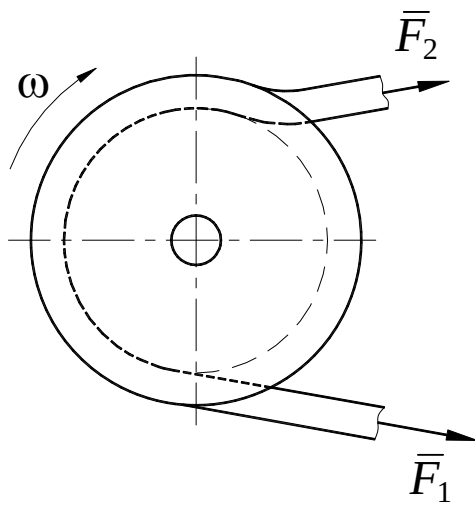


Рис. 1.14. Схема роботи ремня при малих кутах клина канавки шківа

Клинова форма перерізу ремня з кутом клину $\varphi = 40^\circ$ збільшує його зчеплення зі шківом приблизно втричі ($f' \approx 3f$). Подальшому збільшенню зчеплення шляхом зменшення кута φ перешкоджає поява самозаклинювання ремня в канавках шківа. При самозаклинюванні ремінь зазнає додаткового перегину на гілках, що збігаються і швидше руйнується від втоми (рис. 1.14).

При визначенні кута профілю канавки шківа враховують наступне. При згинанні на шківі профіль ремня спотворюється: ширина ремня у зоні розтягування зменшується, а в зоні стиску збіль-

шується. При цьому кут профілю ремня зменшується. Якщо ремінь, деформований таким чином, розташувати в канавці шківа з кутом рівним куту ($\varphi=40^\circ$) недеформованого профілю ремня, той тиск p на його бічні грані розподілиться нерівномірно. Довговічність ремня у цьому випадку зменшиться. З метою вирівнювання тиску при деформуванні ремня на шківих малих діаметрів кути канавок роблять менше кута профілю ремня $\varphi_k < \varphi$. Різниця у кутах φ_k і φ компенсується при деформації ремня від згину. За стандартом на розміри шківів клинопасових передач канавки виготовляють з кутами $\varphi_k = 34 \dots 40^\circ$.

Значне збільшення тертя дозволяє зберегти здатність навантаження клинопасової передачі при менших кутах обхвату порівняно з плоскпасовою передачею.

Для кращого використання можливостей клинопасової передачі на практиці рекомендується приймати $\alpha_1 \geq 120^\circ$ і в поодиноких випадках до 70° . Мале значення кутів обхвату дозволяє проектувати клинопасові передачі з малими міжосьовими відстанями a та великими передаточними відношеннями, а також передавати потужність від одного ведучого шківа декільком відомим.

Конструкція клинового ремня повинна забезпечувати достатню гнучкість для зменшення напружень згину і в той же час ремінь повинен мати значну поздовжню та поперечну жорсткість.

Залежно від структури поперечного перерізу розрізняють кордтканинні та кордшнурові ремні. У перших корд складається з декількох рядів віскозної, капронової або лавсанової тканини, розташованих у зоні нейтрального шару ремня. У кордшнурових ремнях корд складається з одного ряду товстих кручених анідних (вид нейлону) шнурів. Кордшнурові ремні більш гнучкі і довговічніші за кордтканеві. Їх рекомендується застосовувати у передачах з малим діаметром ведучого шківа.

Існує сім типорозмірів клинових ремнів залежно від площі поперечного перерізу: О, А, Б, В, Г, Д, Е (у порядку зростання площі).

Залежно від відношення ширини перерізу b_p до висоти h клинові ремні виготовляють нормального ($b_p/h = 1,4 \dots 1,6$) та вузького ($b_p/h = 1,2 \dots 1,3$) перерізу різної стандартної довжини у вигляді нескінченної стрічки.

При виборі типу ременя необхідно враховувати, що клинові ремені вузького перерізу зазвичай застосовують при високих швидкостях ременя (до 40 м/с), а нормального перерізу – до 25 м/с.

Основні параметри клинових ременів нормального перерізу: розміри поперечного перерізу, а також довжина ременя регламентовані ГОСТ 1284.1-89 і ГОСТ 1284.3-89. Розміри ременів вузького перерізу регламентовані технічними умовами ТУ 38-40534-75.

Умовне позначення ременя:

нормального перерізу типу А з розрахунковою довжиною $L_p = 1400$ мм:

Ремінь А-1400 ГОСТ 1284.1-89;

вузького перерізу типу А з розрахунковою довжиною $L_p = 1400$ мм:

Ремінь УА-1400 ТУ 38-40534-75.

1.3.9. Порядок та особливості розрахунку клинопасової передачі.

1. Залежно від T_1 (крутний момент на ведучому валу) вибирають переріз ременя (за довідковими таблицями).
2. Вибирають діаметр меншого шківів d_1 (стандартного діаметра).
3. Визначають орієнтовний діаметр більшого шківів

$$d'_2 = d_1 i_{12} (1 - \varepsilon).$$

Отриманий діаметр округляють до стандартного d_2 .

4. Уточнюють величину передаточного відношення

$$i_{12} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}.$$

За потреби коригують d_1 і d_2 .

5. Визначають швидкість ременя

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2}.$$

6. Призначають міжосьову відстань

$$a' \approx 1,2d_2.$$

7. Визначають орієнтовну довжину ремня

$$l' = 2a' + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'}.$$

Отриману довжину округляють до стандартної l та уточнюють міжосьову відстань

$$a = \frac{1}{8} \left[2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right].$$

Мінімальна міжосьова відстань, необхідна для монтажу передачі

$$a_{\min} = a - 0,01l.$$

Максимальна міжосьова відстань, необхідна для компенсації витяжки ремня

$$a_{\max} = a + 0,025l.$$

7. Визначають кут обхвату меншого шківa

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57,3^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

8. Перевіряють умову

$$\alpha_1 \geq [\alpha_1] = 120^\circ.$$

За потреби коригують d_1 , d_2 , a .

9. Визначають допустиму потужність, що припадає на один клиновий ремінь

$$[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N) C_P$$

N_0 – потужність, що передається одним клиновим ременем при $d_1 = d_2$, базової довжини ременя L_0 , спокійній однозмінній роботі;

C_α – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату на тягову здатність ременя;

C_L – коефіцієнт, що враховує вплив довжини ременя на його довговічність (вибирається залежно від співвідношення L/L_0);

C_P – коефіцієнт режиму роботи;

ΔN – поправка до потужності, що враховує зниження напружень згину на більшому шківі (та відповідне збільшення довговічності ременя) із збільшенням передаточного числа ремінної передачі,

$$\Delta N = 1 \times 10^{-4} n_1 \Delta T_1,$$

де n_1 – частота обертання швидкохідного валу;

ΔT_1 – поправка до крутного моменту на швидкохідному валу.

10. Визначають розрахункове число ременів

$$z_p = \frac{N}{[N]},$$

де N – потужність, що передається ремінною передачею.

11. Визначають уточнену кількість ременів

$$z' = \frac{z}{C_z},$$

де C_z – коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження.

Отримане число округляють до цілого числа ременів z .

12. Визначають силу попереднього натягу одного клинового ременя

$$F_{01} = \frac{780N}{VC_\alpha C_P z} + qV^2,$$

де q – погонна маса ременя, $q = A\rho$.

13. Визначають зусилля, що діє на вали клинопасової передачі

$$R = 2F_{01}z \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

Контрольні питання

1. Які переваги та недоліки клинопасових передач?
2. Чому клинові ремені здатні передавати більші навантаження, ніж плоскі?
3. Від чого залежить величина кутів канавок шківів?
4. Наведіть приклад умовного позначення клинового ременя.
5. Яка послідовність розрахунку клинопасової передачі?

ТЕМА 7

Зубчасті передачі. Вступ

Зміст:

1. Зубчасті передачі. Загальні відомості та класифікація.
2. Геометричні параметри евольвентних зубчастих коліс.
3. Матеріали та термообробка зубчастих коліс.
4. Способи виготовлення зубчастих коліс.

1.4. Зубчасті передачі. Загальні відомості та класифікація.

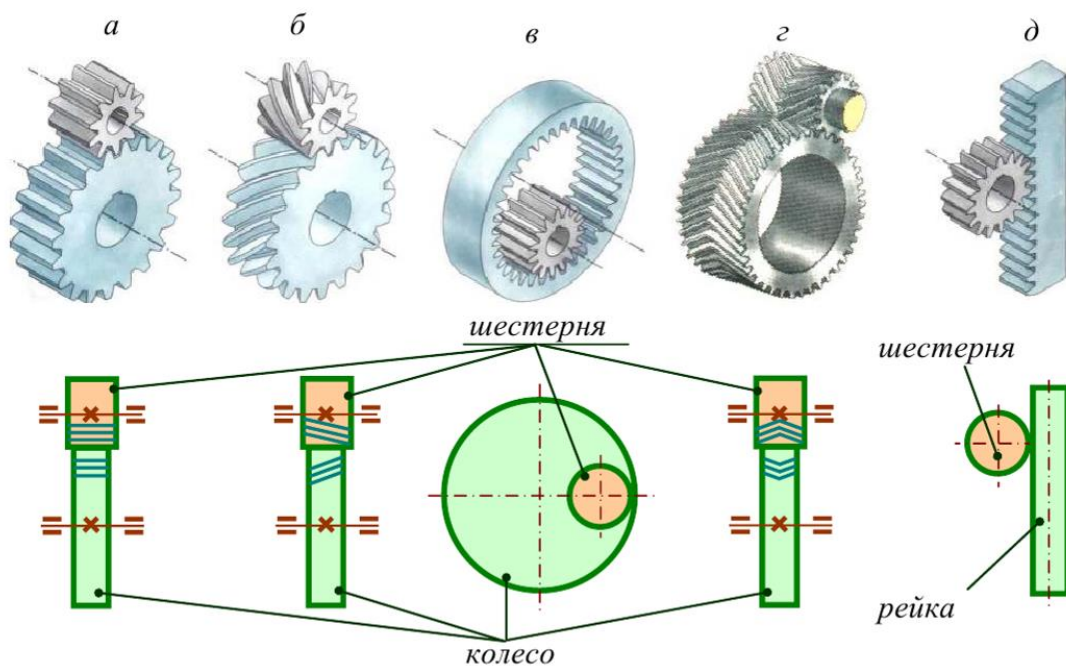
Зубчата передача (ЗП) – це механізм, що передає обертальний рух за допомогою взаємодії спряжених профілів, які утворюють вищу кінематичну пару.

Зубчаста передача складається з двох зубчастих коліс або зубчастого колеса та рейки. Зубчасте колесо з меншою кількістю зубів (зазвичай ведуче) називають *шестернею*, а ведене з великою кількістю зубів – *колесом*. Параметрам шестерні приписують індекс 1, колеса – індекс 2.

Зубчасті передачі класифікують за такими ознаками:

1. За розташуванням осей валів.

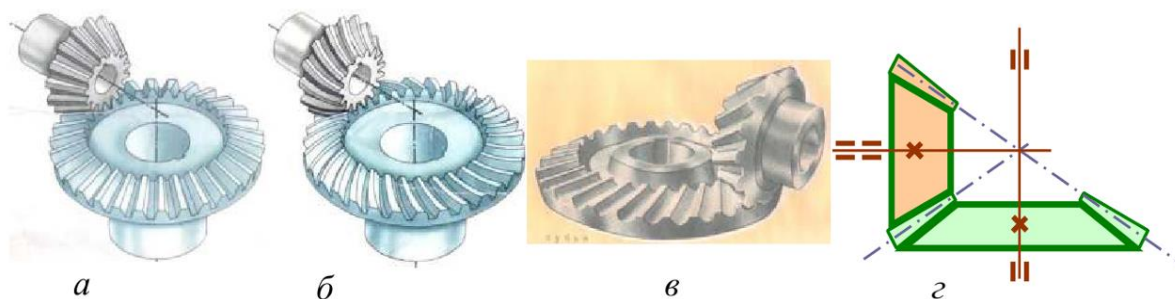
1.1. Передачі з паралельними осями валів (циліндричні колеса зовнішнього та внутрішнього зачеплення), передача «колесо-рейка» – рис. 1.14).



a – прямозуба; *б* – косозуба; *в* – з внутрішнім зачепленням;
г – шевронна; *д* – рейкова

Рисунок 1.14 – Зубчасті передачі з паралельними осями

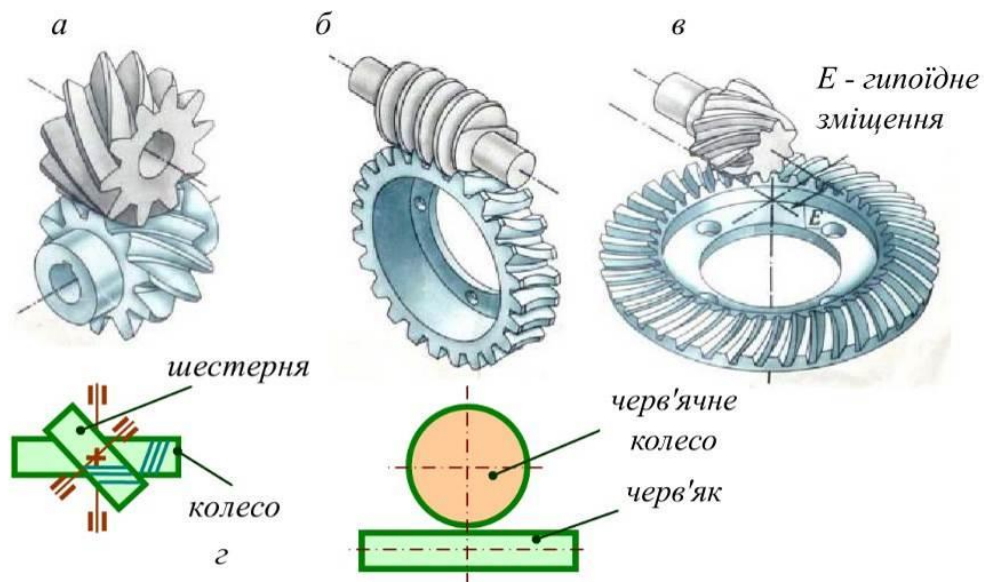
1.2. З осями, що перетинаються (конічні – рис. 1.15).



Евольвентні: *a* – прямозуба, *б* – с круговими зубцями;
в – косозуба; *г* – схема передачі

Рис. 1.15 – Зубчасті передачі з осями, що перетинаються (конічні)

1.3. З осями, що перехрещуються (циліндричні гвинтові, конічні гіпоїдні, черв'ячні. – рис. 1.16).



a – гвинтова; *б* – черв'ячна; *в* – гіпоїдна; *г* – схеми передач

Рис. 1.16 – Передачі з осями, що перехрещуються

2. За розташуванням зубів щодо твірної.

2.1. Прямозубі (рис. 1.14 а, в, д).

2.2. Косозубі (рис. 1.14 б)

2.3. Шевронні (рис. 1.14 г).

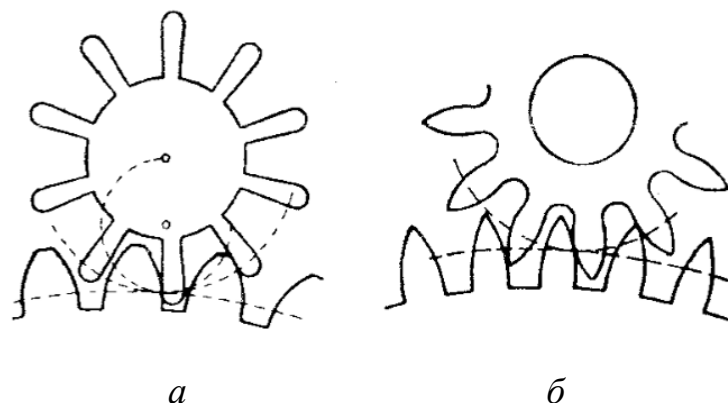
2.4. З криволінійною лінією зуба (рис. 1.15 б; рис. 1.16 в).

3. За формою профілю зубів.

3.1. Евольвентні (рис. 1.14 а, в, д).

3.2. Циклоїдальні (використовуються в годинникових механізмах – рис. 1.17).

3.3. З круговим профілем (зацеплення Новікова – рис. 1.15 в).



a – з прямолінійним контуром ніжки зуба шестерні;

б – із загостреними головками зубів

Рис. 1.17 – Зубчасті передачі із циклоїдальним профілем

4. За конструктивним виконанням.

4.1. Відкриті.

4.2. Закриті.

5. Залежно від числа ступенів

5.1. Одноступінчасті.

5.2. Багатоступінчасті.

Гвинтові зубчасті передачі відрізняють підвищене ковзання в зачепленні і низька здатність навантаження, тому вони застосовуються як кінематичні.

Найбільш поширені циліндричні та конічні зубчасті передачі, причому циліндричні передачі простіше у виготовленні та монтажі. Циліндричні та конічні прямозубі передачі працюють зазвичай при невеликих (<3 м/с) та середніх (3...15 м/с) окружних швидкостях. Шевронні передачі зазвичай застосовують при великих навантаженнях та особливо важких умовах роботи, при середніх та високих окружних швидкостях. У шевронній передачі, на відміну від косозубої, відсутні осьові сили, що діють на вали та підшипники.

Найбільшого поширення у машинобудуванні набув евольвентний профіль зуба, запропонований Л. Ейлером у 1760 р. Він має ряд технологічних та експлуатаційних переваг.

Циліндричні та конічні косозубі та з круговими зубами передачі застосовують у відповідальних випадках при середніх та високих швидкостях (понад 15 м/с).

Круговий профіль зуба запропонований М. Новіковим у 1954 р. Завдяки більшій здатності передачі Новікова до навантаження, в порівнянні з передачами евольвентного зачеплення, компактніші і допускають більше передаточне відношення, а завдяки товстій масляній плівці між зубами, що стикаються, зменшується знос зубів і підвищується ККД передачі. Недолік передачі Новікова – значне зменшення контактної площі під час перекосів зубчастих коліс та зміні міжосьової відстані в результаті похибок виготовлення та складання або пружних деформацій передачі.

Закриті передачі поміщені в пило- та вологонепроникні корпуси і працюють у масляній ванні (зубчасте колесо занурюють у масло на глибину до $\frac{1}{3}$ радіусу). У відкритих передачах зубці коліс працюють всуху або при періодичному змащуванні

пластичним мастильним матеріалом та не захищені від впливу зовнішнього середовища.

Зубчасті передачі застосовують у широкому діапазоні областей та умов роботи, для перетворення та передачі обертального руху. Передачі для перетворення обертального руху на поступальний і навпаки здійснюються циліндричним колесом і рейкою.

Зубчасті передачі становлять найбільш поширену та важливу групу механічних передач. Їх застосовують від годинника та приладів до найважчих машин, для передачі окружних сил від часток грама до тисячі тонн, для моментів до тисячі тонн на метр і потужностей від мізерно малих до десятків тисяч кіловат, з діаметрами коліс від часток міліметра до десяти і більше метрів.

Переваги зубчастих передач у порівнянні з іншими механічними передачами:

1. Висока здатність навантаження і, як наслідок, малі габарити.
2. Високий ККД (0,97...0,98 в одному ступені).
3. Велика довговічність та надійність у роботі.
4. Постійність передаточного відношення (через відсутність прослизання);
5. Можливість застосування в широкому діапазоні обертових моментів, швидкостей та передавальних відношень.

До недоліків зубчастих передач відносять:

1. Шум при великих швидкостях.
2. Підвищені вимоги до точності виготовлення.
3. Висока жорсткість, що не дозволяє компенсувати динамічні навантаження;
4. Неможливість безступінчастої зміни передаточного числа.

Передаточне відношення пари зубчастих коліс з паралельним розташуванням вхідного та вихідного валів визначається за формулою

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1},$$

де ω_1 ; ω_2 – кутові швидкості шестерні та колеса, відповідно;

z_1 ; z_2 – числа зубів зубчастих коліс;

знак «+» – якщо ведучий та ведений вали обертаються в одному напрямку;

знак «-» – якщо ведучий та ведений вали обертаються у протилежних напрямках.

1.4.1. Геометричні параметри евольвентного циліндричного прямозубого зубчастого колеса

Основною кінематичною умовою, якій мають задовольняти профілі зубів, є сталість миттєвого передаточного відношення передачі. Цій умові задовольняють багато класів кривих. Для забезпечення високого ККД, міцності та довговічності коліс профілі повинні забезпечувати малі швидкості ковзання та достатні радіуси кривизни в точках контакту. Профілі повинні допускати легке виготовлення, зокрема нарізування простим інструментом незалежно від кількості зубів коліс.

Цим умовам найповніше задовольняє евольвентне зачеплення. Кожне евольвентне зубчасте колесо може бути нарізане так, щоб воно могло входити до зачеплення з колесами, що мають будь-яку кількість зубів того ж модуля. Евольвентне зачеплення малочутливе до відхилень міжосьової відстані. Евольвентні зубчасті колеса можуть нарізатися простим інструментом, мають прямолінійний профіль зубів, і вони зручні для виготовлення та контролю.

Профілі зуба евольвентного зачеплення утворюються двома симетричними евольвентами. Евольвентою називається крива, що описується якоюсь точкою, що лежить на прямій лінії, перекочується по колу без ковзання. Пряма, що перекочується по колу, називається твірною прямою, а коло, по якому перекочується твірна пряма, - основним колом.

На рис. 1.18 показано евольвентне зубчасте колесо.

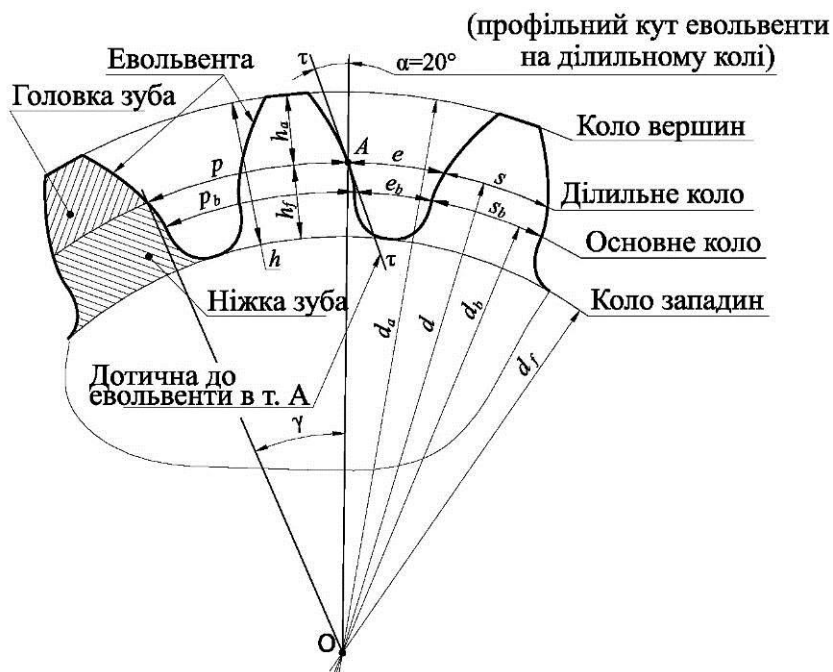


Рис. 1.18. Евольвентне зубчасте колесо

Позначені на рисунку величини мають такі назви:

d – діаметр ділильного кола (яке було початковою в так званому верстатному зачепленні - тобто при нарізуванні колеса – та прийняла на себе стандартні параметри зубонарізного інструменту);

p – окружний ділильний крок зубів, тобто відстань по дузі ділильного кола між однойменними точками сусідніх зубів;

p_b – окружний основний крок, тобто відстань по дузі основного кола між однойменними точками сусідніх зубів;

s – ділильна товщина зуба;

e – ділильна ширина западини;

h_a – ділильна висота голівки зуба;

h_f – ділильна висота ніжки зуба;

h – висота зуба;

α – профільний кут евольвенти на ділильному колі (сучасні зубчасті колеса мають величину кута $\alpha=20^\circ$, а раніше зустрічалися зубчасті колеса, які мали $\alpha=28^\circ$ і $\alpha=15^\circ$);

d_b – діаметр основного кола (evolюти);

d_a – діаметр кола вершин зубів;

d_f – діаметр кола западин зубів;

s_a – товщина зуба по колу вершин (ширина стрічки зуба);

s_b – основна товщина зуба.

Зауважимо, що всім геометричним величинам присвоєно стандартні індекси:

a – величинам, пов'язаним з колом вершин зубів ($d_a, r_a, p_a, h_a, s_a, \alpha_a$ і так далі);

f – величинам, пов'язаним з колом западин зубів (d_f, r_f, p_f, h_f і так далі);

b – величинам, пов'язаним з основним колом (d_b, r_b, p_b, s_b і так далі);

w – величинам, пов'язаним з початковим колом, яке як уже було сказано, виникає лише у зачепленні пари коліс, тобто при монтажі передачі ($d_w, r_w, p_w, s_w, e_w, a_w, \alpha_w$ і так далі).

І тільки величини, що відносяться до ділильного кола, записуються без індексу (d, r, p, s, e, a, α і так далі).

Усі розміри колеса та зубів взаємопов'язані. Покажемо цей взаємозв'язок.

Знайдемо довжину ділильного кола

$$L_{до} = \pi \cdot d = p \cdot z.$$

Звідси виразимо

$$d = \frac{p}{\pi} \cdot z.$$

Постає питання: яку величину покласти в основу стандартизації зубчастих коліс? Очевидно, що нормально зачіплятися один з одним можуть тільки зубчасті колеса з однаковим кроком зубів. Можна було б покласти в основу стандарту величину ділильного кроку зубів p , але тоді, за стандартного раціонального значення p і за цілої кількості z , ділильний діаметр d буде ірраціональним числом.

Тому, для зручності обчислень, стандартизований не ділильний крок зубів p , а величина відношення p/π , названа модулем:

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (1)$$

Є два ряди значень модуля m (другому ряду значень слід віддавати перевагу першому). Це раціональні числа, які є деякими еталонними розмірами в мм. Геометричні параметри (розміри) колеса виражають у частках модуля m .

Так, формула для розрахунку ділильного діаметра:

$$d = m \cdot z. \quad (2)$$

Окружний ділильний крок зубів

$$p = \pi \cdot m. \quad (3)$$

Тепер можна сформулювати поняття “ділильне коло”. Ділильне коло – це таке уявне коло, яке перетинає евольвентний профіль зуба в точці, для якої кут профілю дорівнює стандартному значенню $\alpha = 20^\circ$, і за якою крок зубів відповідає стандартному кроку інструментальної рейки.

Із рис. 1.18 видно, що

$$s + e = p. \quad (4)$$

Нормальні (так звані нульові) колеса мають

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2}. \quad (5)$$

Ненульові колеса мають

$$s \neq e. \quad (6)$$

Ділильну висоту головки зубів виражають залежністю

$$h_a = h_a^* \cdot m \quad (7)$$

де h_a^* - безрозмірний коефіцієнт висоти головки зуба.

Зазвичай $h_a^* = 1,0$, але інколи h_a^* відрізняється від 1,0 у більший чи менший бік (при $h_a^* = 1,0$ – виходить нормальний за висотою зуб; при $h_a^* > 1,0$ – виходить подовжений зуб, при $h_a^* < 1,0$ – виходить укорочений зуб).

Ділильну висоту ніжки зуба виражають залежністю

$$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m, \quad (8)$$

де c^* - коефіцієнт радіального зазору.

Зазвичай $c^* = 0,25$, іноді $c^* = 0,2$ (наприклад, у черв'ячних передачах).

Дуже рідко застосовують $c^* < 0,2$, оскільки зменшення радіального зазору, особливо при широких вінцях зубчастих коліс і рясному змащуванні зачеплення, може призводити до неприпустимих сплесків гідравлічного тиску в об'ємі, що замикається.

Із рис. 1.18 також видно, що висота зуба

$$h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*) \cdot m. \quad (9)$$

Діаметр кола вершин зубів нульового колеса можна підрахувати за формулою

$$d_a = d + 2h_a = m(z + 2h_a^*). \quad (10)$$

Для нульових коліс із нормальним по висоті зубом ($h_a^* = 1,0$)

$$d_a = m(z + 2). \quad (11)$$

Діаметр кола западин зубів нульового колеса обчислюють за формулою

$$d_f = d - 2h_f = m(z - 2h_a^* - 2c^*). \quad (12)$$

Для нульових коліс із нормальним по висоті зубом

$$d_f = m(z - 2,5). \quad (13)$$

Діаметр основного кола d_b можна підрахувати за формулою

$$d_b = d \cdot \cos \alpha = m \cdot z \cdot \cos \alpha. \quad (14)$$

Радіус довільного кола колеса виражається через відоме значення профільного кута евольвенти α_Y наступним чином

$$r_Y = r \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_Y} = \frac{mz}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_Y}. \quad (15)$$

Оскільки кроки зубів пропорційні радіусам, то крок зубів по основному колу

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = \pi m \cdot \cos \alpha, \quad (16)$$

а крок зубів по колу довільного радіусу

$$p_Y = p \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_Y} = \pi m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_Y}. \quad (17)$$

Картину евольвентного зачеплення показано на рис. 1.19.

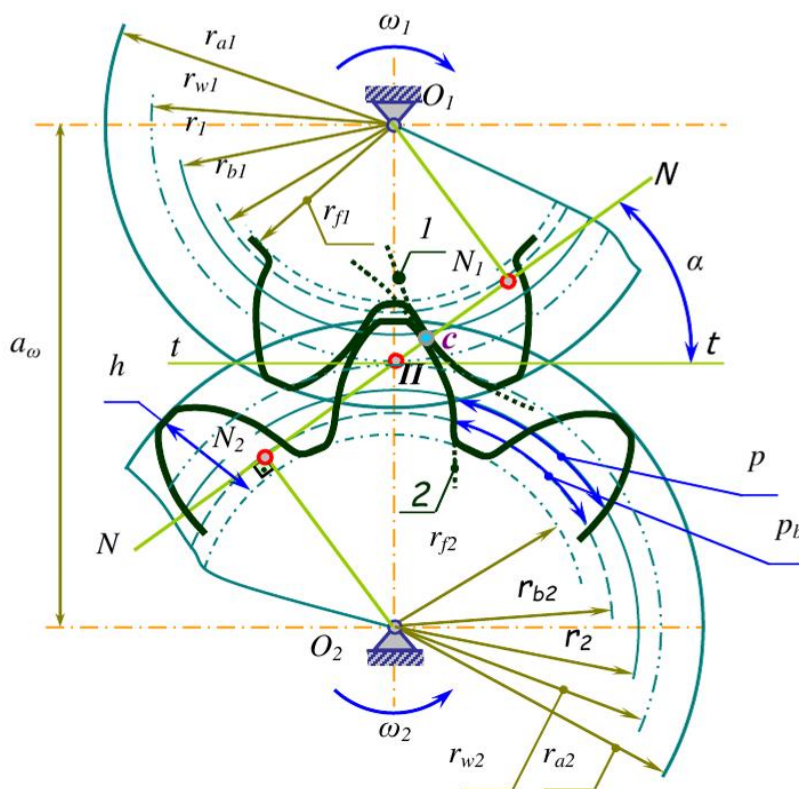


Рис. 1.19. Зачеплення евольвентних зубчастих коліс

Для швидкохідних зубчастих передач з метою зменшення сил удару при вході зубів у зачеплення та виході їх із зачеплення та для зменшення шуму застосовують

модифікацію профілю головки зуба (фланкування). Фланкування є навмисне відхилення від евольвенти профілю у вершин зубів (на частині висоти головки), направлене в тіло зубів. Фланкування зменшує силу удару, пов'язану з деформаціями зубів та помилками основного кроку.

Швидкість ковзання та тертя у зачепленні. ККД. При роботі коліс зачеплення двох зубів відбувається робочими поверхнями. У процесі зачеплення робочі поверхні профілів зубів одночасно котяться і ковзають один по одному. Швидкість відносного руху (ковзання) у точці «С» контакту двох зубів (див. рис. 1.19) дорівнює:

$$V_S = PC (\omega_1 + \omega_2),$$

Швидкість ковзання V_S пропорційна відстані e (відрізку PC) від точки контакту до полюса зачеплення P . У полюсі зачеплення P швидкість ковзання $V_S = 0$, а при переході через полюс зачеплення P змінює знак на протилежний.

Максимальне ковзання спостерігається на ніжках та головках зубів, а до початкового кола воно зменшується, на початковому колі дорівнює нулю, потім змінює напрямок і збільшується. Ковзання супроводжується тертям. Тертя є причиною втрат і зносу зубів у зачепленні.

Втрати в зачепленні становлять головну частину втрат передачі. Ці втрати залежать від точності виготовлення, шорсткості робочих поверхонь зубів, швидкості коліс, способу змащування та властивостей мастильних матеріалів, а також від числа зубів, особливо шестерні. Зі збільшенням числа зубів ККД передачі зростає. У дрібномодульних коліс з великою кількістю зубів ковзання менше, а ККД вище, ніж у великомодульних коліс з малою кількістю зубів.

Втрати потужності в зубчастих передачах складаються із втрат на тертя у зачепленні, на тертя в підшипниках та гідравлічних втрат на збовтування та розбризкування масла (закриті передачі).

При передачі неповної потужності ККД знижується. Таким чином, сумарну величину ККД зубчастої передачі з урахуванням усіх втрат можна записати у вигляді добутку ККД зачеплення, підшипників та гідравлічних втрат:

$$\eta = \eta_{зч} \eta_{п} \eta_{г}.$$

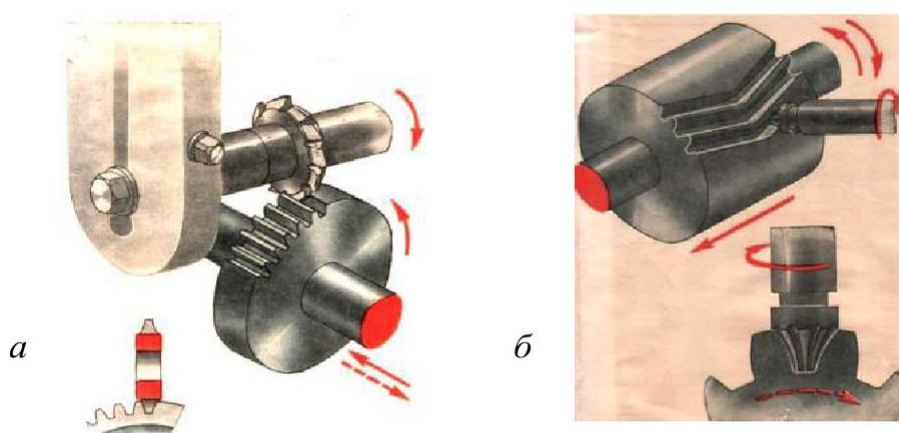
Середні значення ККД зубчастих передач на підшипниках кочення під час передачі повної розрахункової потужності, в залежності від призначення передачі та конструктивного виконання, складає $\eta = 0,95 \dots 0,99$.

1.4.2. Способи виготовлення зубчастих коліс.

Заготовки зубчастих коліс отримують бандажуванням (збірна конструкція), штампуванням або куванням в залежності від матеріалу, форми та розмірів, рідше литтям. Зуби коліс виготовляють нарізуванням, накочуванням, іноді литтям.

Нарізування зубів зубчастих коліс можна виконувати методом *копіювання* (ділення) або методом *обгинання* (обкатки).

За методом *копіювання* западина між зубами утворюється інструментом – дисковою фрезою, пальцевою фрезою, протяжкою, шліфувальним кругом, що має профіль западини (рис. 1.20 *а, б*). Точність цього методу, особливо за кроком – знижена. Метод копіювання застосовують для обробки великомодульних шевронних коліс, для нарізування та для шліфування коліс у масовому виробництві, а також в умовах ремонтних майстерень. Для нарізування коліс з різним числом зубів необхідний комплект інструменту кожного модуля 8...26 шт.

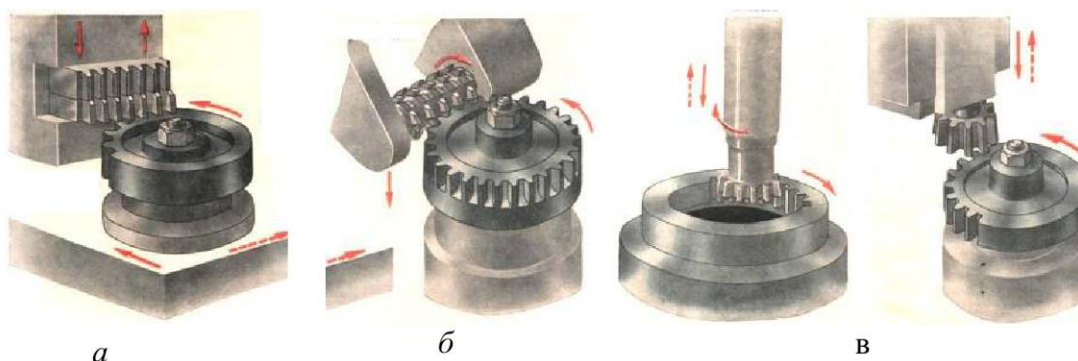


а – дисковою фрезою; *б* – пальцевою фрезою

Рис. 1.20. Нарізування зубів методом копіювання

Основне застосування має *метод обгинання*. За цим методом зубці нарізають інструментом у вигляді рейки-гребінки (рис. 1.21 *а*), черв'ячної фрези (рис. 1.21, *б*)

або шестерні-довбача (рис. 1.21 в). Нарізування відбувається в процесі примусового зачеплення інструменту із заготовкою на зуборізному верстаті. Інструменту додатково надається рух, що забезпечує різання.



а – рейкою-гребінкою; б - черв'ячною фрезною; в – шестернею-довбачем

Рис. 1.21. Нарізування зубів методом обгинання

Метод *обгинання* дає безперервний процес нарізування (без періодичного ділення), що забезпечує підвищену продуктивність та точність у порівнянні з методом копіювання.

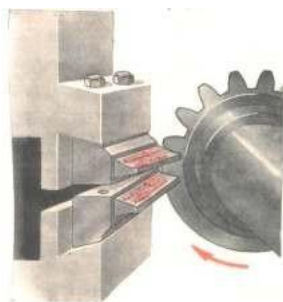


Рис. 1.22. Нарізування зубів конічних коліс

Нарізування зубів черв'ячними фрезами широко застосовується для виготовлення циліндричних коліс із зовнішнім розташуванням зубів. Для нарізування коліс із внутрішнім розташуванням зубів застосовують дискові довбачі. Гребінками нарізають прямозубі та косозубі колеса з великим модулем зачеплення.

Нарізування зубів конічних коліс методом обгинання проводиться струганням. (рис. 1.22), фрезеруванням інструментом з прямобічним профілем або різцевими головками.

У масовому виробництві застосовується також *накочування зубів*. Попереднє формоутворення зубів циліндричних та конічних коліс проводиться гарячим накочуванням. Вінець сталеві заготовки нагрівають струмами високої частоти до температури $\approx 1200^{\circ}\text{C}$, а потім обкатують між колесами-накатниками. При цьому на вінці вичавлюються зуби. Для отримання коліс вищої точності проводиться наступна механічна обробка зубів або холодне обкатування – калібрування. Холодне накочу-

вання зубів застосовується при модулі до 1 мм. Зубонакочування - високопродуктивний метод виготовлення коліс, що різко скорочує відхід металу в стружку.

Обробка зубів. Обробку зубів зубчастих коліс застосовують у тих випадках, коли потрібно отримати точність до 1-го класу, шорсткість поверхні $R_a = 0,32$ мкм. До видів обробки відносяться обкочування, шевінгування, шліфування та притирання, причому шевінгування та обкатування застосовують для обробки незагартованих коліс, а шліфування та притирання – для загартованих.

Обкатка застосовується для згладжування шорсткостей, усунення задирок і нерівностей на робочих поверхнях зубів незагартованих коліс. Зубчасте колесо обкатується під навантаженням одним або декількома загартованими колесами-еталонами в масляному середовищі без абразивного порошку. Для обкатки використовуються спеціальні зубообкатні верстати або горизонтально-фрезерні із застосуванням спеціальних пристроїв. Колеса-еталони стискають колесо, що обкатується, зі значною силою гідравлічним або пневматичним пристроєм.

У процесі обкатування відбувається згладжування шорсткостей, створюється наклеп зубів коліс, але крок зуба не виправляється. Цей процес застосовують у тих випадках, коли не потрібна висока точність.

Шевінгування застосовується для тонкої обробки незагартованих коліс. Для процесу шевінгування застосовують круглий шевер і шевер-рейку. Шевер виготовляють за 1-м класом точності із зубами, у яких поверхні мають вузькі прорізи та поперечні канавки, що утворюють ріжучі кромки. Шевінгування відбувається в результаті зрізання з поверхні тонких зубів (товщиною 0,001...0,005 мм) волосоподібних стружок при взаємному ковзанні зубів шевера і колеса, що зачіплюються. Повортаючись у зачепленні з колесом, що обробляється, шевер знімає ріжучими кромками канавок волосоподібні стружки з зубів колеса.

Шліфування застосовується для тонкої обробки загартованих зубів. Загартовані зубчасті колеса обробляють тарілчастими колами методом обкатки та профільним колом методом копіювання. Цей спосіб обробки зубчастих коліс дозволяє отримати найбільш точні та високоякісні поверхні. Для процесу шліфування необхідно ввести в зачеплення пару рейка – зубчасте колесо з наданням зворотно-поступального руху

вздовж осі коліс аналогічно уявній рейці. Шліфування методом копіювання проводять фасонним копіювальним кругом відповідного профілю. Цей метод більш продуктивний у порівнянні з методом обкатки, але менш точний.

Кінематика шліфування зубів черв'ячним шліфувальним кругом в основному подібна до кінематики фрезерування зубів черв'ячною фрезою, але осьовий рух при шліфуванні надається заготівці, що оброблюється. Цей спосіб найбільш продуктивний у порівнянні з іншими методами шліфування зубів і забезпечує досягнення 6-го ступеня точності.

Притирка використовується для обробки зубчастих коліс високої твердості. Їх обробляють абразивами на зубопритиральних верстатах інструментом – притиром. Як притир використовують точно виготовлене зубчасте колесо з дрібнозернистого чавуну, шаржованого абразивом шляхом змащення сумішшю дрібнозернистого порошку з маслом.

Контрольні питання

1. Перелічіть переваги та недоліки зубчастих передач у порівнянні з іншими механічними передачами.
2. Наведіть класифікацію зубчастих передач.
3. Опишіть геометрію евольвентного зубчастого колеса.
4. Що таке модуль зачеплення?
5. Від чого залежить ККД зубчастих передач?
6. Як виготовляють зубчасті колеса?

ТЕМА 8

Критерії розрахунку зубчастих коліс

Зміст:

1. Критерії роботоzдатності та розрахунку зубчастих передач. Види розрахунків на міцність зубчастих коліс.
2. Розрахункове навантаження та коефіцієнт розрахункового навантаження.
3. Сили у зачепленні циліндричних прямозубих коліс.
4. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на витривалість за контактним напруженням.

1.4.3. Критерії роботоzдатності та розрахунку. Види розрахунків на міцність зубчастих коліс.

Умови роботи зуба у зачепленні. При роботі зубчастої передачі між зубами спряжених зубчастих коліс виникає сила тиску F_n (нормальная сила), спрямована по лінії зачеплення (рис. 1.23).

Крім того, від ковзання зубів між ними діє сила тертя

$$F_{\text{тр}} = F_n \cdot f$$

де F_n – нормальна сила у зачепленні;

f – коефіцієнт тертя ковзання.

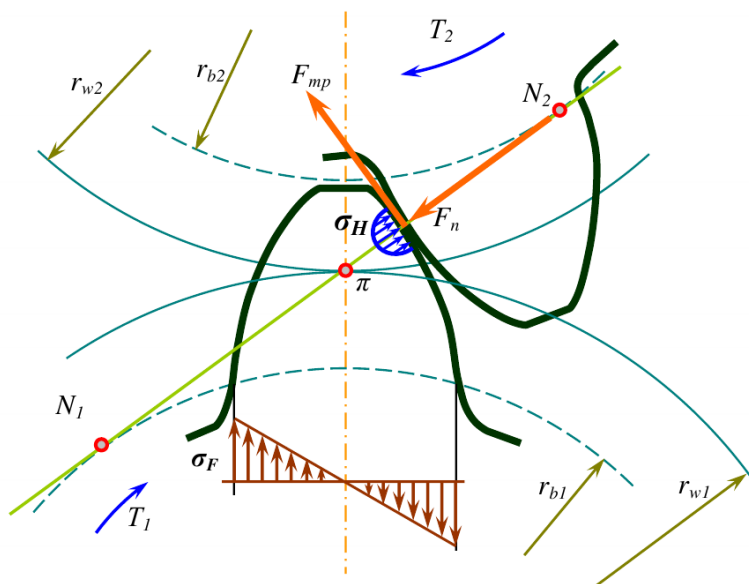


Рис. 1.23. Схема навантаження зуба в зачепленні

Під дією сили F_{mp} і F_n зуби перебувають у складному напруженому стані. *Вирішальний вплив на їхню роботоздатність надають два основних напруження: контактне напруження σ_H у поверхневих шарах зубів та напруження згину σ_F у поперечних перерізах зубів.* Для кожного зуба ці напруження не є постійно діючими. Вони змінюються в часі за деяким переривчастим нульовим циклом. Час дії σ_F за один оберт колеса дорівнює тривалості зачеплення одного зуба. Напруження σ_H діє ще менший час, який дорівнює тривалості перебування у зачепленні даної точки поверхні зуба з урахуванням зони поширення контактного напруження.

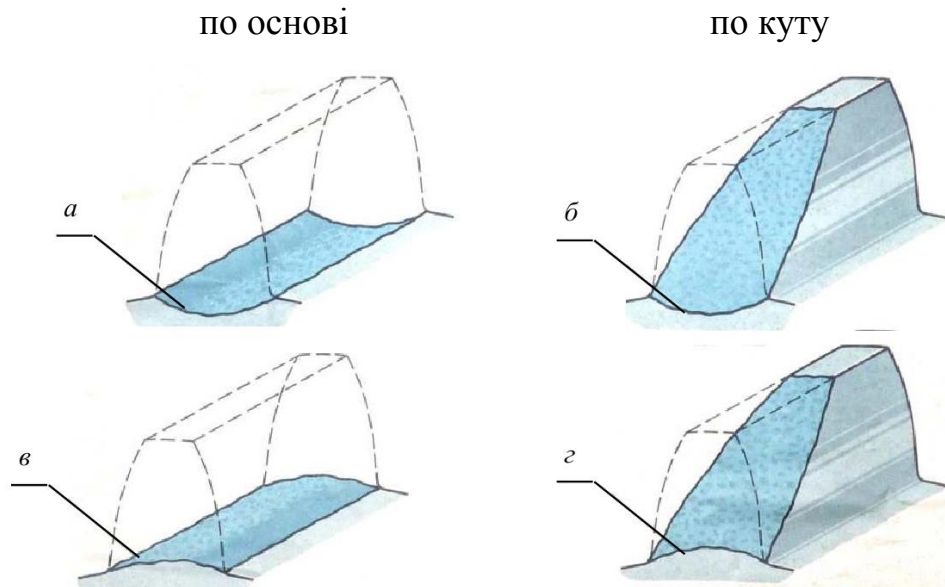
Змінні напруження є причиною втомного руйнування зубів: поломка зубів від напружень згину і викришування поверхні від контактних напружень. З контактними напруженнями та тертям у зачепленні пов'язані також знос, заїдання та інші види пошкодження поверхонь зубів.

Поломка зубів. Поломка пов'язана з напруженням згину. За характером поломка зуба виникає: по основі або по кутку (рис. 1.24 а, в). На практиці частіше спостерігається виламування кутів зубів унаслідок концентрації навантаження. Залежно від профілю розрізняють два види поломки зубів:

– *опуклий* (рис. 1.24 в, г), тобто поломка від великих перевантажень ударної чи навіть статичної дії (попереджають захистом приводу від перевантажень або врахуванням перевантажень під час розрахунку);

– *увігнутий* (рис. 1.24 а, б), тобто втомна поломка, що походить від дії змінних

напружень протягом порівняно тривалого терміну служби (попереджають визначенням розмірів із розрахунку на втому). Особливого значення мають заходи щодо усунення концентраторів напружень (рисок від обробки, раковин та тріщин у виливках, мікротріщин від термообробки тощо).



a і *б* – увігнутий, внаслідок втоми;
в і *г* – опуклий, внаслідок короткочасного перевантаження

Рис. 1.24. Профіль поломки зубів

Загальні заходи запобігання поломці зубів – збільшення модуля, додатне зміщення при нарізуванні зубів, термообробка, наклеп, зменшення концентрації навантаження по краях (жорсткі вали, зуби зі зрізаними кутами).

До пошкоджень поверхні зубів відносять:

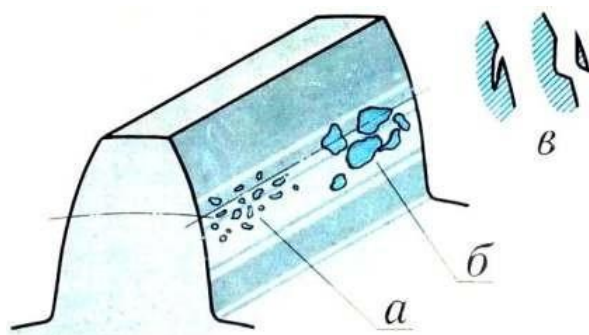
- 1) втомне викришування;
- 2) абразивне знос;
- 3) заїдання;
- 4) пластичні зрушення;
- 5) відшаровування твердого поверхневого шару.

Всі види пошкодження поверхні зубів пов'язані з контактним напруженням та тертям.

Втомлене викришування (рис. 1.25) від контактних напружень є основним видом руйнування поверхні зубів при гарному змащуванні передачі (найчастіше це бувають закриті, порівняно швидкохідні передачі, захищені від пилу та бруду). Зуби таких передач розділені тонким шаром масла, що усуває металевий контакт. При цьому знос зубів малий. Передача працює тривалий час до появи втоми у поверхневих шарах зубів. На поверхні з'являються невеликі заглиблення, нагадують оспинки, які ростуть і перетворюються на раковини. Викришування починається зазвичай поблизу полюсної лінії на ніжках зубів там, де навантаження передається однією парою зубів, а ковзання та перекочування зубів спрямовані так, що масло запресовується в тріщини зубів веденого елемента та сприяє викришуванню частинок металу.

У передачах, що працюють із значним зносом, викришування не спостерігається, оскільки поверхневі шари знімаються раніше, ніж з'являються тріщини втоми.

Основні заходи запобігання викришування: визначення розмірів з розрахунку на втому за контактним напруженням; підвищення твердості матеріалу шляхом термообробки; підвищення ступеня точності зубів.



а – початкове; б – прогресуюче
в – утворення тріщин

Рис. 1.25. Втомлене викришування

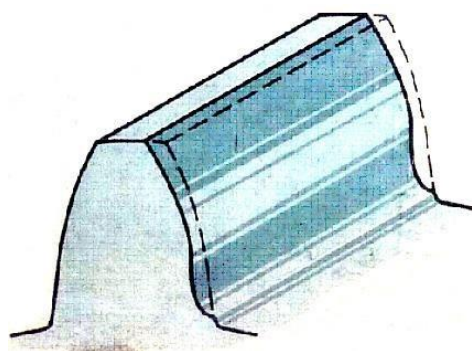


Рис. 1.26. Абразивний знос

Абразивний знос (знос бічних поверхонь) (рис. 1.26) є основною причиною виходу з ладу передач при поганому змащуванні. До таких передач належать передусім відкриті передачі, а також закриті, але недостатньо захищені від забруднення абразивними частинками (пил, продукти зношування тощо).

Розрахунок на знос утруднений тим, що інтенсивність зносу залежить від багатьох випадкових факторів, в першу чергу, від інтенсивності забруднення мастильного матеріалу.

Основні заходи попередження зносу – підвищення твердості поверхні зубів, захист від забруднення, застосування спеціальних масел.

Заїдання (рисунк 1.27) спостерігається переважно у високонавантажених та високошвидкісних передачах. У місці стикання зубів цих передач розвивається висока температура, що сприяє розриву масляної плівки та утворення металевго контакту. Тут відбувається ніби зварювання частинок металу з подальшим відривом їх від менш міцної поверхні. Нарости, що утворилися, задирають робочі поверхні зубів у напрямку ковзання.

Заходи попередження заїдання ті самі, що й проти зносу. Бажано інтенсивне охолодження. Ефективне застосування протизадирних масел з підвищеною в'язкістю та хімічно активними добавками. Правильним вибором сорту мастила можна підняти допустиме навантаження заїдання над допустимими навантаженнями за іншими критеріями.

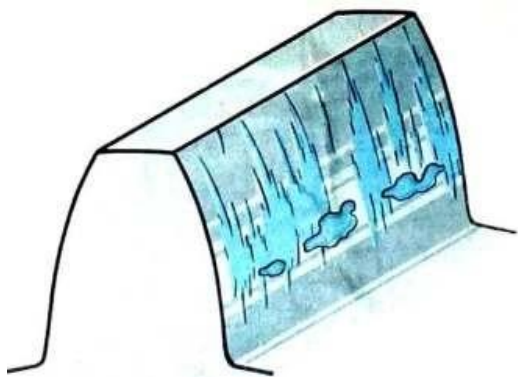


Рис. 1.27 – Заїдання, контактне захоплення та утворення задирів на поверхні

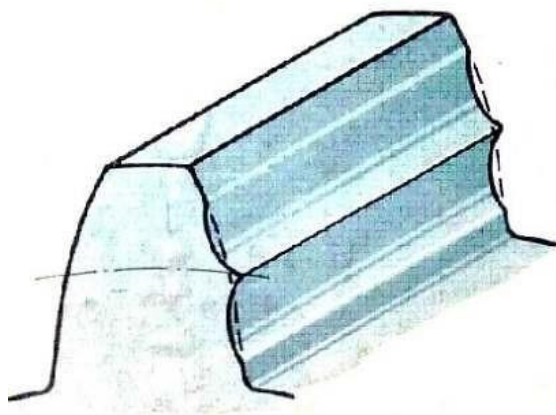


Рис. 1.28 – Пластичні зрушення

Пластичні зрушення (рис. 1.28) спостерігаються у важко навантажених тихохідних зубчастих коліс, виконаних з м'якої сталі. При перевантаженні на м'якій поверхні зубів з'являються пластичні деформації з подальшим зрушенням у напрямку ковзання. В результаті у полюсній лінії зубів веденого колеса утворюється хребет, а

у ведучого – відповідна канавка. Утворення хребта порушує правильність зачеплення та призводить до руйнування зубів. Пластичні зрушення можна усунути підвищенням твердості робочих поверхонь зубів.

Відшаровування твердого поверхневого шару зубів, підданих поверхневому зміцненню (азотування, цементування, загартування ТВЧ і тощо). Цей вид руйнування спостерігається при недостатньо високій якості термічної обробки, коли внутрішні напруження не зняті відпусканням, або коли крихка кірка зубів не має під собою достатньо міцної серцевини. Відшаруванню сприяють перевантаження.

З усіх перерахованих видів руйнування поверхні зубів найбільше вивчено викришування. Це дозволило виробити норми допустимих контактних напружень, що усувають викришування протягом заданого терміну служби. Розрахунки по контактним напруженням, що попереджають викришування, отримали широке поширення.

У сучасній методиці розрахунку з двох напружень σ_H і σ_F за основні в більшості випадків прийняті контактні напруження, тому що в межах заданих габаритів коліс σ_H залишаються постійними, а σ_F можна зменшувати шляхом збільшення модуля.

Враховуючи умови роботи зубів у зачепленні, а також причини виходу з ладу зубчастих передач, розроблено такі види розрахунків міцності зубчастих коліс.

1. Розрахунок активних поверхонь зубів на витривалість за контактним напруженням. Він виконується з метою не допустити втомного викришування активних поверхонь зубів. Для закритих передач із твердістю поверхні зубів $HV \leq 350$ даний розрахунок є проектним. Для відкритих передач даний вид розрахунку не актуальний оскільки в цих передачах переважає абразивний знос.

2. Розрахунок поверхонь зубів на контактну міцність при дії пікових навантажень. Він виконується для того, щоб запобігти появі залишкових деформацій або крихкої поломки активних поверхонь зубів під час навантаження.

3. Розрахунок зубів на витривалість при згинанні. Він виконується з метою не допустити втомної поломки зубів. Для відкритих передач та закритих із твердістю поверхні зубів $HV > 350$ даний розрахунок є проектним.

4. Розрахунок зубів на згинальну міцність при дії пікових навантажень. Він виконується для того, щоб запобігти появі залишкових деформацій або крихкої поломки зубів при перевантаженні.

1.4.4. Розрахункове навантаження та коефіцієнт розрахункового навантаження

За розрахункове навантаження приймають максимальне значення питомого навантаження, розподіленого по лінії контакту зубів:

$$q = \frac{F_n K}{L_\Sigma},$$

де K – коефіцієнт розрахункового навантаження;

L_Σ – сумарна довжина контактних ліній.

F_n – нормальна сила у зачепленні.

Коефіцієнт розрахункового навантаження є добутком трьох коефіцієнтів

$$K = K_\alpha K_\beta K_V,$$

де K_α – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами;

K_β – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактної лінії;

K_V – коефіцієнт динамічного навантаження.

Дані коефіцієнти істотно відрізняються при розрахунках зубів на контактну витривалість і витривалість при згині. Тому вводяться такі позначення коефіцієнтів:

$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}$ – при розрахунках зубів на контактну витривалість; $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$ – при розрахунках на витривалість зубів при згинанні.

Коефіцієнт K_α враховує наслідки помилок при нарізуванні зубів. В результаті окремі пари зубів навантажуються нерівномірно, що і враховується цим коефіцієнтом. Коефіцієнт K_α вибирають за довідниками з урахуванням ступеня точності виготовлення, коефіцієнта торцевого перекриття ϵ_α , окружної швидкості, твердість поверхонь зубів тощо.

Коефіцієнт K_β враховує концентрацію навантаження при перекосах зубчастих коліс, при деформації валів, опор та корпусів. Залежить від відносної ширини зубчастих коліс $\psi_{bd}=b_w/d_w$, твердості матеріалу та розташування зубчастих коліс щодо опор. Цей коефіцієнт вибирають за графіками в залежності від параметрів передачі, що проектується.

Коефіцієнт динамічного навантаження K_V враховує коливання навантаження внаслідок похибок кроку зубів. Він вибирається за довідковими таблицями з урахуванням твердості матеріалу (НВ), окружної швидкості V та ступеня точності виготовлення передачі.

1.4.5. Сили у зачепленні циліндричних прямозубих коліс

Сили у зачепленні циліндричних прямозубих коліс Π (рис. 1.29). Розподілене по контактних лініях навантаження в зачепленні замінюють рівнодіючою F_n – нормальною силою, яка спрямована по лінії зачеплення $N-N$. Силами тертя в зачепленні при розрахунку на міцність нехтують, тому що вони малі. Для розрахунку зубів, валів та опор нормальну силу F_n розкладають на складові.

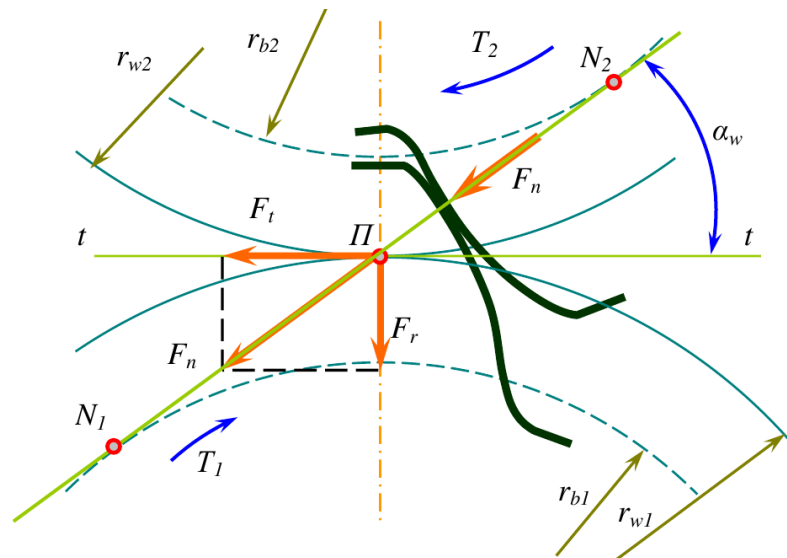


Рис. 1.29. Схема сил у зачепленні прямозубої циліндричної передачі

Окружна сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}},$$

де T_1 – крутний момент на шестірні;
 d_{w1} – діаметр початкового кола шестерні.

Нормальна сила

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} = \frac{2T_1}{d_{w1} \cos \alpha_w},$$

де α_w – кут зачеплення.

Радіальна сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{2T_1}{d_{w1}} \operatorname{tg} \alpha_w.$$

1.4.6. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на витривалість за контактним напруженням (згідно з ГОСТ 21354-87)

Розрахунок зубів на контактну міцність (витривалість) виконують для зачеплення в полюсі (рис. 1.30), так як викришування зубів починається біля полюсної лінії.

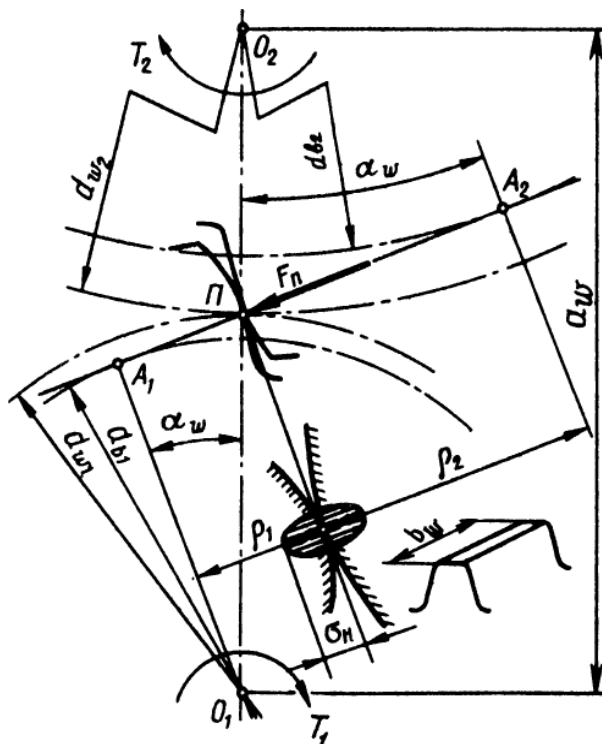


Рис. 1.30. Схема навантаження зубів при контакті в полюсі зачеплення

При виведенні формул прийнято такі припущення:

1) зуби розглядають як два циліндри, що знаходяться в контактi, з паралельними утворюючими (радіуси цих циліндрів приймають рівними радіусам кривизни профілів зубів у полюсі зачеплення);

2) навантаження вважають рівномірно розподіленим по довжині зуба;

контактуючі профілі припускають нерозділеними масляною плівкою.

Скористаємося формулою Герца для початкового контакту по лінії. Умова контактної міцності (див. лекцію №2)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_H E_{3B}}{\rho_{3B} 2\pi(1-\mu^2)}} = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{3B}}} \leq [\sigma_H], \quad (18)$$

де $Z_M = \sqrt{\frac{E_{3B}}{\pi(1-\mu^2)}}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів

спряжених зубчастих коліс. Для сталевих коліс $Z_M=275 \text{ МПа}^{1/2}$;

E_{3B} – зведений модуль пружності матеріалів зубчастих коліс,

$$E_{3B} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2};$$

q_H – розрахункове навантаження;

$\rho_{пр}$ – зведений радіус кривизни;

$[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження при розрахунку на витривалість.

Розрахункове навантаження

$$q_H = \frac{F_n K_H}{L_\Sigma} = \frac{2T_1 K_H}{d_{w1} \cos \alpha_w b_w K_\varepsilon}, \quad (19)$$

де $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження;

b_w – ширина зубчастого вінця;

K_ε – коефіцієнт, що враховує ступінь перекриття;

d_{w1} – діаметр початкового кола шестерні.

Визначимо зведену кривизну

$$\frac{1}{\rho_{3B}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}, \quad (20)$$

де ρ_1 і ρ_2 – радіуси кривизни евольвент у точках контакту (у полюсі зачеплення).

Зауважимо, що знак "+" застосовується при зовнішньому зачепленні; знак "-" – при внутрішньому зачепленні (зовнішній та внутрішній контакт циліндрів).

Враховуючи властивості евольвенти (див. рис. 1.30)

$$\rho_1 = \frac{d_{W1}}{2} \sin \alpha_W;$$

$$\rho_2 = \frac{d_{W2}}{2} \sin \alpha_W = \frac{d_{W1}u}{2} \sin \alpha_W,$$

де $u = z_2/z_1$ – передаточне число передачі.

Тоді, враховуючи (20), отримаємо

$$\frac{1}{\rho_{3B}} = \frac{2}{d_{W1} \sin \alpha_W} \pm \frac{2}{d_{W1}u \sin \alpha_W} = \frac{2}{d_{W1} \sin \alpha_W} \left(1 \pm \frac{1}{u}\right) = \frac{2}{d_{W1} \sin \alpha_W} \frac{u \pm 1}{u}. \quad (21)$$

Підставимо (19) і (21) в (18), отримаємо

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{2T_1 K_H 2(u \pm 1)}{d_{W1}^2 \cos \alpha_W b_W K_\varepsilon \sin 2\alpha_W u}} = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u \pm 1)}{d_{W1}^2 b_W u}} \leq [\sigma_H], \quad (22)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_W}}$ – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубчастих коліс у полюсі зачеплення;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon}}$ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину лінії контакту.

При проектному розрахунку визначають діаметр початкового кола шестерні (або міжосьову відстань). Оскільки на етапі проектного розрахунку ширина зубчастого вінця невідома, її виражають через коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно діаметра, $\psi_{bd} = b_W/d_{W1}$. Тоді, враховуючи (22), початковий діаметр шестерні

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_H (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 (u \pm 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}. \quad (23)$$

1.4.7. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на контактну міцність при дії пікових навантажень

Умова контактної міцності під час перевантаження

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (24)$$

де T_M – максимальний крутний момент при перевантаженнях;
 σ_H – контактні напруження при розрахунку на витривалість;
 $[\sigma_H]_{\max}$ – максимальне допустиме контактне напруження:

$$[\sigma_H]_{\max} = \begin{cases} 2,8\sigma_T & \text{– при HB} \leq 350; \\ 40HRC & \text{– при HB} > 350. \end{cases}$$

Контрольні питання

1. Яке напруження впливає на роботоздатність зубчастих коліс?
2. Перерахуйте причини виходу з ладу зубчастих коліс.
3. Які види розрахунків міцності зубчастих коліс Ви знаєте?
4. Як визначається розрахункове навантаження зубчастої передачі?
5. Як розраховуються сили в зачепленні циліндричних прямозубих коліс?
6. За якою формулою ведеться розрахунок контактного напруження в поверхневих шарах зубів при зачепленні прямозубих циліндричних коліс?
7. Наведіть формулу для визначення початкового діаметра шестерні при проектному розрахунку.
8. Запишіть умову контактної міцності зубів прямозубих циліндричних передач під час дії пікових навантажень.

ТЕМА 9

Розрахунок зубів прямозубих циліндричних коліс за напруженнями згину

Зміст:

1. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на витривалість за напруженням згину.
2. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на згинальну міцність при дії пікових навантажень.
3. Матеріали та термообробка зубчастих коліс.

1.4.8. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на витривалість за напруженням згину.

Найбільші напруження згину виникають біля кореня зуба в зоні переходу евольвенти в жолобник. Для отримання основних розрахункових залежностей розглянемо наближений розрахунок на згин з урахуванням наступних припущень:

- 1) все навантаження зачеплення передається однією парою зубів і прикладене до вершини зуба. При цьому замість теоретичного двопарного зачеплення буде однопарне;
- 2) зуб розглядають як консольну балку, для якої справедлива гіпотеза плоских перерізів або методи опору матеріалів.

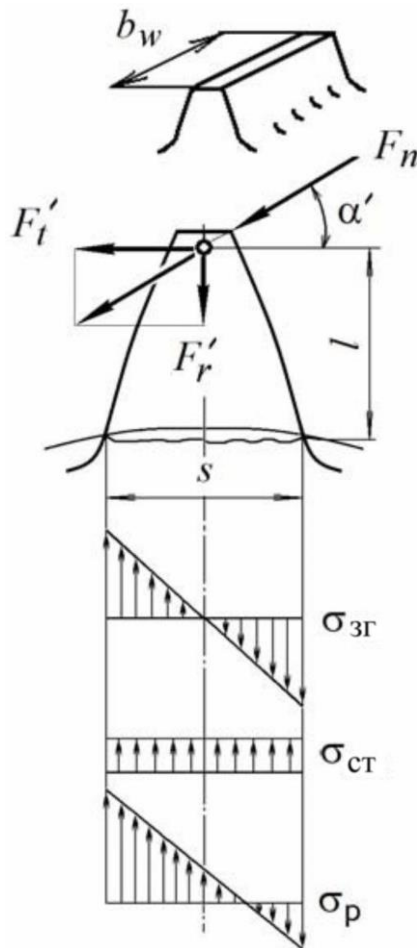


Рис. 1.31. Розрахункова схема навантаження при розрахунку зубів на згин

Сила F_n діє під кутом при вершині дещо більшому, ніж α_w . Позначимо цей кут α' .

Незважаючи на те, що максимальне напруження виникає на стисненій (неробочій) стороні зуба, розрахунок на міцність проводиться за напруженням на робочій стороні, тому, що втомні тріщини та руйнування зубів починаються на розтягнутій стороні (сталь краще «працює» на стиск).

Отже, умова міцності при згинанні

$$\sigma_F = (\sigma_u - \sigma_{сж}) k_T \leq [\sigma_F];$$

$$\sigma_F = K_F Y_\varepsilon \left(\frac{6 F_t l \cos \alpha'}{b_w S^2 \cos \alpha_w} - \frac{F_t \sin \alpha'}{b_w S \cos \alpha_w} \right) k_T \leq [\sigma_F], \quad (25)$$

де $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження;

k_T – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень;

$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$ – окружна сила у зачепленні;

b_w – ширина зубчастого вінця;

S – товщина зуба у небезпечному перерізі;

Y_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину лінії контакту;

l – плече сили, що згинає зуб, відносно небезпечного перерізу.

Введемо позначення $l' = l/m$; $S' = S/m$. Тоді (25) набуде вигляду

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_\varepsilon}{b_w m} \left(\frac{6l' \cos \alpha'}{(S')^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{S' \cos \alpha_w} \right) k_T \leq [\sigma_F], \quad (26)$$

Позначимо $Y_F = \left(\frac{6l' \cos \alpha'}{(S')^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{S' \cos \alpha_w} \right) k_T$ – коефіцієнт форми зуба (вибира-

ють за графіками залежно від коефіцієнта зміщення x та числа зубів). Тоді формула для розрахунку зубів прямозубих циліндричних передач на витривалість за напруженням згину

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_\varepsilon Y_F}{b_w m} \leq [\sigma_F]. \quad (27)$$

Виразимо ширину зубчастого вінця через коефіцієнт ширини зубчастого вінця, ψ_{bd} . Тоді, враховуючи, що

$$b_w = \psi_{bd} d_{w1} \approx \psi_{bd} m z_1; \quad (28)$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} \approx \frac{2T_1}{m z_1}, \quad (29)$$

де z_1 – число зубів шестерні, представимо (27) у вигляді

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K_F Y_\varepsilon Y_F}{\psi_{bd} z_1^2 m^3} \leq [\sigma_F]. \quad (30)$$

З вищенаведеної залежності (30) отримуємо формулу для проектного розрахунку зубів на згин

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_\epsilon Y_F}{\Psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F]}}. \quad (31)$$

1.4.9. Розрахунок зубів прямозубих циліндричних передач на згинальну міцність при дії пікових навантажень.

Умови згинальної міцності при перевантаженнях

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_M}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max},$$

де T_M – максимальний крутний момент при перевантаженнях;

σ_F – напруження згину при розрахунку на витривалість;

$[\sigma_F]_{\max}$ – максимальні допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F]_{\max} = \begin{cases} 0,8\sigma_T & \text{– при HB} \leq 350; \\ 0,6\sigma_B & \text{– при HB} > 350. \end{cases}$$

1.4.10. Матеріали та термообробка зубчастих коліс.

Вибір матеріалу зубчастих коліс та термообробка залежать від призначення передачі, умов її роботи та геометричних розмірів. Основні матеріали для виготовлення зубчастих коліс – термічно оброблювані сталі, в окремих випадках чавуни та пластмаси.

Сталі. Залежно від твердості робочих поверхонь сталевих зубів зубчасті колеса ділять на дві групи.

Перша група – колеса з твердістю $\text{HB} \leq 350$ та термічною обробкою – нормалізація чи поліпшення. Застосовуються в мало- та середньонавантажених передачах.

Поліпшені зубчасті колеса виготовляють зазвичай із якісних вуглецевих сталей 35, 40, 45, 50, 50Г та легованих сталей 35Х, 40Х, 40ХН та ін.

Нормалізовані зубчасті колеса невеликих розмірів виконують із вуглецевої сталі звичайної якості Ст5, Ст6 та якісних вуглецевих сталей 35, 40, 45 і 50, а великих розмірів – з вуглецевого сталевих лиття 35Л, 40Л, 45Л, 50Л, а також з марганцевистого та низьколегованого сталевих лиття.

Сталеві зубчасті колеса твердістю $HB \leq 350$ мають такі технологічні переваги:

- чистове нарізування зубів після термообробки;
- висока точність виготовлення зубів без застосування дорогих обробних операцій (шліфування, притирання тощо);
- добре приробляються і не схильні до крихкого руйнування при динамічних навантаженнях;
- застосування у передачах з великими колесами, термічна обробка яких утруднена.

Для рівномірного зношування зубів і кращої їх прироблюваності твердість шестерні призначається більше твердості колеса (20...50) HB, тобто

$$HB_1 = HB_2 + (20...50)HB.$$

Друга група – колеса твердістю $HB > 350$. В цьому випадку твердість матеріалу зазвичай виражається в одиницях Роквелла – HRC ($1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$). Застосовуються у високонавантажених передачах. Сталі другої групи піддають наступним видам термообробки: об'ємне загартування, поверхнєве загартування, цементация, азотування, ціанування. При цьому підвищується твердість робочих поверхонь зубів, контактне напруження, що допускається, збільшується до двох разів і здатність навантаження передачі – до чотирьох разів у порівнянні з поліпшеними або нормалізованими колесами. Зі збільшенням твердості зростають також зносостійкість та опір заїданню зубів.

Використання високотвердих матеріалів викликає деякі додаткові труднощі:

Високотверді матеріали погано припрацьовуються, тому вимагають високої точності виготовлення, підвищеної жорсткості валів і опор, бажано фланкування зубів прямозубих коліс.

Виготовлення коліс при високій твердості утруднено, тому термообробку ви-

конують після нарізування зубів. Так як деякі види термообробки (об'ємне загартування, цементация) супроводжуються значним коробленням зубів, то для виправлення форми зубів застосовують додаткові операції: шліфування, притирання, обкатування тощо. Це, у свою чергу, підвищує собівартість виготовлення коліс високої твердості в умовах дрібно- та середньосерійного виробництва. Це окупає себе тільки в умовах масового або великосерійного виробництва.

Зубчасті колеса з підвищеною твердістю робочих поверхонь зубів виготовляють:

- загартовані з вуглецевих та легованих сталей із середнім вмістом вуглецю 45, 35X, 40X, 40XH, 30 XH3A, 40 XH2MA і т.п.;
- цементовані з вуглецевих і легованих сталей з низьким вмістом вуглецю 15, 20, 15X, 20X, 12XH3A, 15XФ, 18ХГТ, 18Х2Н4Аи т.п.;
- азотовані з легованих сталей 38Х2Ю, 38Х2МЮА;
- ціановані із середньовуглецевих сталей.

Залежно від способу отримання заготовки розрізняють ковані, штамповані колеса та колеса, що виготовляються з круглого прокату. Іноді – литі.

Чавуни застосовують для виготовлення великогабаритних зубчастих коліс, тихохідних та коліс відкритих зубчастих передач. Чавунні зубці порівняно добре пружаються заїданню та втомному викришуванню при незначному їх змащуванні. Основний недолік – знижена міцність, особливо при ударних навантаженнях. Однак чавунні зубчасті колеса легше відливати і вони значно дешевші за зубчасті колеса зі сталевих лиття. Чавунні зубчасті колеса виготовляють із сірого чавуну СЧ21, СЧ24, модифікованого чавуну СЧ25, СЧ30, СЧ35, а також із високоміцного чавуну всіх стандартних марок. Для невідповідальних зубчастих коліс застосовують сірий чавун СЧ15 і СЧ18.

Пластмаси застосовують у швидкохідних малонавантажених передачах. Виготовляють їх із текстоліту, нейлону, капрону. Застосовують у передачах невеликої потужності, у приладах та кінематичних передачах.

Переваги в порівнянні з металевими зубчастими колесами – здатність амортизувати удари при передачі змінних навантажень, гасити механічні вібрації і тим са-

ним забезпечувати безшумність роботи передачі. Ці колеса менш чутливі до неточностей складання та виготовлення завдяки малій жорсткості матеріалу.

Контрольні питання

1. Які припущення приймаються при розрахунку зубів за напруженням згину?
2. За якою формулою ведеться розрахунок напружень згину зубів при зачепленні прямозубих циліндричних коліс?
3. Наведіть формулу для визначення модуля зубчастого колеса під час проектного розрахунку.
4. Запишіть умову згинальної міцності зубів прямозубих циліндричних передач при дії пікових навантажень.
5. Які матеріали та термообробка використовуються при виробництві зубчастих коліс?

ТЕМА 10

Допустимі контактні напруження

Зміст:

1. Визначення допустимих напружень при розрахунку зубів на контактну витривалість.
2. Визначення допустимих напружень при розрахунку зубів на витривалість при згині.
3. Особливості геометрії косозубих евольвентних циліндричних зубчастих коліс.

1.4.11. Визначення допустимих напружень при розрахунку зубів на контактну витривалість.

Розрахунок на витривалість (втому) базується на кривих втоми (див. рис. 1.32).

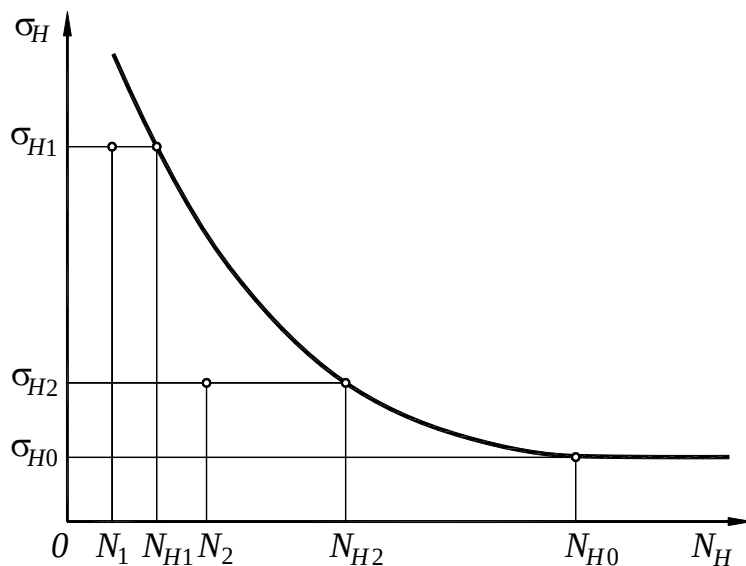


Рис. 1.32. Крива контактної втоми

На рис. 1.32 позначено: σ_H – максимальне напруження циклу (контактних) напружень; N_H – число циклів напружень; σ_{H0} – границя витривалості; N_{H0} – базове число циклів (абсциса точки перелому кривої втоми); N_{Hi} – циклічна довговічність (кількість циклів змін напруження до появи втомного викришування активної поверхні зубів) при максимальній напрузі циклу рівному σ_{Hi} .

Допустиме контактне напруження при розрахунку на контактну витривалість

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} Z_R Z_V K_{HL}, \quad (32)$$

де σ_{H0} – границя контактної витривалості зубів, що відповідає базовому числу циклів змін напружень (також позначають σ_{Hlimb});

S_H – коефіцієнт запасу (в разі однорідної структури $S_H \geq 1,1$, в разі поверхневого зміцнення $S_H \geq 1,2$);

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхонь зубів;

Z_V – коефіцієнт, що враховує окружну швидкість передачі;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, що враховує можливість підвищення допустимих напружень для короткочасно працюючих передач.

Для ділянки кривої контактної витривалості, на якому значення контактної напруження σ_{Hi} більше границі контактної витривалості σ_{H0} справедлива наближена залежність

$$N_{Hi} \sigma_{Hi}^m = N_{H0} \sigma_{H0}^m = \text{const}, \quad (33)$$

де m – показник степеня кривої контактної витривалості (для контактної напруження $m=6$).

Із (33) отримаємо максимальну величину контактної напруження при заданому числі циклів N_{Hi} змін напружень

$$\sigma_{Hi} = \sigma_{H0} \sqrt[m]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}} = \sigma_{H0} K_{HL}, \quad (34)$$

де $K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}}$ – коефіцієнт довговічності.

Границя контактної витривалості зубів σ_{H0} визначають залежно від твердості поверхні зубів, яка, у свою чергу, залежить від матеріалу та термообробки.

Базове число циклів також залежить від твердості та розраховується за формулою

$$N_{H0} = 30H_{HB}^{2,4}, \quad (35)$$

де H_{HB} – твердість поверхні зубів у одиницях Брінелля.

При твердості поверхні $H \geq 57HRC$ приймають $N_{H0} = 1,2 \times 10^8$ циклів.

Слід зазначити, що з однорідної структури матеріалу $K_{HL} \leq 2,6$, а при поверхневому зміцненні $K_{HL} \leq 1,8$. Крім того, при постійному навантаженні $K_{HL} \geq 0,9$, а при змінному $K_{HL} \geq 1,0$.

Для врахування змінного характеру навантаження коефіцієнт довговічності визначають у загальному вигляді, а саме

$$K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}, \quad (36)$$

де N_{HE} – еквівалентне кількість циклів.

При постійному навантаженні еквівалентне число циклів визначається за очевидною залежністю

$$N_{HE} = 60nL_hc, \quad (37)$$

де n – частота обертання зубчастого колеса;

L_h – термін служби передачі (у годинах);

c – число зачеплень за один оберт зубчастого колеса.

Розглянемо випадок змінного навантаження. При цьому методика визначення N_{HE} базується на гіпотезі підсумовування ушкоджень при напруженнях $\sigma_H > \sigma_{H0}$:

$$\sum \frac{N_i}{N_{Hi}} = \text{const} = 1. \quad (38)$$

Пояснимо суть цього виразу. Нехай передача експлуатується при максимальному напруженні циклу σ_{H1} протягом N_1 циклів напружень, які складають половину циклічної довговічності матеріалу N_{H1} , т.е. $N_1 = 0,5N_{H1}$. Другу половину циклічної довговічності можна використати або при тому самому максимальному напруженні циклу σ_{H1} до числа циклів N_{H1} , або, наприклад, при максимальному напруженні циклу σ_{H2} протягом N_2 циклів напружень, яка складає половину циклічної довговічності матеріалу N_{H2} , тобто $N_2 = 0,5N_{H2}$. При цьому, згідно (38)

$$\frac{N_1}{N_{H1}} + \frac{N_2}{N_{H2}} = 0,5 + 0,5 = 1. \quad (39)$$

Помножимо чисельник і знаменник у виразі (38) на σ_{Hi}^m . Тоді, з урахуванням (33), запишемо

$$\sum \frac{N_i \sigma_{Hi}^m}{N_{Hi} \sigma_{Hi}^m} = \frac{\sum N_i \sigma_{Hi}^m}{N_{H0} \sigma_{H0}^m} = \frac{\sum N_i \sigma_{Hi}^m}{N_{HE} \sigma_{HP}^m} = 1, \quad (40)$$

де σ_{HP} – максимальне розрахункове напруження циклу (контактних) напружень.

N_{HE} – еквівалентне число циклів до руйнування при дії розрахункового напруження σ_{HP} .

Таким чином, враховуючи (37) і (40), еквівалентна кількість циклів

$$N_{HE} = \sum N_i \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{HP}} \right)^m = 60c \sum n_i t_i \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{HP}} \right)^m, \quad (41)$$

де n_i ; t_i – частота обертання та час роботи передачі, відповідно, при дії максимального напруження циклу, що дорівнює σ_{HP}^m .

Контактні напруження, що виникають на активних поверхнях зубів, пропорційні квадратному кореню з крутних моментів. Тоді (41) набуде вигляду

$$N_{HE} = 60c \sum n_i t_i \left(\frac{T_i}{T_P} \right)^{m/2} = 60c \sum n_i t_i \left(\frac{T_i}{T_P} \right)^3. \quad (42)$$

де T_P – крутний момент, прийнятий за розрахунковий. Зазвичай беруть максимальний з тривалих моментів (при якому число циклів напружень не менше 5×10^4).

Допустимі напруження за формулою (32) розраховують окремо для шестерні та колеса. Для прямозубих передач за розрахункове напруження приймають менше з двох.

1.4.12. Визначення допустимих напружень при розрахунку зубів на витривалість при згині.

Розрахунок на витривалість за напруженням згину також базується на кривих втоми. Допустиме напруження при розрахунку зубів на витривалість при згинанні

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FC} Y_R Y_S K_{FL}, \quad (43)$$

де σ_{F0} – границя витривалості зубів за напруженням згину, що відповідає базовому числу циклів змін напружень (також позначають σ_{Flimb});

S_F – коефіцієнт запасу ($S_F = 1,55 \dots 1,75$ залежно від матеріалу та термообробки);

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього застосування навантаження;

Y_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідних поверхонь зубів;

Y_S – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, методика розрахунку якого аналогічна розрахунку K_{HL} (див. (36)):

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (44)$$

Для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубів $HB \leq 350$, а також зубчастих коліс з шліфованою перехідною поверхнею зубів показник степеня кривої згинальної витривалості $m_F = 6$. При цьому $K_{FL} \leq 2,08$. Для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубів $HB > 350$ та нешліфованою перехідною поверхнею зубів $m_F = 9$. В цьому випадку $K_{FL} \leq 1,63$.

Еквівалентна кількість циклів при постійному навантаженні (див. (37))

$$N_{FE} = 60nL_h c. \quad (45)$$

При змінному навантаженні, враховуючи, що напруження згину пропорційні крутному моменту

$$N_{FE} = 60c \sum n_i t_i \left(\frac{T_i}{T_P} \right)^{m_F}. \quad (46)$$

Базове число циклів рекомендують приймати $N_{F0} = 4 \times 10^6$ для всіх сталей. Якщо $N_{FE} > N_{F0}$, приймають $K_{FL} = 1,0$.

1.4.13. Особливості геометрії косозубих евольвентних циліндричних зубчастих коліс.

Прямозубі колеса мають істотний недолік: прямий зуб входить у зачеплення і виходить із зачеплення миттєво по всій своїй довжині, що супроводжується неминучими ударами та шумом. З цієї причини окружні швидкості прямозубих коліс обмежені величиною $V_{окр} = 3 \dots 20$ м/с (в залежності від ступеня точності коліс).

Косозубі колеса позбавлені цього недоліку. Вони можуть працювати при окружних швидкостях, що досягають значень $V_{окр} = 5 \dots 30$ м/с, тобто за інших рівних умов окружні швидкості косозубих коліс у порівнянні з прямозубими в 1,5 рази вище.

Це пояснюється особливостями геометрії косозубих коліс.

На рис. 1.33 показана просторова схема утворення евольвентних поверхонь прямого та косого зубів.

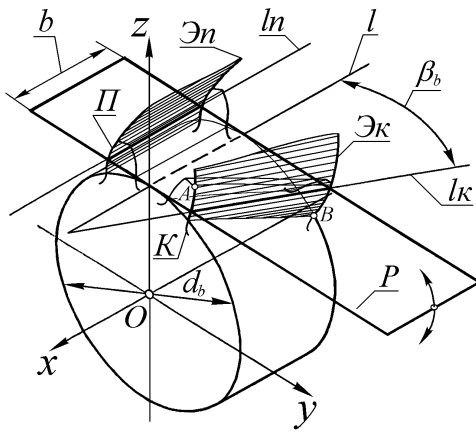


Рис. 1.33. Утворення евольвентних поверхонь прямого та косого зубів

Евольвентні поверхні прямого і косого зубів утворюються перекочуванням без ковзання твірної площини P по основному циліндру з діаметром d_b . Миттєвими осями ковчання площини P по основному циліндру служать твірні циліндра l .

Візьмемо пряму лінію l_n на твірній площині P . Будь-яка точка прямої l_n буде рухатися при перекочуванні твірної площини P

по евольвенті $\mathcal{E}_n$. Вся сукупність евольвент точок прямої l_n утворює евольвентну лінійну поверхню прямого зуба Π .

Якщо на твірній площині P взяти косу лінію l_k , що йде під кутом β_b до лінії l , то будь-яка точка цієї прямої l_k також буде при перекочуванні площини P по основному циліндру окреслювати евольвенту $\mathcal{E}_k$ (точно таку ж, зауважимо, як і $\mathcal{E}_n$). Вся сукупність евольвент точок прямої l_k утворює евольвентну лінійну поверхню косого зуба K .

У торцевому перерізі zOy спостерігатимемо однакову картину і на прямому зубі Π , і на косому зубі K . Тому все, що було вище сказано стосовно прямозубих колес, повною мірою відноситься і до косозубих колес, - тільки до величин косозубого колеса, що мають індекс t (окружний, торцевий чи тангенціальний).

У всіх торцевих перерізах прямозубого колеса Π спостерігається та сама картина, тому для прямозубого колеса було цілком достатньо розгляду одного єдиного торця. У косозубого колеса K у кожному наступному торці, розташованому вздовж осі x глибше попереднього, спостерігається переріз зуба, повернутий щодо попереднього на деякий кут.

У деяких підручниках з ТММ утворення косозубого колеса пояснюється так. Береться широке прямозубе колесо і розрізається перерізами, перпендикулярними до його осі, на багато однакових дуже тонких прямозубих коліс, а потім складається косозубе колесо за рахунок повороту кожного наступного тонкого прямозубого колеса щодо попереднього на один і той самий малий кут.

Звичайно, ніхто так косозубого колеса не робить, але можна уявити косозубе колесо як нескінченний набір нескінченно тонких прямозубих коліс, повернутих поспідовно відносно один одного на той самий кут (загальний кут β по ділильному колу).

Очевидно, що при роботі косозубих коліс у наступних по глибині торцях спостерігатиметься інша фаза зачеплення, і при тій же ширині колеса b косий зуб буде працювати по куту повороту довше, ніж прямий.

На рис. 1.34 показані накладеними один на одного для порівняння умовні графіки розрахункового корисного окружного навантаження F_t , що передається одним прямим Π і одним косим K зубами в часі t у порівнянних умовах. З графіків видно, що косозубе колесо, на відміну від прямозубого, вступає в роботу плавно, може передавати велике навантаження, довше працює і плавно виходить із зачеплення.

Косий зуб вступає в роботу в точці A (рис. 1.33) переднього торця. Потім контактна лінія плавно подовжується, а навантаження плавно зростає до деякого максимуму.

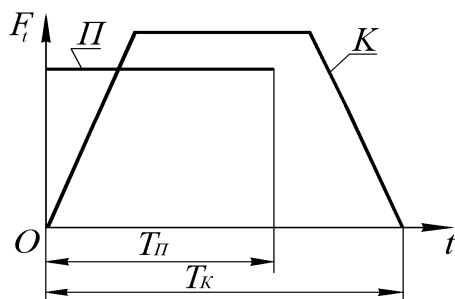


Рис. 1.34. Порівняння завантаженості прямого та косого зубів

Наприкінці роботи зуба лінія контакту скорочується, а навантаження, що передається, плавно падає. Останньою в зачепленні буде точка B (рис. 1.33) заднього торця.

Розглянемо залежності геометричних параметрів зачеплення косозубих коліс.

На рис. 1.35 показано косозубе зачеплення на виді збоку з місцевим збільшенням I та з нормальним перерізом зуба $A-A$.

На рисунку позначено:

d_1 і d_2 - діаметри ділильних циліндрів коліс 1 і 2 ;

b - ширина коліс 1 і 2;

p_t - окружний торцевий крок зубів по ділильному циліндру;

p_n - нормальний крок зубів по ділильному циліндру (найкоротша відстань між однойменними точками сусідніх зубів у нормальному до зуба перерізі);

p_a - осьовий крок зубів по ділильному циліндру;

$ПВК$ – початковий виробляючий контур;

Π^* - полюс верстатного зачеплення колеса 2;

β - кут нахилу зубів (на колесі 1 - лівого напрямку, на колесі 2 - правого напрямку);

a - ділильна міжосьова відстань.

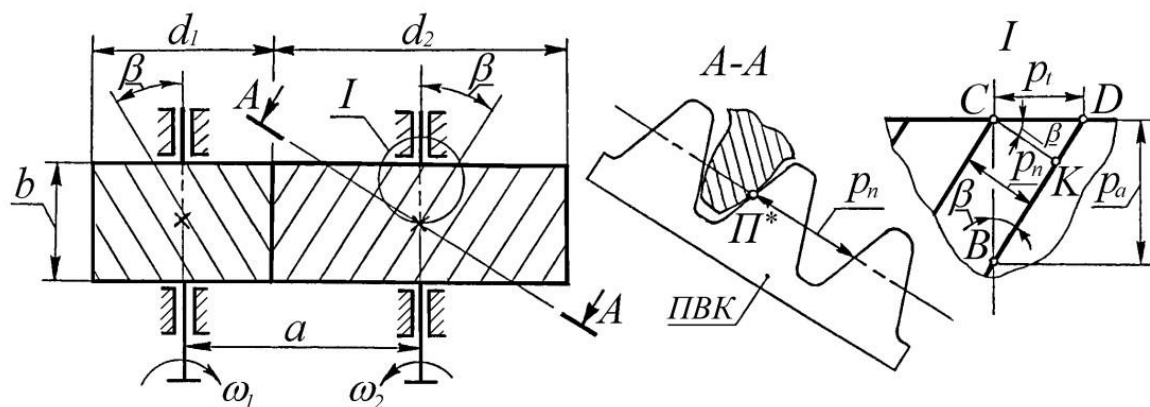


Рис. 1.35. Косозубе зачеплення евольвентних коліс

При нарізанні косозубого колеса стандартні параметри початкового виробляючого контура ($ПВК$) переходять у нормальний переріз колеса ($A-A$, наприклад, для колеса 2).

З плоскої розгортки криволінійного трикутника ΔCDK , виділеного на ділильному циліндрі, маємо

$$p_t = p_n / \cos \beta. \quad (47)$$

Розділемо на ліву та праву частини формули (47), тоді отримаємо

$$m_t = m_n / \cos \beta, \quad (48)$$

де $m_n = p_n / \pi$ - нормальний модуль зачеплення, що збігається зі стандартним модулем m_n зубонарізного інструменту;

$m_t = p_t / \pi$ - окружний (торцевий, тангенціальний) модуль зачеплення, що залежить від довільно обраного значення кута β .

Нижче наведено формули для геометричного розрахунку косозубих коліс, що впливають із сказаного вище.

Діаметр ділительного циліндра можна обчислити за формулою

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z. \quad (49)$$

Діаметр основного циліндра можна обчислити за формулою

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z \cdot \cos \alpha_t, \quad (50)$$

де α_t - проекція профільного кута зачеплення із нормального перерізу на торцеву площину ($\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$).

Діаметр циліндра вершин зубів можна обчислити за формулою

$$d_a = d + 2 h_a^* \cdot m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 h_a^* \right). \quad (51)$$

Діаметр циліндра западин зубів обчислюється за формулою

$$d_f = d - 2 (h_a^* + c^*) \cdot m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2 h_a^* - 2 c^* \right). \quad (52)$$

Міжосьова ділительна відстань обчислюється за формулою

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2). \quad (53)$$

Формула (53) свідчить про те, що ділительна міжосьова відстань залежить від вибору кута нахилу зубів β . Цим часто користуються під час проектування співвісних передач: кути β нахилу зубів в одній і іншій парі коліс підбирають такими, щоб отримати одну і ту ж загальну міжосьову відстань.

У коробках зміни передач також часто використовується кілька пар коліс постійного косозубого зачеплення між: первинним - проміжним та проміжним - вто-

ринними валами з однією загальною міжосьовою відстанню. Тут також кути β всіх цих косозубих коліс не можуть бути довільними, оскільки вони підбираються з умови співвісності первинного та вторинного валів. Слід зазначити, що задача забезпечення необхідної міжосьової відстані розв'язується вибором не тільки кута нахилу зубів β , а й коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 .

Найчастіше кут нахилу зубів косозубих коліс вибирається в діапазоні значень $\beta = 8^\circ \dots 22^\circ$ (бажано до 20°). При $\beta < 8^\circ$ переваги косозубого колеса перед прямозубим слабко виражені. При $\beta > 22^\circ$ помітно проявляється недолік косозубого зачеплення, пов'язаний із зростанням осьової сили F_a , яка надмірно ускладнює та збільшує вартість підшипникових вузлів.

Однак, плавність роботи косозубого колеса суттєво залежить від величини β , тому в окремих випадках зустрічаються косозубі колеса з кутом β до 30° , зокрема, такі колеса застосовуються у коробках зміни передач автомобілів.

Контрольні питання

1. Як визначаються допустимі напруження при розрахунку зубів на контактну витривалість?
2. Як розраховується коефіцієнт довговічності при визначенні допустимих контактних напружень?
3. Як враховується режим навантаження зубчастої передачі при визначенні контактних напружень, що допускаються?
4. Як визначаються допустимі напруження при розрахунку зубів на згинальну витривалість?
5. Як розраховується коефіцієнт довговічності при визначенні напружень згину, що допускаються?
6. Як враховується режим навантаження зубчастої передачі при визначенні напружень згину, що допускаються?
7. Як визначаються геометричні параметри циліндричних косозубих коліс?

ТЕМА 11

Особливості розрахунку косозубих коліс

Зміст:

1. Коефіцієнт перекриття косозубого зачеплення.
2. Еквівалентна кількість зубів косозубого колеса.
3. Сили в зачепленні косозубих коліс.
4. Розрахунок зубів косозубих циліндричних передач на витривалість за контактним напруженням.
5. Розрахунок зубів косозубих циліндричних передач на витривалість за напруженням згину.

1.4.14. Коефіцієнт перекриття косозубого зачеплення.

Повний коефіцієнт перекриття ε косозубого зачеплення складається з двох доданків: коефіцієнта торцевого перекриття ε_α , визначається також, як і для прямозубих коліс, а також додаткового осьового коефіцієнта перекриття ε_β , який залежить від кута нахилу зубів β :

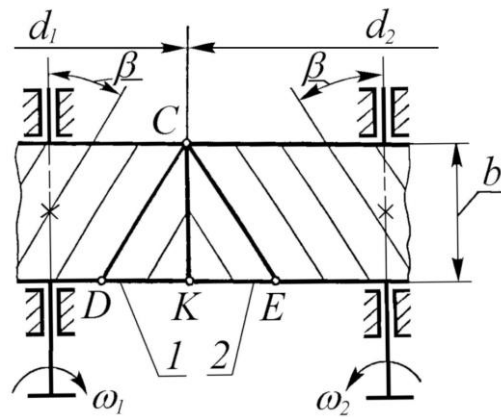
$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \quad (54)$$

Торцевий коефіцієнт перекриття (за аналогією з прямозубими колесами)

$$\varepsilon_\alpha = \frac{|AB|_t}{p_{tb}} = \frac{|AB|_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} = \frac{|AB|_t \cdot \cos \beta}{\pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_t}, \quad (55)$$

де $|AB|_t$ - довжина робочої ділянки лінії зачеплення у торцевому перерізі.

Знайдемо додатковий коефіцієнт перекриття ε_β , розглянувши спрощене креслення косозубого зачеплення на вигляді збоку (рис. 1.36).

Рис. 1.36. До визначення ε_β

Косі зубці CD колеса 1 і CE колеса 2 увійшли до зачеплення у верхньому торці - у точці C .

За визначенням коефіцієнт перекриття - це відношення дуги повороту колеса за час роботи одного зуба (дуги зачеплення) до окружного кроку зубів, тобто

$$\varepsilon_\beta = \frac{D\check{K}}{p_t} = \frac{K\check{E}}{p_t}.$$

Довжина дуги зачеплення, наприклад, колеса 1 - $D\check{K}$ можна знайти по розгортці ділильного циліндра на площину

$$D\check{K} = b \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

тоді

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}. \quad (56)$$

Як бачимо, у косозубих коліс повний коефіцієнт перекриття ε значно більше, ніж у прямозубих, оскільки зазвичай ε_β сумірний з ε_α , а іноді, при великих значеннях кута β та ширини вінців коліс b , коефіцієнт ε_β може бути навіть більше від ε_α .

1.4.15. Еквівалентна кількість зубів косозубого колеса.

Еквівалентним косозубому колесу вважається прямозубе колесо, нарізане тим самим зубонарізним інструментом, що і косозубе, і має зуби, рівномірні із зубами

косозубого колеса (іншими словами, і прямі і косі зуби вищеназваних коліс мають у нормальному перерізі однакову форму). Таким чином, еквівалентним числом зубів косозубого колеса називається число зубів такого прямозубого колеса, розміри і форма зубів якого така ж, що і в нормальному перерізі косозубого колеса.

Зобразимо косозубе колесо з нормальним перерізом до зуба $A-A$ (рис. 1.37).

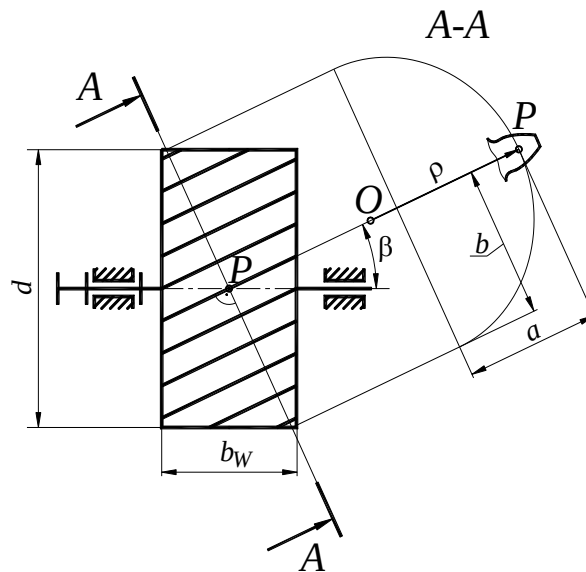


Рис. 1.37. Визначення параметрів еквівалентного колеса

Як уже сказано, при нарізанні косозубого та прямозубого коліс відтворюється одна і та ж форма зуба в нормальному до зуба перерізі. Однак у прямозубого колеса цей переріз збігатиметься з торцевим перетином.

Тоді еквівалентне прямозубе колесо з таким же як у косозубого колеса зубом матиме ділительний діаметр d_v , рівний за величиною двом радіусам кривизни ρ еліпса косого перерізу $A-A$ ділительного циліндра косозубого колеса в точці P на малій осі.

Нормальний до лінії зуба перетин $A-A$ ділительного циліндра косозубого колеса є еліпсом. Позначимо a – довжина малої півосі еліпса, що утворився; b – довжина його великої півосі. Враховуючи що d – діаметр ділительного циліндра косозубого колеса, отримаємо

$$a = \frac{d}{2}; \quad (57)$$

$$b = \frac{d}{2 \cos \beta}. \quad (58)$$

Точка O (див. рис. 1.38.) є центром кривизни еліпса в т. P . З аналітичної геометрії відомо, що радіус кривизни еліпса в точці еліпса на малій осі

$$\rho = \frac{b^2}{a} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}. \quad (59)$$

Отже, діаметр ділительного кола еквівалентного прямозубого колеса

$$d_V = \frac{d}{\cos^2 \beta}. \quad (60)$$

Визначимо еквівалентну кількість зубів косозубого колеса

$$z_V = \frac{d_V}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (61)$$

Знайдемо мінімальну кількість зубів косозубого колеса $z_{\min}^k$, яке можна нарізати без підрізу евольвентного профілю. Нехай нарізування проводиться інструментом зі стандартним початковим виробляючим контуром ($h_a^* = 1,0$; $\alpha = 20^\circ$).

Знайдемо мінімальну кількість зубів прямозубого колеса, нарізаного тим самим інструментом

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha} = \frac{2 \cdot 1,0}{\sin^2 20^\circ} \approx 17.$$

Очевидно, що еквівалентне косозубому прямозубе колесо не матиме підрізу зубів при значенні

$$z_V = z_{V\min} = 17,$$

тоді згідно з формулою (61) можемо знайти число зубів косозубого колеса $z_{\min}^k$, при якому профіль не матиме підрізу

$$z_{\min}^k = z_{V\min} \cdot \cos^3 \beta = 17 \cdot \cos^3 \beta$$

1.4.16. Сили в зачепленні косозубих коліс.

Покажемо зубчасте колесо, приклавши до нього крутний момент T і нормальну силу $\bar{F}_n$ з боку відкинутого колеса, що знаходиться у зачепленні (рис. 1.38). з боку відкинутого колеса, що знаходиться у зачепленні $\bar{F}_n$, виконаємо перетин $A-A$, нормальне до центрального зуба, що знаходиться в зачепленні.

Розкладемо вектор сили $\bar{F}_n$ на дві складові $\bar{F}_r$ і $\bar{F}_t'$. Сила $\bar{F}_r$ називається радіальною, оскільки вона спрямована по радіусу до осі колеса. Сила $\bar{F}_t'$ діє в площині, що дотична до ділильного циліндра, і може бути перенесена на основний вид колеса в натуральну величину. Силу $\bar{F}_t'$ також розкладемо на осьову $\bar{F}_a$ і окружну $\bar{F}_t$ силу.

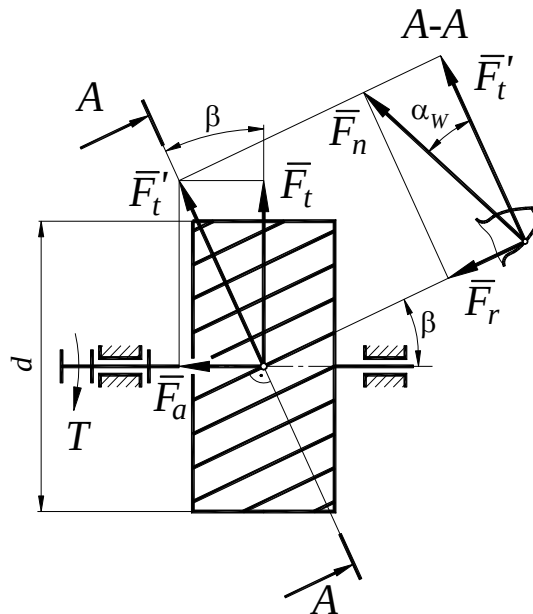


Рис. 1.38. Сили в зачепленні косозубих коліс

З умови $\Sigma T=0$ відносно осі вала колеса, по заданому крутному моменту T знайдемо окружну силу

$$F_t = \frac{T}{d/2} = \frac{2T}{d}, \quad (62)$$

де d – діаметр ділительного кола зубчастого колеса.

З паралелограма сил $\bar{F}_t$ і $\bar{F}_a$ з діагоналлю $\bar{F}_t'$ знайдемо

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad (63)$$

$$F_t' = \frac{F_t}{\cos \beta}. \quad (64)$$

З паралелограма сил $\bar{F}_r$ і $\bar{F}_t'$ з діагоналлю $\bar{F}_n$ знайдемо:

$$F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha_w; \quad (65)$$

$$F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \beta \cos \alpha_w}, \quad (66)$$

де α_w – кут зачеплення.

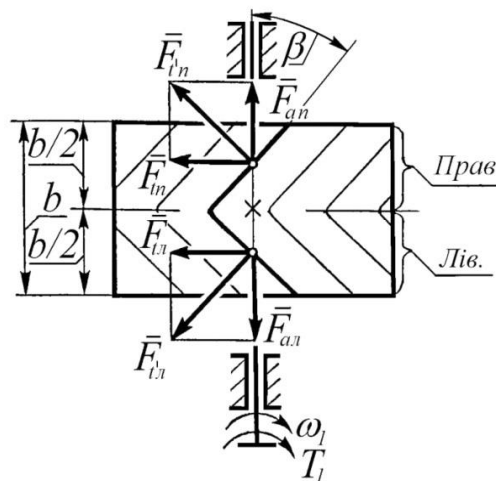


Рис. 1.39. Шевронне зубчасте колесо

Всі переваги косозубого зачеплення особливо виявляються в косозубому зачепленні шевронних коліс (рис. 1.39).

У шевронних коліс кут нахилу зубів може досягати значень $\beta=50^\circ$. При великих значеннях β істотно підвищується плавність і безшумність роботи шевронних коліс. Оскільки шевронні колеса застосовуються у відповідальних високоточних передачах, окружна швидкість коліс може досягати значень $V_{окр}=100...150$ м/с.

Ступінь перекриття шевронного зачеплення також більший, ніж у косозубого. Тут великі значення має також і ширина колеса b , що у поєднанні з великими кутами β забезпечує більшу величину додаткового ступеня перекриття ε_β , підраховується за формулою (56).

Зуб шевронного колеса також має підвищену згинальну міцність у порівнянні з косим - кожна половина шевронного зуба відіграє роль ребра жорсткості для другої половини. Еквівалентна кількість зубів z_v шевронного колеса також більше, ніж у косозубого, що свідчить про міцнішу форму зуба в нормальному перерізі.

Вищеперелічені переваги шевронних коліс забезпечують передачу ними потужності, яка в багато разів перевищує ту, яку здатна передати прямозуба передача в тих же габаритах.

При $\beta=45^\circ...50^\circ$ мінімальне число зубів шевронного колеса, яке можна нарізати без підрізу (без зміщення інструменту) складає всього 5...6 зубів.

Але все ж таки найголовнішою перевагою шевронного зачеплення перед простим косозубим є відсутність у шевронному зачепленні осьової сили тобто $F_a = 0$. Це досягається за рахунок встановлення, як правило, колеса 1 на плаваючих в осьовому напрямку опорах (підшипниках).

Як вказувалося вище, шевронні колеса можна нарізати методом копіювання модульними пальцевими фрезами (див. рис. 1.20 б). Це непродуктивний та дорогий спосіб виготовлення. Іноді застосовують різновид шевронних коліс із розрізним шевронним зубом (рис. 1.40). Ширина канавки b_k має бути достатньою для виходу інструменту при нарізанні лівої та правої половин зубчастого вінця за методом обкатки. В цьому випадку не вся ширина колеса b бере участь у роботі.

Крім того, відомо, що збільшення розміру b накладає підвищені вимоги до точності виготовлення та монтажу шевронних зубчастих коліс.

Виграш при такій формі колеса полягає в здешевленні виготовлення та підвищенні продуктивності нарізування на зубодовбачних або зубофрезерувальних верстаках.

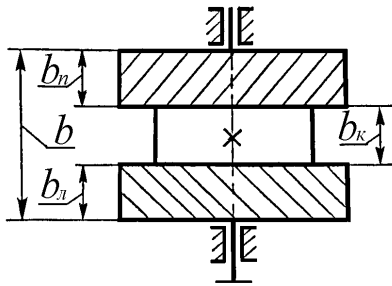


Рис. 1.40. Шевронне колесо з розрізними зубами

Зачеплення ж розрізних шевронних коліс має дещо гірші показники навантажувальної здатності, ніж зачеплення нерозрізних коліс.

1.4.17. Розрахунок зубів косозубих циліндричних передач на витривалість за контактним напруженням

Методика розрахунку зубів косозубих циліндричних передач аналогічна розглянутій вище методиці розрахунку зубів прямозубих передач з урахуванням особливостей косозубих коліс.

В основі розрахунку лежить умова контактної міцності для початкового лінійного контакту, що описується видозміненою формулою Герца

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{3B}}} \leq [\sigma_H], \quad (67)$$

де $Z_M = \sqrt{\frac{E_{3B}}{\pi(1-\mu^2)}}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів сполучених зубчастих коліс (для сталевих коліс $Z_M=275 \text{ МПа}^{1/2}$).

Розшифровка інших позначень – див. формулу (18).

Визначимо розрахункове навантаження

$$q_H = \frac{F_n K_H}{\frac{b_w}{\cos\beta} K_\varepsilon} = \frac{2T_1 K_H}{d_{w1} \cos\beta \cos\alpha_w \frac{b_w}{\cos\beta} K_\varepsilon} = \frac{2T_1 K_H}{d_{w1} b_w K_\varepsilon \cos\alpha_w}. \quad (68)$$

Визначимо зведену кривизну, враховуючи (21) та (63)

$$\frac{1}{\rho_{3B}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \left| \begin{aligned} \rho_1 &= \frac{d_{V1}}{2} \sin \alpha_W = \frac{d_{W1}}{2 \cos^2 \beta} \sin \alpha_W \\ \rho_2 &= \frac{d_{W2}}{2 \cos^2 \beta} \sin \alpha_W \end{aligned} \right| =$$

$$= \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{W1} \sin \alpha_W} \left(1 \pm \frac{1}{u} \right) = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{W1} \sin \alpha_W} \frac{u \pm 1}{u}, \quad (69)$$

Підставимо (66) і (67) в (65), отримаємо

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{2T_1 K_H 2 \cos^2 \beta (u \pm 1)}{d_{W1}^2 \cos \alpha_W b_W K_\varepsilon 2u \sin \alpha_W}} = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u \pm 1)}{d_{W1}^2 b_W u}} \leq [\sigma_H] \quad (70)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \beta}{\sin 2\alpha_W}}$ – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців зубчастих коліс у полюсі зачеплення.

При проектному розрахунку, як і у разі прямозубих коліс, визначають діаметр початкового кола шестерні (або міжосьову відстань). Ширину зубчастого вінця виражають через коефіцієнт, $\psi_{bd} = b_W / d_{W1}$. З (68) отримаємо

$$d_{W1} = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_H (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 (u \pm 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}. \quad (71)$$

Допустиме контактне напруження при розрахунку косозубих передач на контактну витривалість

$$\begin{cases} [\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]); \\ [\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_H]_{\min}, \end{cases} \quad (72)$$

де $[\sigma_{H1}]$; $[\sigma_{H2}]$ – допустимі контактні напруження для шестерні та колеса, відповідно.

1.4.8. Розрахунок зубів косозубих циліндричних передач на витривалість за напруженням згину

Як і у випадку з контактним напруженням, методика розрахунку зубів косозубих циліндричних передач на згинальну міцність (витривалість) така ж, що і у разі прямозубих передач. Розглянемо лише відмінності, зумовлені особливостями косозубих коліс.

Формула для розрахунку зубів косозубих циліндричних передач на витривалість за напруженням згину має вигляд

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_\varepsilon Y_F Y_\beta}{b_w m_n} \leq [\sigma_F], \quad (73)$$

де Y_β – коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубів:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140^0}. \quad (74)$$

Коефіцієнт форми зуба Y_F вибирають за графіками з урахуванням еквівалентного числа зубів, тобто $z_v = z / \cos^3 \beta$.

Виразимо ширину вінця через коефіцієнт ψ_{bd} , тобто

$$b_w = \psi_{bd} d_{w1} = \frac{\psi_{bd} m_n z_1}{\cos \beta}. \quad (75)$$

Враховуючи, що окружна сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_1 \cos \beta}{m_n z_1}, \quad (76)$$

перетворимо (71) до вигляду

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K_F Y_\varepsilon Y_F Y_\beta \cos^2 \beta}{\psi_{bd} z_1^2 m_n^3} \leq [\sigma_F]. \quad (77)$$

Для проектного розрахунку на витривалість при згині, з формули (74) визначимо нормальний модуль

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_\epsilon Y_F Y_\beta \cos^2 \beta}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma_F]}}. \quad (78)$$

Розшифровка інших позначень – див. формули (25) – (27).

Контрольні питання

1. Як визначається коефіцієнт перекриття косозубого зачеплення?
2. Зведення косозубого циліндричного колеса до еквівалентного циліндрично-прямозубого колеса.
3. Сили в зачепленні циліндричних косозубих коліс.
4. Чим відрізняються розрахункові формули для σ_H і σ_F у косозубих циліндричних передачах у порівнянні з циліндричними прямозубими і чому?

ТЕМА 12

Розрахунок конічних зубчастих передач

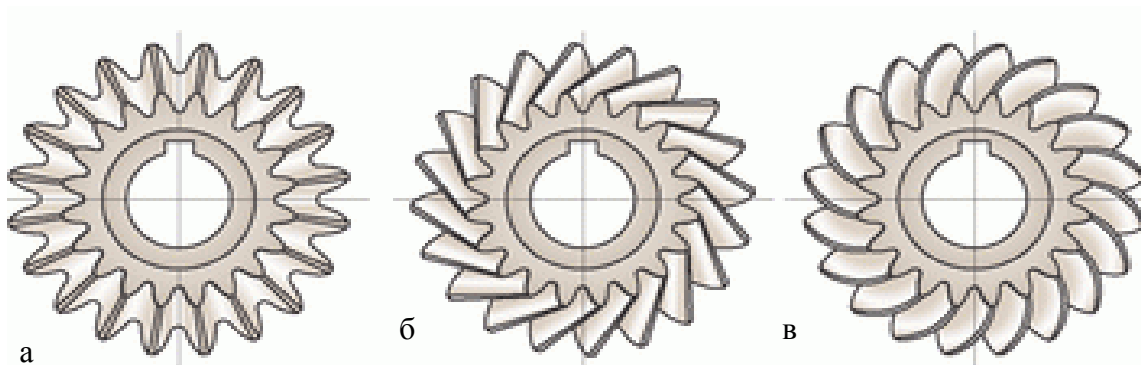
Зміст:

1. Конічні зубчасті передачі. Загальні відомості.
2. Геометричні параметри прямозубого конічного колеса.
3. Кінематика конічної передачі.
4. Особливості конічного евольвентного зачеплення.
5. Сили у зачепленні конічних коліс.
6. Особливості розрахунків міцності конічних зубчастих передач.

1.4.19. Конічні зубчасті передачі. Загальні відомості.

Конічні зубчасті колеса застосовують у передачах, у яких осі валів перетинаються під деяким кутом Σ . Найбільш поширені передачі з кутом $\Sigma = 90^\circ$.

Конічні зубчасті колеса виконують із прямими, тангенціальними та круговими зубами (рис. 1.41).



а – з прямими зубами; *б* – з тангенціальними зубами;

в – з круговими зубами

Рис. 1.41 – Види конічних зубчастих коліс

Використовуються конічні колеса з наступними типами зубів (рис. 1.42).

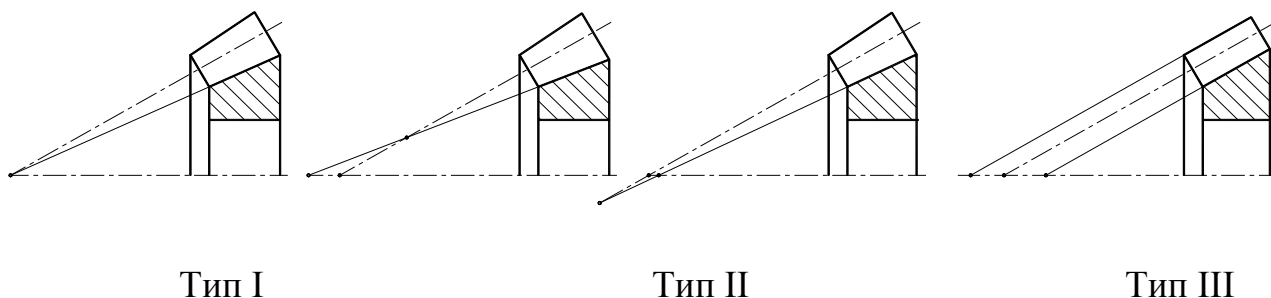


Рис. 1.42 – Типи зубів зубчастих коліс

Тип I. Вершини ділового конуса і конуса западин збігаються. Це основна форма зуба в прямозубих та косозубих конічних передачах. Вона також використовується в кругових конічних передачах, коли z_{Σ} складає від 20 до 100.

Тип II. Вершини ділального конуса і конуса западин не збігаються. Ця форма зуба використовується у конічних передачах із круговими зубами.

Тип III. Рівновисокі зуби. Цей вид зубів знаходить застосування у конічних передачах із круговими зубами $z_{\Sigma} \geq 40$.

Внутрішнє зачеплення з конічними колесами практично не застосовується. У порівнянні з циліндричними зубчастими передачами конічні мають велику масу і габаритні розміри, дорожче у виготовленні і вимагають ретельного регулювання зачеплення при монтажі та в процесі експлуатації. Крім допусків на розміри зубів, тут необхідно витримувати допуски на кути Σ , δ_1 і δ_2 , а при монтажі забезпечувати збіг вершин конусів. Виконати конічне зчеплення з тим самим ступенем точності, що й циліндричне, значно складніше. Перетин осей валів ускладнює розміщення опор. Одне з конічних коліс, як правило, розташовують консольно. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження довжиною зуба. Крім того, у конічному зачепленні діють осьові сили, що додатково навантажують підшипники, що ускладнює конструкцію опор. Навантажувальна здатність конічної прямозубої передачі приблизно на 15% нижче циліндричної. Для нарізування конічних коліс потрібні спеціальні верстати та спеціальний інструмент. Тому *застосування конічних коліс – вимушений захід*.

Область застосування конічних коліс із прямими зубами обмежена окружною швидкістю до 3 м/с. Колеса з косими (тангенціальними) зубами використовують рі-

дко, оскільки вони дуже чутливі до похибок виготовлення та монтажу та трудомісткі у виготовленні.

При окружних швидкостях більше 3 м/с в основному застосовують зубчасті колеса з круговими зубами. Вони простіші у виготовленні, менш чутливі до похибок виготовлення та монтажу. Такі зубці мають високу згинальну міцність, а передачі з такими колесами – великою плавністю зачеплення. Істотний недолік передач з косими і круговими зубами - осьові зусилля, що виникають в них при зміні напрямку обертання коліс змінюються за значенням і напрямком.

Незважаючи на зазначені недоліки, конічні передачі мають широке застосування, оскільки за умовами компоновки механізмів іноді необхідно розташовувати вали під кутом.

1.4.20. Геометричні параметри прямозубого конічного колеса

Зовнішній ділительний діаметр косозубого колеса (рис. 1.43)

$$d_e = m_e \cdot z, \quad (79)$$

де z – число зубів конічного колеса;

m_e – зовнішній модуль конічного колеса (для прямозубих конічних коліс m_e є стандартним).

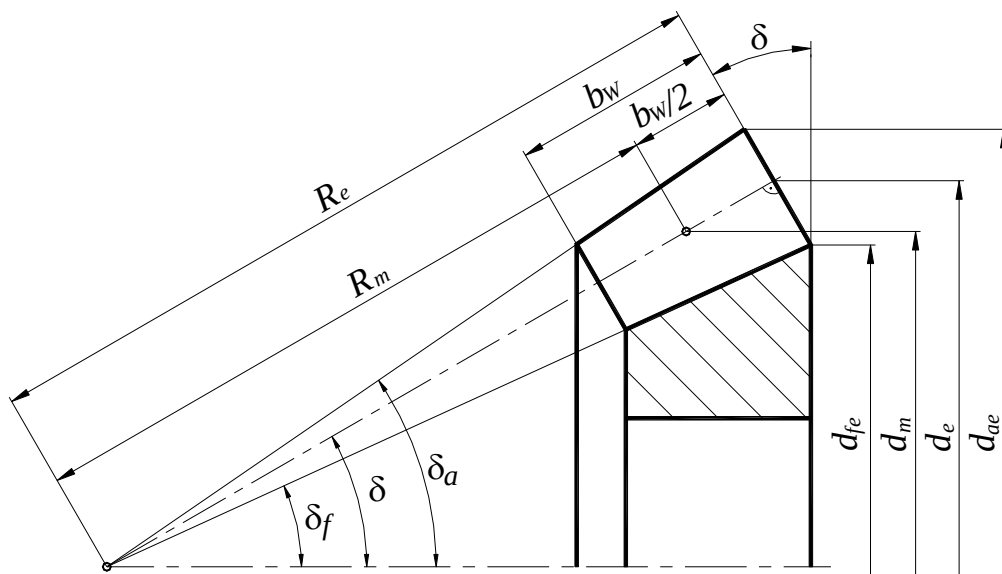


Рис. 1.43 – Геометричні параметри конічних зубчастих коліс

Зовнішня висота зуба

$$h_e = h_{ae} + h_{fe} = m_e (2h_a^* + c^*) = 2,2m_e, \quad (80)$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зуба (стандартне значення $h_a^*=1,0$);
 c^* – коефіцієнт радіального зазору (стандартне значення $c^*=0,2$).

Зовнішній діаметр кола вершин зубів

$$d_{ae} = d_e + 2m_e h_a^* \cos \delta = m_e (z + 2 \cos \delta), \quad (81)$$

де δ – кут дільного конуса кінцевого колеса.

Зовнішній діаметр кола западин зубів

$$d_{fe} = d_e - 2m_e (h_a^* + c^*) \cos \delta = m_e (z - 2,4 \cos \delta). \quad (82)$$

Зовнішня конусна відстань

$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta}. \quad (83)$$

Якщо $\Sigma = \pi/2$

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (84)$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0,5b_w \quad (85)$$

де b_w – ширина зубчастого вінця.

Модуль і висота зуба змінюється по довжині зуба. Визначимо середній модуль кінцевого колеса

$$\frac{m_m}{R_m} = \frac{m_e}{R_e}. \quad (86)$$

з (85) та (86), отримаємо

$$m_m = m_e \left(1 - \frac{b_w}{2R_e} \right). \quad (87)$$

Середній ділительний діаметр

$$d_m = m_m \cdot z. \quad (88)$$

1.4.21. Кінематика конічної передачі

У разі збігу вершин початкових конусів коліс із кутами δ_1 і δ_2 (точка O , рис. 1.44) спостерігається їх чисте перекочування один по одному з миттєвою віссю відносного кочення OA .

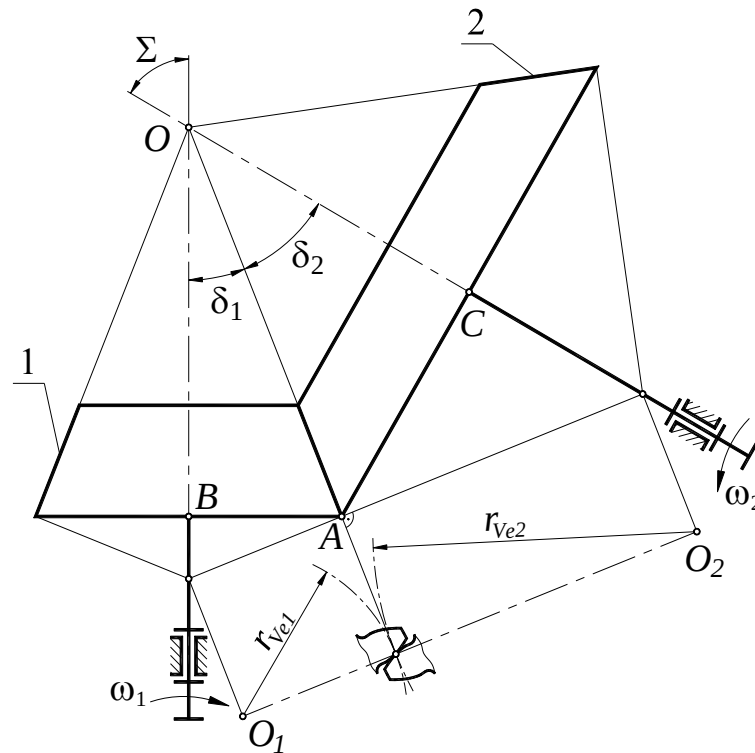


Рис. 1.44 – Конічне зачеплення зубчастих коліс

Передаточне відношення конічної пари зубчастих коліс

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{e2}}{r_{e1}} = \frac{AC}{AB} = \frac{OA \cdot \sin \delta_2}{OA \cdot \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}. \quad (89)$$

Якщо $\Sigma = \pi/2$

$$\sin \delta_1 = \sin(\pi/2 - \delta_2) = \cos \delta_2. \quad (90)$$

Остаточно отримаємо для ортогональної передачі

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1, \quad (91)$$

$$\delta_1 = \operatorname{arcctg} \left(\frac{z_2}{z_1} \right). \quad (92)$$

Зауважимо, що зчеплення конічних коліс не прийнято визначати знак передаточного відношення.

1.4.21. Особливості конічного евольвентного зачеплення

Евольвентні теоретично правильні профілі конічних зубів утворюються на сферичній поверхні (рис. 1.44). Графічні прийоми у цьому випадку неприйнятні, оскільки сфера не розгортається на площину. Аналітичні точні розрахунки, в принципі, можливі, але також практично не застосовуються через їхню громіздкість і неаочність. На практиці застосовується наближене профілювання конічного евольвентного зачеплення на плоских розгортках додаткових конусів (рис. 1.44).

Твірні додаткових конусів перпендикулярні до твірних відповідних початкових конусів. Картина теоретично правильного зачеплення на сфері замінюється картиною на додаткових конусах, твірні яких перпендикулярні загальній твірній початкових конусів конічних коліс.

На рис. 1.44 у проекційному зв'язку показаний фрагмент наближених профілів зубів конічних коліс, виконаних на розгортках зовнішніх додаткових конусів. При цьому радіуси отриманих так званих еквівалентних циліндричних коліс

$$r_{Ve1} = \frac{r_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad (93)$$

$$r_{Ve2} = \frac{r_{e2}}{\cos \delta_2}. \quad (94)$$

Розрахунок на міцність прямозубих конічних коліс, що мають змінний переріз зубів по довжині, спадний до вершини колеса, прийнято виконувати за середнім перерізом зуба. У цьому випадку дільний діаметр еквівалентних циліндричних коліс

$$d_{V1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; \quad (95)$$

$$d_{V2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}. \quad (96)$$

Оскільки $d_V = z_V m_m$; $d_m = z m_m$, числа зубів еквівалентних циліндричних коліс

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad (97)$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (98)$$

За величиною z_V оцінюється форма зуба, тобто відповідно до z_V за таблицями (номограмами) вибирається коефіцієнт форми зуба Y_F , який є характеристикою згинальної міцності зуба.

Конічне евольвентне зачеплення так само може піддаватися виправленню (корекції) евольвентного профілю. Однак, у конічному зачепленні неможливо застосувати виправлення методом зміщення зубонарізного інструменту з довільними коефіцієнтами зміщення x_1 і x_2 , оскільки це викликало б довільну зміну конусних кутів δ_1 і δ_2 .

Оскільки зазвичай $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma = 90^\circ$, то можливо тільки таке виправлення, при якому не змінювалася б сума конусних кутів ($\delta_1 + \delta_2$). Цій умові задовольняє лише рівнозміщене зачеплення, за якого

$$x_2 = -x_1,$$

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0.$$

Величини коефіцієнтів зміщення x_1 і $x_2 = -x_1$ вибираються з міркування вирівнювання коефіцієнтів питомого ковзання зубів σ_{1-2} і σ_{2-1} шестерні 1 і колеса 2.

Згинальну ж міцність зубів шестерні 1 і колеса 2 вирівнюють за допомогою так званої тангенціальної корекції. Вона полягає в тому, що різці різцевої головки, що прорізає западини між зубами, розсувають на деяку додаткову величину при нарізуванні колеса 2. Так як крок зубів змінений бути не може, розширення западини супроводжується стоншенням зуба колеса 2, тобто зниженням згинальної міцності зубів колеса 2.

При нарізуванні шестерні 1 все роблять навпаки: западину звужують, а зуб на ту саму величину потовщують. Це досягається зближенням різців різцевої головки.

Таким чином, не змінивши ніяк профілі, що зачіплюються, домагаються перерозподілу згинальної міцності зубів шестерні 1 і колеса 2 (від міцнішого зуба - до слабшого зуба, чим досягається підвищення загальної міцності конічного зачеплення).

Визначимо мінімальну кількість зубів прямозубого конічного колеса $z_{\min}^{\text{кон}}$, яке можна нарізати без підрізу евольвентного профілю інструментом зі стандартним вихідним контуром ($h_a^* = 1,0$; $\alpha = 20^\circ$). Оскільки мінімальна кількість зубів прямозубого циліндричного колеса $z_{\min}$, яке можна нарізати без підрізу евольвентного профілю інструментом зі стандартним початковим контуром $z_{\min} = z_{V\min} = 17$, а $z_V = z^{\text{кон}} / \cos\delta$, то

$$z_{\min}^{\text{кон}} = z_{V\min} \cos\delta. \quad (99)$$

Аналіз залежності $z_{\min}^{\text{кон}}$ від величини δ показує, що при великих передаточних числах конічної передачі, за яких δ невелике, особливого виграшу у зменшенні числа зубів шестерні 1 порівняно з циліндричною передачею не спостерігається.

Якщо передаточне відношення зменшується, то виграш від зниження числа зубів шестерні 1 стає помітним. Наприклад, при $u=1$ кут $\delta_1=\delta_2=45^\circ$ і тоді $z_{\min}^{\text{КОН}}=12$ замість $z_{\min}=17$ у циліндричної шестерні.

У конічних коліс із криволінійними зубами $z_{\min}^{\text{КОН}}$ може бути суттєво знижено. Так, наприклад, при $\beta_m=30^\circ$ з урахуванням формули (64)

$$z_{\min}^{\text{КОН}} = 17 \cdot \cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m = 11 \cdot \cos \delta.$$

При $u=1$ отримаємо $z_{\min}^{\text{КОН}} = 7,78 \approx 8$.

1.4.23. Сили в зачепленні конічних коліс.

Визначимо сили у зачепленні конічних коліс із круговими зубами (рис. 1.45)

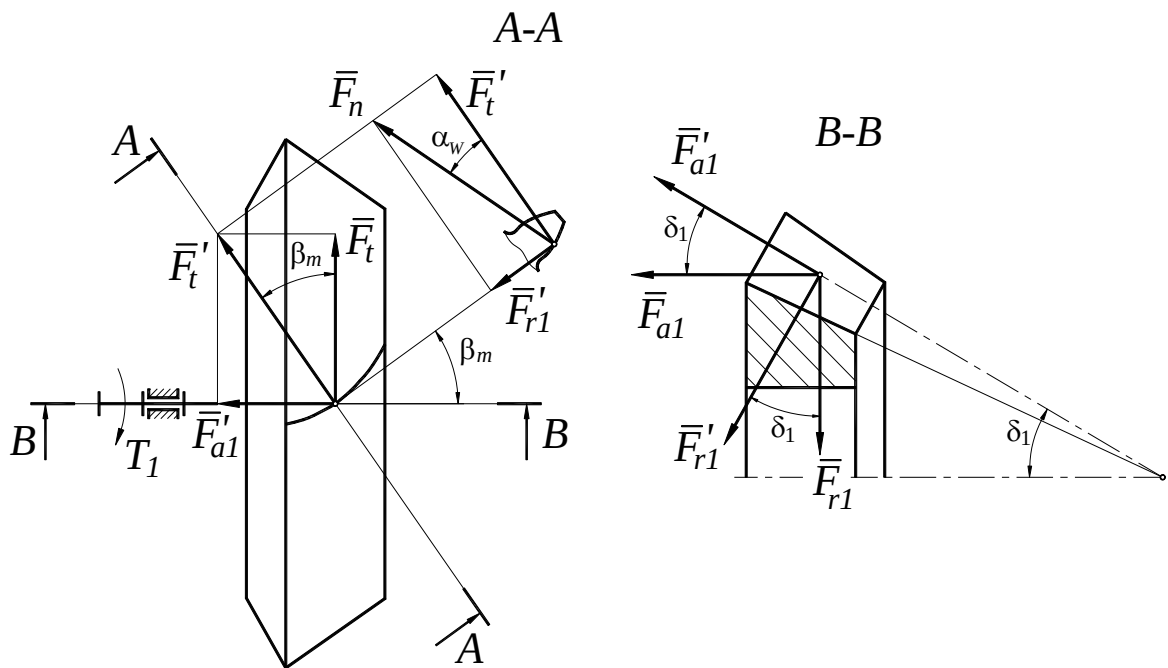


Рис. 1.45. Схема сил, що діють у конічному зачепленні

Окружна сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}, \quad (100)$$

де T_1 – крутний момент на конічному колесі 1.

Нормальна сила

$$F_n = \frac{F'_t}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \beta_m \cos \alpha_w}, \quad (101)$$

де β_m – кут нахилу дотичної до зуба на середньому діаметрі;

α_w – кут зачеплення.

Радіальна сила

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F'_{r1} \cdot \cos \delta_1 - F'_{a1} \cdot \sin \delta_1 = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 - F_t \operatorname{tg} \beta_m \sin \delta_1 = \\ &= \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 - \sin \beta_m \sin \delta_1). \end{aligned} \quad (102)$$

Осьова сила

$$F_{a1} = F'_{r1} \cdot \sin \delta_1 + F'_{a1} \cdot \cos \delta_1 = \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1). \quad (103)$$

Для конічних коліс з $\Sigma = \pi/2$

$$\bar{F}_{a2} = -\bar{F}_{r1}; \quad (104)$$

$$\bar{F}_{r2} = -\bar{F}_{a1}. \quad (105)$$

1.4.24. Особливості розрахунків міцності конічних зубчастих передач

Розрахунок заснований на припущенні, що їх несуча здатність така ж, як у еквівалентних циліндричних коліс з тією ж довжиною зуба і профілем, який відповідає середньому перерізу зуба конічного колеса. При цьому враховується зниження здатності навантаження ($\approx 15\%$) від навантажувальної здатності еквівалентних циліндричних коліс.

Розрахунок зубів прямозубих конічних передач за контактним напруженням.

З урахуванням вищесказаного, формула Герца має вигляд

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{3B} \vartheta_H}} \leq [\sigma_H], \quad (106)$$

де $\vartheta_H = 0,85$ – коефіцієнт, що враховує зниження міцності конічної передачі порівняно з циліндричною.

Визначимо зведену кривизну з огляду на (21)

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{3B}} &= \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \left| \begin{array}{l} \rho_1 = \frac{d_{V1}}{2} \sin \alpha_W = \frac{d_{m1}}{2 \cos \delta_1} \sin \alpha_W \\ \rho_2 = \frac{d_{m2}}{2 \cos \delta_2} \sin \alpha_W \end{array} \right| = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha_W} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha_W} = \\ &= \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha_W} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right) = \left| \begin{array}{l} \cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}} \\ \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{u^2} + 1}} \end{array} \right| = \\ &= \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha_W} \left(\frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}} + \frac{1}{u \sqrt{u^2 + 1}} \right) = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha_W} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}. \end{aligned} \quad (107)$$

Визначимо розрахункове навантаження

$$q_H = \frac{F_n K_H}{b_W K_\varepsilon} = \frac{2T_1 K_H}{d_{m1} \cos \alpha_W b_W K_\varepsilon}. \quad (108)$$

Підставимо (107) і (108) в (106), остаточно отримаємо формулу для перевірного розрахунку

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H}{d_{m1}^2 b_W \vartheta_H} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H]. \quad (109)$$

Розрахунок зубів прямозубих конічних передач за напруженням згину.

Формула для перевірного розрахунку зубів прямозубих конічних передач на витривалість за напруженням згину має вигляд

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_\varepsilon Y_F}{\vartheta_F b_W m_m} \leq [\sigma_F], \quad (110)$$

де $\vartheta_F = 0,85$ – коефіцієнт, що враховує зниження міцності конічної передачі порівняно з циліндричною.

Коефіцієнт форми зуба Y_F Коефіцієнт форми зуба вибирають за графіками з урахуванням еквівалентного числа зубів, тобто $z_V = z / \cos \delta$.

Контрольні питання

1. Чим обумовлена необхідність використання конічних зубчастих передач?
2. У чому полягає особливість профілювання зубів конічних коліс?
3. Основні геометричні параметри прямозубого конічного колеса.
4. Сили в зачепленні конічних коліс.
5. Зведення зубчастого конічного колеса до еквівалентного циліндричного.
6. Чим відрізняються розрахункові формули для σ_H і σ_F у конічних передачах у порівнянні з циліндричними та чому?

ТЕМА 13

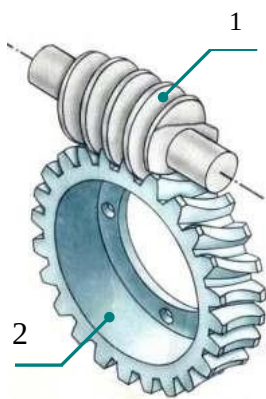
Черв'ячні передачі

Зміст:

1. Черв'ячні передачі. Загальні відомості та класифікація.
2. Геометричні параметри черв'ячних передач.
3. Сили у зачепленні черв'ячних передач.
4. ККД черв'ячної передачі.
5. Тепловий розрахунок черв'ячних передач.

1.4.24. Черв'ячні передачі. Загальні відомості та класифікація.

Черв'ячні передачі (ЧП) відносять до передач зачепленням (див. рис. 1.46). Геометричні осі валів при цьому схрещуються під кутом 90^0 (можливі й інші, але рідко). Ведучою ланкою є черв'як (як правило, це гвинт з трапецієдальною різьбою); веденим – черв'ячне колесо із зубами особливої форми, яке одержують в результаті взаємного обгинання з витками черв'яка.



1 – черв'як; 2 – черв'ячне колесо

Рис. 1.46. Черв'ячне зачеплення

ється по лінії, а не в точці.

Черв'ячне колесо є різновидом косозубого колеса. На відміну від косозубого колеса обід черв'ячного колеса має увігнуту форму, що сприяє деякому охоплюван-

Черв'ячна передача – це зубчасто-гвинтова передача, рух у якій здійснюється за принципом гвинтової пари. Якщо в зубчасто-гвинтовій передачі кути нахилу зубів прийняти такими, щоб зубці шестерні охоплювали її навколо, то ці зубці перетворюються на витки різьби, шестерня – у черв'як, а передача з гвинтової зубчастої до черв'ячної. Перевага черв'ячної передачі в порівнянні з гвинтовою зубчастою в тому, що початковий контакт ланок відбувається

ню черв'яка і відповідно до збільшення довжини контактної лінії. Напрямок та кут підйому зубів черв'ячного колеса такі ж, як і у витків різьби черв'яка.

Черв'ячні передачі застосовують при невеликих і середніх потужностях, які зазвичай не перевищують 100 кВт. Застосування передач при великих потужностях неекономічно через порівняно низький ККД і вимагає спеціальних заходів для охолодження передачі.

Черв'ячні передачі широко застосовують у транспортних та підйомно-транспортних машинах, а також з метою отримання малих та точних переміщень (ділильні пристрої верстатів, механізми налаштування, регулювання та ін.).

Черв'ячні передачі, щоб уникнути їх перегріву, переважно використовують в приводах періодичної, а не безперервної дії.

Переваги черв'ячних передач.

1. Можливість отримання великого передаточного числа в одному ступені (до 60...80).
2. Компактність та порівняно невелика маса конструкції.
3. Плавність та безшумність роботи.
4. Можливість отримання самогальмівної передачі, тобто що допускає рух тільки від черв'яка до колеса. Самогальмування ЧП дозволяє виконати механізм без гальмівного пристрою, що перешкоджає зворотному обертанню коліс (наприклад, під дією сили тяжіння вантажу, що піднімається).
5. Можливість отримання точних та малих переміщень.

Недоліки ЧП

1. Низький ККД внаслідок високої швидкості ковзання в зоні контакту витків черв'яка із зубами колеса і значне у зв'язку з цим тепловиділення.
2. Необхідність застосування для вінців черв'ячних коліс дорогих антифрикційних матеріалів.
3. Підвищене зношування та схильність до заїдання.
4. Необхідність регулювання зачеплення.
5. Низька (порівняно з зубчастою передачею) здатність до навантаження.
6. Підвищені вимоги до точності виготовлення та складання.

Класифікація. Черв'ячні передачі класифікують за такими ознаками:

1. За формою початкової поверхні черв'яка передачі бувають:

1.1. циліндричні (з циліндричними черв'яками);

1.2. глобоїдні (з глобоїдними черв'яками).

Глобоїдна передача характеризується підвищеним ККД та більш високою (в 1,5 рази) несучою здатністю за рахунок збільшення довжини лінії контакту, але одночасно складністю у виготовленні, складання і великою чутливістю до осьового зміщення черв'яка, що викликається, наприклад, зношуванням підшипників.

2. За формою профілів витків черв'яка (рис. 1.47):

2.1. з архімедовим черв'яком (позначення *ZA*);

2.2. з конволютним черв'яком (позначення *ZN*);

2.3. з евольвентним черв'яком (позначення *ZI*).

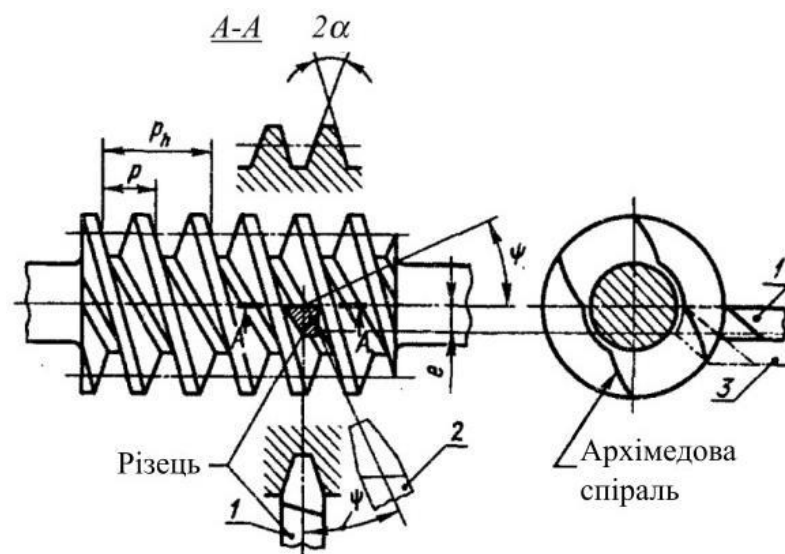


Рис. 1.47. Схема установки інструмента при нарізуванні черв'яка

Архімедові черв'яки є гвинтами з різьбою, що мають прямолінійні контури профілю (трапецію) в осьовому перерізі (у торцевому перерізі витки окреслені архімедовою спіраллю). Ці черв'яки прості у виготовленні, якщо не потрібно їх шліфування, тому вони зберегли застосування в тихохідних, не дуже напружених передачах. Для їх шліфування потрібно коло, окреслене складною кривою в осьовому перерізі, що обмежує їх застосування. Тому витки черв'яка Архімеда, як правило, не шліфуються і мають твердість $HB < 350$.

Під конволютними черв'яками розуміють черв'яки, що мають прямолінійний профіль у перерізі, нормальному до гвинтової лінії. Витки в торцевому перерізі окреслені подовженою або укороченою евольвентою (конволутою). Конволютні черв'яки можуть бути виточені на токарному верстаті спеціальним двостороннім різцем або двома різцями. Їх можна шліфувати шліфувальними колами з робочою конічною поверхнею.

Якщо різець встановити так, що його верхня площина $A-A$, зміщена на деяку величину $e=r_b$, була паралельна осі черв'яка, то гвинтова поверхня, що отримується при нарізанні, дасть в торцевому перерізі евольвенту кола. Такий черв'як називається евольвентним. Евольвентні черв'яки є косозубими колесами з малим числом зубів і дуже великим кутом їх нахилу. Евольвентна поверхня має прямолінійний профіль у перерізі площиною, дотичною до основного циліндра черв'яка, тому евольвентні черв'яки можна шліфувати плоскою стороною шліфувального круга.

Здатність до навантаження всіх типів черв'яків приблизно однакова, тому розрахунок за критеріями роботоздатності виконується за методикою, виведеною для архімедова черв'яка.

3. За кількістю заходів черв'яка:

3.1. з однозахідним черв'яком ($u=30...80$; $\eta=70...75\%$);

3.2. з двозахідним черв'яком ($u=15...30$; $\eta=75...85\%$);

3.2. з чотиризахідним черв'яком ($u=8...16$; $\eta=85...92\%$).

4. За розташуванням черв'яка:

4.1. з нижнім розташуванням черв'яка;

4.2. з верхнім розташуванням черв'яка;

4.3. з бічним розташуванням черв'яка.

1.4.25. Геометричні параметри черв'ячних передач.

У черв'яків стандартизується осьовий модуль m

$$m = p/\pi. \quad (111)$$

Такий самий модуль черв'ячне колесо має в торцевому перерізі.

Багатозахідний черв'як має хід s гвинтових поверхонь

$$s = p \cdot z_1, \quad (112)$$

де z_1 - число заходів черв'яка (за стандартом $z_1 = 1; 2; 4$).

Кут підйому витків черв'яка λ на ділильному циліндрі можна визначити за формулою:

$$\lambda = \arctg \frac{s}{\pi d_1}, \quad (113)$$

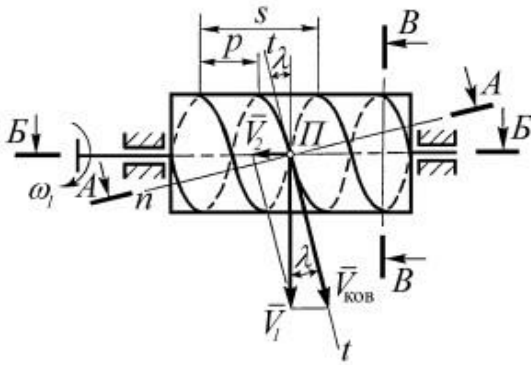


Рис. 1.48. Двохзахідний черв'як

де d_1 - діаметр ділильного циліндра черв'яка.

Особливістю черв'яка, на відміну від звичайного зубчастого колеса, є те, що його діаметр d_1 ніяк не пов'язаний з кількістю заходів

(тобто з числом зубів) z_1 .

Діаметр ділильного циліндра черв'яка підраховують за формулою

$$d_1 = q \cdot m, \quad (114)$$

де q - коефіцієнт діаметра черв'яка, що означає число модулів у ділильному діаметрі черв'яка.

Величина q стандартизована, вибирається в залежності від z_2 , $q = (0,212 \dots 0,25)z_2$. Найменші значення q вибирають для швидкісних черв'ячних передач, а великі значення - для тихохідних важко навантажених передач.

Ділильний діаметр черв'ячного колеса в середньому перерізі визначається за формулою

$$d_2 = m \cdot z_2. \quad (115)$$

Так як зубці черв'ячного колеса повинні входити в зачеплення з витками черв'яка, то кут нахилу зубів черв'ячного колеса повинен дорівнювати куту підйому ділильної гвинтової лінії черв'яка

$$\beta = -\lambda. \quad (116)$$

Геометрія черв'яка визначає поєднання окружних швидкостей V_1 - черв'яка та V_2 - черв'ячного колеса, а також швидкості ковзання між зубами колеса 2 та витками черв'яка 1 – $V_{\text{ков}} = V_{2-1}$.

З рис. 1.48 випливає, що швидкість ковзання

$$V_{\text{ков}} = \frac{V_1}{\cos \lambda} = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cos \lambda} = \frac{\omega_1 \cdot q \cdot m}{2 \cos \lambda}. \quad (117)$$

Зауважимо, що величина $V_{\text{ков}}$ перевищує у багато разів величину V_2 і навіть перевищує величину V_1 , що визначає великий коефіцієнт втрат у передачі, а отже, невисокий ККД.

З рис. 1.48 також видно, що

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\omega_2 \cdot m z_2 / 2}{\omega_1 \cdot q m / 2} = \frac{z_1 \cdot z_2}{z_2 \cdot q} = \frac{z_1}{q}, \quad (118)$$

де $V_2 = \omega_2 \frac{m z_2}{2}; \quad V_1 = \omega_1 \frac{q m}{2}; \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$

Той же вираз (118) можна отримати, перетворюючи формулу (113)

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{s}{\pi d_1} = \frac{p \cdot z_1}{\pi \cdot q \cdot m} = \frac{m \cdot z_1}{q \cdot m} = \frac{z_1}{q}.$$

Черв'ячне колесо нарізається черв'ячною фрезою, яка є точною копією спряженого з ним черв'яка. При цьому механізми верстата забезпечують взаємопов'язані швидкості обертання черв'ячної фрези та заготовки черв'ячного колеса відповідно до формули

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1.$$

Зуби черв'ячного колеса мають дугоподібну форму, оскільки охоплюють витки черв'яка на куті $2\gamma = 110^\circ$. У центральній частині зуб черв'ячного колеса має най-

менший переріз, а до країв зуба перетин зростає, зберігаючи спряженість із профілем витків черв'яка.

При нарізанні черв'ячних коліс зміщення черв'ячної фрези широко застосовується в основному з метою вписування в стандартну міжосьову відстань. Можна не змінюючи величин z_1 і z_2 (тобто величини $u=z_2/z_1$) отримати різні міжосьові відстані в границях

$$a_w = a + (\pm x)m, \quad (119)$$

де a - ділительна міжосьова відстань

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{qm + z_2 m}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2); \quad (120)$$

$-1 \leq x \leq 1$ - діапазон значень коефіцієнта зміщення.

Діаметр кола вершин зубів коригованого черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x) = d_2 + 2m(1 + x), \quad (121)$$

де $h_a^* = 1,0$ – коефіцієнт висоти голівки зуба.

Діаметр кола западин зубів коригованого черв'ячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m((h_a^* + c^*) - x) = d_2 - 2m(1,2 - x), \quad (122)$$

де $c^* = 0,2$ – коефіцієнт радіального зазору.

Можна не змінюючи міжосьову відстань змінювати кількість зубів z_2 на 1 або 2 зуба при тому ж значенні z_1 , тобто коригувати

$$u' = \frac{z_2'}{z_1} = \frac{z_2 \pm 2}{z_1},$$

де $z_2' = z_2 \pm 2$ - скориговане на ± 2 зуба число зубів черв'ячного колеса.

Черв'як не коригується.

1.4.26. Сили у зачепленні черв'ячних передач.

Зобразимо схему черв'ячної передачі у двох проекціях з розведеними один від одного черв'яком 1 і черв'ячним колесом 2 (рис. 1.49).

Замість відкинутих зв'язків прикладемо в полюсі зачеплення сили реакції у розвиненні за трьома напрямками: окружним, радіальним, осьовим.

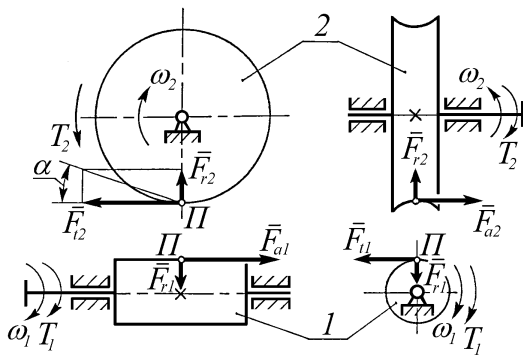


Рис. 1.49. Сили в черв'ячному зачепленні

Маємо на кожному з чотирьох зображень по дві складові сили реакцій відкинутого зв'язку, що проектується у натуральну величину. Третя складова скрізь відсутня, тому що вона перпендикулярна до площини проекції і проектується в точку.

На валу черв'яка напрямок вхідного (рушійного) моменту сил T_1 збігається з напрямком кутової швидкості ω_1 .

При правій навивці черв'яка 1 та напрямку кутової швидкості ω_1 за годинниковою стрілкою (на вигляді зліва направо вздовж осі черв'яка) черв'ячне колесо 2 буде обертатися за годинниковою стрілкою (на виді вздовж осі колеса праворуч наліво).

Крутний вихідний момент сил T_2 (як момент сил опору) буде спрямований у бік, протилежний напрямку кутової швидкості ω_2 колеса 2.

Знайдемо величину вихідного моменту сил T_2

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} \cdot |i| \cdot \eta,$$

тобто

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta. \quad (123)$$

Обчислимо окружні сили F_{t1} і F_{t2}

$$F_{t1} = 2T_1/d_1 = 2T_1/(qm); \quad (124)$$

$$F_{t2} = 2T_2/d_2 = 2T_2/(mz_2). \quad (125)$$

Обчислимо радіальну силу F_{r2} колеса 2

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (126)$$

Відповідно до третього закону Ньютона визначимо інші невідомі сили:

$$\overline{F}_{a1} = -\overline{F}_{t2}; \quad (127)$$

$$\overline{F}_{r1} = -\overline{F}_{r2}; \quad (128)$$

$$\overline{F}_{a2} = -\overline{F}_{t1}. \quad (129)$$

Повні сили тиску в зачепленні можна визначити за формулами:

$$F_{n1} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2 + F_{a1}^2}; \quad (130)$$

$$\overline{F}_{n2} = -\overline{F}_{n1}. \quad (131)$$

1.4.27. ККД черв'ячної передачі.

При ведучому черв'яку

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varphi')}, \quad (132)$$

де φ' – зведений кут тертя,

$$\varphi' = \operatorname{arctg} f', \quad (133)$$

де f' – зведений коефіцієнт тертя,

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha_n} \approx \frac{f}{\cos \alpha}, \quad (134)$$

де $\alpha = 20^\circ$ – стандартний кут профілю;

$\alpha_n = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha \cos \lambda)$ – кут профілю в нормальному перерізі.

При ведучому черв'ячному колесі

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg}(\lambda - \varphi')}{\operatorname{tg}\lambda}. \quad (135)$$

Умова самогальмування

$$\lambda < \varphi'. \quad (136)$$

У цьому випадку передача руху від черв'ячного колеса до черв'яка неможлива. Це дозволяє під час використання черв'ячної передачі обійтися без гальмівних пристроїв.

1.4.28. Тепловий розрахунок черв'ячних передач.

Механічна енергія, втрачена у передачі, перетворюється на теплову та нагріває передачу. Якщо відведення теплоти недостатнє, передача перегрівається і виходить з ладу. Умова розрахунку

$$t_m \leq [t_m], \quad (137)$$

де t_m – температура мастила в редукторі;

$[t_m]=80^\circ\text{C}$ – допустима температура мастила (110°C для авіаційних масел).

Теплова потужність ЧП

$$\Phi = (1 - \eta)N_1, \quad (138)$$

де N_1 – потужність на вхідному валу ЧП.

Потужність тепловіддачі

$$\Phi' = (t_m - t_0)Ak, \quad (139)$$

де A – площа тепловідвідної поверхні, м^2 ;

k – коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{°C м}^2)$ (8-10 для закритих приміщень; 14-17 для приміщень з гарною вентиляцією; 20-30 при примусовому обдуванні; 90-200 при водяному охолодженні).

t_m – температура навколишнього повітря (при розрахунках зазвичай приймають $t_m=20^\circ\text{C}$).

Під площею поверхні охолодження A_0 розуміють тільки ту частину площі зовнішньої поверхні корпусу редуктора, яка зсередини омивається мастилом або її бризками, а зовні – вільно циркулюючим повітрям. За останньою ознакою зазвичай не враховують площу поверхні днища корпусу. За наявності ребер охолодження враховують лише половину їхньої площі.

З (137)-(139) отримаємо остаточну умову розрахунку

$$t_m = t_0 + \frac{(1-\eta)N_1}{Ak} \leq [t_m]. \quad (140)$$

Кількість масла, що рекомендується у ванні $\sim 0,35...0,7$ л на 1 кВт переданої потужності.

При циркуляційному змащуванні масло подають насосом у місця зачеплення та до підшипників. При цьому воно проганяється через фільтр та холодильник. Безперервне очищення масла є великою перевагою циркуляційного мастила, його застосовують при окружних швидкостях $>12...15$ м/с.

Контрольні питання

1. Чим відрізняється кінематика черв'ячної передачі від зубчастої?
2. Чим зумовлена необхідність застосування черв'ячних передач?
3. У чому причина низького ККД черв'ячних передач?
4. Як визначаються геометричні параметри черв'яка та черв'ячного колеса.
5. Сили в зачепленні передач. Як їх визначити?
6. Як визначається температура масла при роботі черв'ячної передачі?

ТЕМА 14

Розрахунок зубів черв'ячних передач

Зміст:

1. Види руйнування зубів черв'ячних коліс.
2. Розрахунок зубів черв'ячної передачі на контактну витривалість.
3. Розрахунок зубів черв'ячної передачі на витривалість при згинанні.
4. Матеріали деталей черв'ячних передач.

1.4.28. Види руйнування зубів черв'ячних коліс.

У черв'ячній парі менш міцним елементом є зуб колеса, для якого можливі всі види руйнувань та пошкоджень, що зустрічаються в зубчастих передачах, тобто втомне викришування, знос, заїдання і поломка зубів.

У передачах з колесами з олов'яних бронз (м'які матеріали) найнебезпечніше втомливе викришування робочих поверхонь зубів колеса, але можливе й заїдання, яке проявляється у «намазуванні» бронзи на черв'як. Переріз зуба поступово зменшується, при цьому передача може ще працювати деякий час.

При вінцях коліс із твердих бронз (алюмінієвих) заїдання переходить у задирку з наступним зносом зубів колеса частинками бронзи, що приварилися до витків черв'яка. Цей вид руйнування зубів зустрічається найчастіше.

Для попередження заїдання рекомендується ретельно обробляти поверхні витків та зубів, застосовувати матеріали з високими антифрикційними властивостями.

Зношування зубів коліс черв'ячних передач залежить від ступеня забрудненості масла, точності монтажу, частоти пусків і зупинок, а також від величини контактних напружень.

Злам зубів черв'ячних коліс відбувається в більшості випадків після зносу активних поверхонь зубів.

1.4.29. Розрахунок зубів черв'ячної передачі на контактну витривалість.

Скористайтесь формулою Герца для початкового контакту по лінії

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{np}}} \leq [\sigma_H], \quad (141)$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса. Для сталевго черв'яка та бронзового вінця черв'ячного колеса $Z_M \approx 215 \text{ МПа}^{1/2}$.

Розшифровка інших позначень – див. формули (18) і (65).

Розрахункове навантаження

$$q_H = \frac{F_n K_H}{L_\Sigma}, \quad (142)$$

де $K_H = K_{H\beta} K_{HV}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження.

Нормальна сила у зачепленні (см. рис.1.50)

$$F_n = \frac{F'_n}{\cos \lambda'} = \frac{F_{a1}}{\cos \alpha \cos \lambda'}. \quad (143)$$

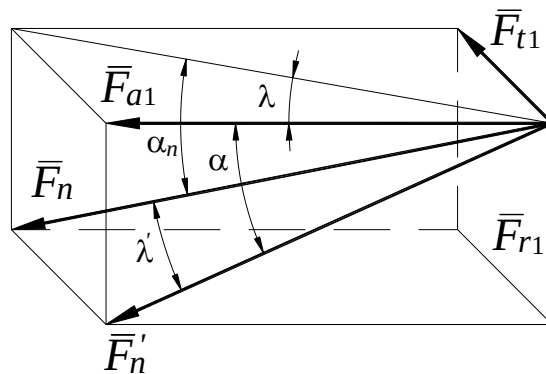


Рис. 1.50. Розкладання нормальної сили, що діє на Архімедів черв'як

Визначимо λ' . Згідно зі схемою сил, представленою на рис. 1.50, запишемо

$$\operatorname{tg} \lambda' = \frac{F_{t1}}{F'_n} = \frac{F_{t1}}{F_{a1} / \cos \alpha} = \operatorname{tg} \lambda \cos \alpha.$$

Отже

$$\lambda' = \arctg(\operatorname{tg} \lambda \cos \alpha). \quad (144)$$

Зазвичай приймають $\lambda' = \lambda$ (λ – кут підйому витка черв'яка на ділильному циліндрі). Тоді, з урахуванням (143) і (125)

$$F_n \approx \frac{F_{a1}}{\cos \alpha \cos \lambda} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha \cos \lambda}. \quad (145)$$

Примітка. Використовується для визначення зведеного коефіцієнта тертя (і ККД) кут профілю в нормальному перерізі (див. рис. 1.50 і формулу (122)),

$$\alpha_n = \arctg\left(\frac{F_{r1}}{F_{a1} / \cos \lambda}\right) = \arctg(\operatorname{tg} \alpha \cos \lambda).$$

Сумарна довжина контактних ліній

$$L_\Sigma = \frac{d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi}{2 \cos \lambda}, \quad (146)$$

де δ – кут обхвату черв'яка ($\delta = 2\gamma = 100^\circ \dots 110^\circ$);

ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття ($\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$);

$\xi \approx 0,75$ – коефіцієнт, що враховує зменшення довжини контактної лінії.

Оскільки в осьовому перерізі архімедового черв'яка радіус кривизни витків $\rho_1 = \infty$, то зведений радіус кривизни, враховуючи аналогію черв'ячного колеса з косозубим циліндричним колесом,

$$\rho_{зв} = \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos^2 \lambda}. \quad (147)$$

Підставимо (142), (145), (146) і (147) в (141):

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{8T_2 K_H \cos^2 \lambda}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H]. \quad (148)$$

Оскільки

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2) = \frac{mz_2}{2} \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) = \frac{d_2}{2} \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right),$$

то

$$d_2 = \frac{2a_w}{\frac{q}{z_2} + 1} = \frac{2a_w z_2}{\left(1 + \frac{z_2}{q}\right)q}. \quad (149)$$

Виразимо d_1 через d_2

$$d_1 = mq = \frac{d_2}{z_2} q. \quad (150)$$

Підставимо (149) і (150) в (148), отримаємо

$$\sigma_H = \frac{Z_M}{z_2/q} \sqrt{\frac{T_2 K_H \cos^2 \lambda}{\frac{a_w^3}{\left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3} \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} = \frac{Z_M \sqrt{\frac{\cos^2 \lambda}{\delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}}}{z_2/q} \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3 T_2 K_H}{a_w^3}} \leq [\sigma_H]. \quad (151)$$

Оскільки $Z_M \sqrt{\frac{\cos^2 \lambda}{\delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \approx 170 \text{ МПа}^{1/2}$, то формула для перевірного розрахунку зубів черв'ячної передачі на контактну витривалість має вигляд

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3 T_2 K_H}{a_w^3}} \leq [\sigma_H]. \quad (152)$$

При проектному розрахунку визначають міжосьову відстань a_w . З формули (152) отримаємо

$$a_w = \left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{z_2/q}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{[\sigma_H]^2}}. \quad (153)$$

Допустимі напруження залежать від матеріалу вінця черв'ячного колеса.

Для бронзи:

$$[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B \cdot K_{HL},$$

де σ_B – границя міцності бронзи при розтягуванні.

Коефіцієнт довговічності

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_0}{N_E}}$$

де $N_0 = 10^7$ – базова кількість циклів навантажень.

1.4.30. Розрахунок зубів черв'ячної передачі на витривалість при згині.

За напруженням згину розраховують тільки зуби черв'ячного колеса, оскільки витки черв'яка значно міцніші. Точний розрахунок ускладнюється змінною формою перерізу зуба по ширині колеса, а також тим, що основа зуба розташована по дузі кола. Тому розрахунок зубів черв'ячного колеса виконують за спрощеною методикою, аналогічною розрахунку зубів циліндричних косозубих коліс. Внаслідок дугоподібної форми зубів вважають, що їхня міцність на згин приблизно на 20-40% вище, ніж зубів циліндричних косозубих коліс. Особливості форми зубів черв'ячного колеса враховано коефіцієнтами форми зуба черв'ячних коліс Y_F . Його вибирають за довідковими таблицями залежно від еквівалентного числа зубів $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \lambda}$.

Формула для розрахунку зубів черв'ячного колеса на витривалість за напруженням згину має вигляд

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K_F Y_F Y_\varepsilon Y_\beta}{b_2 m} \approx 0,7 \frac{F_{t2} K_F Y_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F]. \quad (154)$$

де Y_β – коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубів

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\lambda^0}{140^0}; \quad (155)$$

$K_F = K_{F\beta} K_{FV}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження;

$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha} \xi}$ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній.

Допустимі напруження на згин $[\sigma_F]$ для зубів черв'ячних коліс із бронзи:

- при односторонньому навантаженні

$$[\sigma_F] = (0.25\sigma_T + 0.08\sigma_B) K_{FL};$$

- при реверсуванні

$$[\sigma_F] = 0.16\sigma_B K_{FL}.$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_E}},$$

де $N_0 = 10^6$ – базова кількість циклів.

1.4.31. Матеріали деталей черв'ячної передачі

Зважаючи на те, що в черв'ячному зачепленні переважає тертя ковзання, матеріали черв'ячної пари повинні мати низький коефіцієнт тертя, мати гарну зносостійкість і знижену схильність до заїдання. Для цього в черв'ячній передачі поєднують різномірні матеріали при малій шорсткості поверхонь, що стикаються. Зокрема, одну з деталей передачі виконують з антифрикційного матеріалу (матеріалу, що добре чинить опір заїданню та зносу).

Для черв'яка характерні відносно малий діаметр і значна відстань між опорами. Жорсткість та міцність черв'яка забезпечують за рахунок виготовлення його зі сталі. Оскільки при приробітку на черв'як покладається роль формотворчого елемента, його

го міцність і твердість поверхні повинні бути вищими за відповідні властивості колеса.

Черв'яки виготовляють із середньовуглецевих сталей марок 40, 45, 50 або легированих сталей марок 40X, 40XH з поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості HRC45...55. При цьому необхідне шліфування та полірування робочих поверхонь витків. Добру роботу передачі забезпечують черв'яки з цементованих сталей (15X, 20X та ін.) з твердістю після загартування HRC58-63.

Зубчасті вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно із бронзи, причому вибір марки матеріалу залежить від швидкості ковзання $V_{СК}$ та тривалості роботи. При високих швидкостях ковзання, коли $V_{ков} = 6...25$ м/с та при тривалій роботі рекомендуються олов'яні бронзи марок БрОФ10-1, БрОНФ, які мають хороші протизадирні властивості. Часто застосовують також і олов'яно-цинково-свинцеві бронзи, наприклад БрО5Ц5С6 та ін.

При середніх швидкостях ковзання, коли $V_{СК} = 2...6$ м/с, застосовують алюмінієву бронзу марки БрАЖ9-4. Ця бронза має знижені протизадирні властивості, тому застосовується в парі із загартованими до твердості $\geq$ HRC45 та шліфованими черв'яками. В окремих випадках її застосовують до $V_{ков} = 8$ м/с.

При малих швидкостях ковзання, коли $V_{ков} < 2$ м/с, черв'ячні колеса можна виготовляти із сірих чавунів марок СЧ12-28, СЧ15-32 та ін.

Практика показала, що термін служби бронзових вінців черв'ячних коліс залежить від способу відливання заготовок. Більший опір зношування надають зубці вінців, відлитих відцентровим способом.

Контрольні питання

1. Які види руйнування зубів черв'ячних передач?
2. Чим відрізняються розрахункова залежність для σ_H у черв'ячних передачах у порівнянні із зубчастою?
3. Чим відрізняються розрахункова залежність для σ_F у черв'ячних передачах порівняно із зубчастою?
4. Які матеріали використовуються при виробництві деталей передач?

ТЕМА 15

РАЗДІЛ 2. ВАЛИ І ОСІ

Зміст:

1. Вали і осі. Загальні відомості та класифікація.
2. Конструктивні елементи валів та осей. Матеріали.
3. Критерії роботоздатності та розрахунку валів.
4. Проектний розрахунок валів.

2.1. Вали і осі. Загальні відомості та класифікація.

Для підтримки деталей, що обертаються, і для передачі крутного моменту від однієї деталі до іншої (в осьовому напрямку) в конструкціях використовують деталі у формі тіл обертання, які називають *валами*.

Вал призначений передачі крутного моменту вздовж своєї осі, підтримки розташованих на ньому деталей і сприйняття діючих на них сил. Під час роботи вал відчуває вигин і кручення, а в деяких випадках – додатково розтягнення чи стиск.

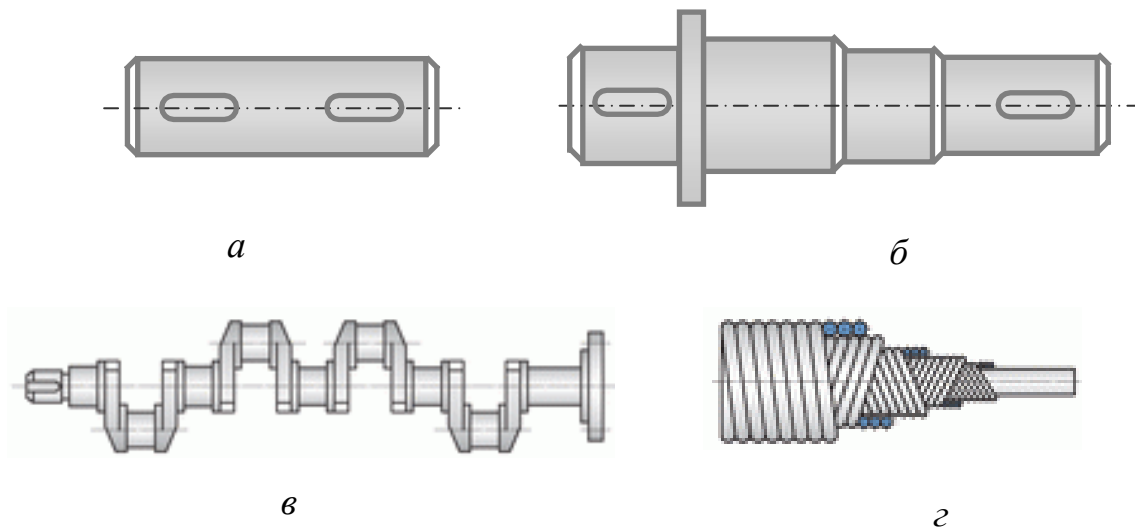
Ось тільки підтримує встановлені на ній деталі і сприймає сили, що діють на них. На відміну від валу вісь не передає моменту, що крутить, і, отже, не піддається крученню. Осі можуть бути нерухомими або можуть обертатися разом із насадженими на них деталями.

Не слід плутати поняття «вісь колеса» (це деталь) та «вісь обертання» (це геометрична лінія центрів обертання).

Класифікація. Вали класифікують за такими ознаками:

1. За геометричною формою:
 - 1.1. - прямі вали та осі (рис. 2.1 а, б);
 - 1.2. - колінчасті вали (рис. 2.1 в);
 - 1.3. - гнучкі (рис. 2.1 г);
 - 1.4. - телескопічні;

1.5. - карданні.



а – гладкий; *б* – ступінчастий; *в* – колінчастий; *г* – гнучкий

Рис. 2.1. Конструкції валів

Колінчасті вали використовують для перетворення зворотно-поступального руху на обертальний (поршневі двигуни) або навпаки (поршневі компресори).

Гнучкі вали застосовують для передачі обертаючого моменту між вузлами машин, що змінюють своє положення у роботі. Вперше конструкції гнучких валів запропонував шведський інженер Карл де Лаваль ще в 1889 р. Гнучкі вали складаються з декількох щільно навитих на сердечник шарів сталевих дротів з напрямком навивки, що чергується. Їх підбирають за допустимим крутним моментом і частотою обертання. Вони стандартизовані. З їхньою допомогою можна передавати обертання під будь-яким кутом. Використовують гнучкі валики в приводах вимірювальних приладів та дистанційного контролю, наприклад, спідометрів, тахометрів, роботів. Довговічність та ККД (0,85...0,9) гнучких валів залежать від величини радіусу кривизни їхньої осі, який рекомендують приймати рівним 15...20 діаметрам валу.

Телескопічні вали застосовують за необхідності осьового переміщення одного валу відносно іншого.

Карданне зчленування – це шарнірний механізм, що дозволяє передавати обертання між валами, що з'єднуються ним. Осі валів можуть при цьому перетинатися зі змінним кутом. Їх широко використовують у автомобілебудуванні та верстатобудуванні.

2. За конструктивними ознаками ділять на:

2.1. - гладкі вали та осі (рис. 2.1 а.);

2.2. - ступінчасті (рис. 2.1 б).

Ступінчасті вали забезпечують рівномірність по довжині, зручніші при складанні, установці спряжених деталей, але менш технологічні. Число та розташування ступіней валу залежить від числа закріплених на ньому деталей (зубчастих коліс і т.д.) і від прийнятого способу складання, фіксації валу в осьовому напрямку.

3. За типом перерізу вали бувають:

3.1. - суцільні;

3.2. - порожнисті;

3.3. - комбіновані.

Порожнистий переріз застосовують для зменшення маси або для розміщення всередині іншої деталі.

4. Залежно від розташування вали називають:

4.1. - вхідними;

4.2. - проміжними;

4.3. - вихідними.

5. Залежно від швидкісного режиму роботи:

5.1. - тихохідні;

5.2. - швидкохідні.

2.2. Конструктивні елементи валів та осей. Матеріали.

Цапфи – опорні ділянки валу чи осі.

Шипом називається цапфа, розташована на кінці валу або осі і передає переважно радіальне навантаження.

За формою шипи можуть бути циліндричними, конічними та сферичними.

Шийкою називають цапфу в середній частині валу чи осі. Шийка – проміжна опора. Опорами для шипів та шийок валу служать підшипники.

П'ятою називають цапфу, яка сприймає осьове навантаження. П'яти можуть бути плоскими, кільцевими та кульовими. Якщо вісь нерухома, її опорні частини

необов'язково повинні мати форму тіл обертання. Зазвичай цапфи валів та осей виконують циліндричними. Конічні цапфи використовують при осьовому фіксуванні валів.

Кульові цапфи застосовують, коли необхідні кутові відхилення осей. Опори, на яких лежать шипи, називають *підшипниками*, а опори п'ят – *підп'ятниками*.

Посадкові поверхні. Посадкові поверхні осей і валів під маточини виконують циліндричними і рідше конічними. При пресових посадках діаметр цих поверхонь приймають приблизно на 5% більше діаметра сусідніх ділянок для зручності запресування. Діаметри посадкових поверхонь валів і осей під маточини насаджуваних деталей вибирають із стандартного ряду лінійних розмірів, а діаметри цапф під підшипники кочення – із стандартного ряду діаметрів внутрішнього кільця підшипників кочення.

Торці осей і валів та їх ступеней виконують з конусними фасками для полегшення посадки деталей та зняття задирок, які можуть бути причиною травматизму при складанні.

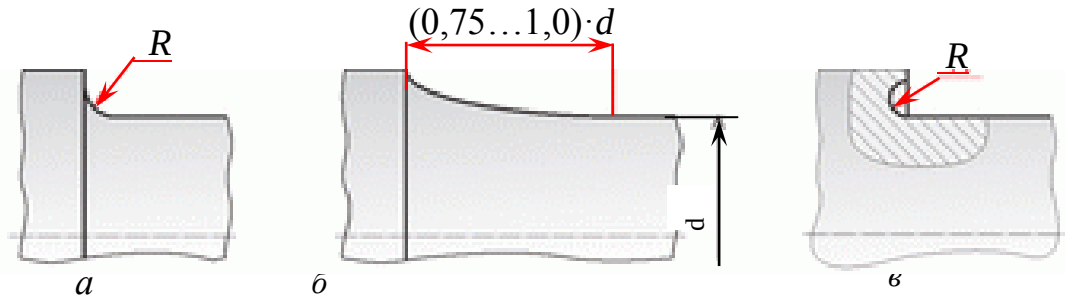
Спряження валу з насадженими на нього деталями здійснюється, як правило, в системі отвору по перехідним посадкам або посадкам з мінімальним зазором, що забезпечує точне центрування і допускає розбирання і повторне складання вузла.

Розміри посадкових поверхонь валу виконуються, як правило, по шостому квалітету, в особливо точних вузлах - по п'ятому, відповідно до необхідної точності параметрів шорсткості. Точність отвору насаджених деталей приймається, зазвичай, на один квалітет грубіше, тобто квалітету отвору більше квалітету валу.

Перехідні ділянки між ступенями валів та осей виконують для зниження концентрації напружень і збільшення довговічності. Конструктивно перехідні ділянки валів виконують у вигляді жолобників (плавних переходів) (рис. 2.2) або кільцевих проточок (канавок) (рис. 2.3). Але проточки знижують міцність, їх рекомендують виконувати на кінцевих ділянках валів та осей у місцях найменших напружень.

Конструктивно жолобники виконують: постійного радіусу, змінного радіусу та з піднутренням. Перехідні ділянки є концентраторами напруження. Ефективними засобами для зниження концентрації напружень у перехідних ділянках є: проточу-

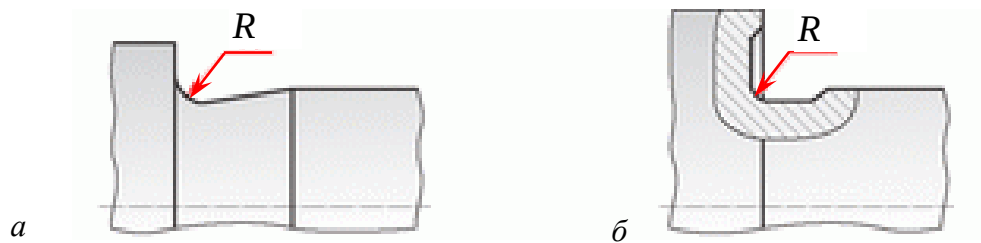
вання розвантажувальних канавок, збільшення радіусів жолобників, висвердлювання в ступенях великого діаметра. Пластичне зміцнення (наклеп) жолобників обкаткою роликів підвищує несучу здатність валів і осей.



a – постійного радіусу; *б* – змінного радіусу; *в* – з піднутренням

Рис. 2.2. Галтелі

Підвищення опору втоми валів у місцях посадки конструктивно може виконуватися, як показано на рисунку 2.3.



a – шліфування по зовнішньому циліндру;

б – шліфування по зовнішньому циліндру та торцю

Рис. 2.3. Канавки для виходу шліфувального круга

Матеріали валів та осей повинні добре оброблятися, бути міцними та мати високий модуль пружності. Цим вимогам найбільш повно задовольняють вуглецеві та леговані сталі, з яких переважно виготовляють вали та осі. Для валів та осей без зміцнювальної термообробки застосовують сталі Ст5, Ст6; для валів з термообробкою – сталі 45, 40Х. Швидкохідні вали, що працюють у підшипниках ковзання, виготовляють із сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфи цих валів цементують для підвищення зносо-

стійкості. Вали та осі обробляють на токарних верстатах з подальшим шліфуванням цапф та посадкових поверхонь.

2.3. Критерії роботоздатності та розрахунку валів

Причини поломок валів та осей простежуються на всіх етапах, починаючи з проектування та закінчуючи експлуатацією.

1. На стадії проектування – неправильний вибір форми, неправильна оцінка концентраторів напруження.

2. На стадії виготовлення - надрізи, вибоїни, вм'ятини від недбалого поводження.

3. На стадії експлуатації – неправильне регулювання підшипникових вузлів.

Основні критерії роботоздатності осей та валів – міцність та жорсткість. Міцність осей і валів визначається величиною та характером напружень, що виникають під впливом сил, що діють із боку встановлених на них деталей машин. Постійні за величиною і напрямком навантаження викликають у нерухомих осях постійні напруження, а в валах, що обертаються (і осях) – змінні напруження.

Залежно від характеру напружень, що виникають у валах та осях, можливі два види розрахунку їх на міцність: розрахунок на статичну міцність та розрахунок на втомну міцність.

Втомна міцність (витривалість) валів і осей оцінюється коефіцієнтом запасу міцності. Нерухомі осі при дії постійних навантажень розраховують лише на статичну міцність. Рухливі швидкохідні вали та осі розраховують на витривалість. Тихохідні вали та осі, навантажені змінним навантаженням, розраховують на статичну міцність та витривалість. Основними розрахунковими силовими факторами для осей та валів є згинальні M_n і крутні T_k (лише для валів) моменти.

Вплив сил, що розтягують і стискають, незначне і, як правило, в розрахунках не враховується.

Методом оцінки міцності осей і валів є порівняння розрахункових напружень з допустимими за такими умовами міцності:

$$\sigma_3 \leq [\sigma]_3; \tau \leq [\tau].$$

Спроектовані вали та осі з урахуванням забезпечення статичної або втомної міцності іноді виходять з ладу внаслідок недостатньої їх жорсткості або через коливання. Вали та осі додатково розраховують на коливання.

Жорсткість валів та осей оцінюється прогином у місцях встановлення деталей, кутами повороту або закручування перерізів.

Для розрахунку валів та осей на міцність і жорсткість складають розрахункову схему. Сили, що діють на осі та вали з боку розташованих на них деталей, визначають так само, як у передачах. При складанні розрахункової схеми приймають, що деталі передають осям та валам сили та моменти посередині своєї ширини, тобто. зусилля та моменти приймають як зосереджені. При розрахунку на вигин вали, що обертаються, і осі розглядають як балки на шарнірних опорах. Для нерухомих осей окрему опору приймають як точку докладання зусиль. Вплив сили тяжіння валів (і деталей), сили тертя в опорах не враховують.

2.4. Проектний розрахунок валів.

Проектний розрахунок валів виконується на статичну міцність для попереднього визначення діаметрів. На початку розрахунку відомий тільки крутний момент T . Згинальні моменти M_z визначаються після розробки конструкції валу, коли відома його довжина. Після розробки конструкції валу визначаються місця концентрації напружень: галтелі, шпонкові канавки і т.п. Тому проектний розрахунок валу виконується з умови міцності на кручення. При цьому вплив вигину, концентрації напружень і характеру навантаження на міцність валу компенсуються зниженням напружень кручення $[\tau_{кр}]$, що допускаються.

При проектному розрахунку визначають діаметр вихідного кінця валу, який найчастіше працює лише на кручення. Умова міцності при крученні

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} = \frac{16T}{\pi d^3} \leq [\tau_{кр}], \quad (1)$$

де T – обертаючий момент;

W_p – полярний момент опору;

$[\tau_{кр}] = 15 \dots 30$ МПа – допустиме напруження кручення.

З (1) отримаємо

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}}. \quad (2)$$

Діаметри інших ділянок ступінчастого валу приймаються конструктивно за стандартним рядом. У деяких випадках використовують емпіричні залежності. Наприклад, діаметр кінця валу, що з'єднується з валом електродвигуна, приймають залежно від діаметра валу електродвигуна $d_e = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_{ел}$.

Послідовність проектного розрахунку.

Початкові дані:

1. Переданий уздовж осі валу крутний момент T .
2. Умови роботи.

Проектний розрахунок валу виконують у такій послідовності:

1. Залежно від умов роботи вибирають матеріал валу і задаються напруженням $[\tau]$, що допускається.
2. Визначають діаметр вихідного кінця валу з розрахунку міцності на кручення.
3. Проектують вал, конструктивно приймаючи діаметри ділянок валу. Діаметр кожної наступної ділянки валу дорівнює попередньому, збільшеному на 1...5 мм. Діаметри під підшипники кочення приймають так, щоб остання цифра розміру діаметра була 0 або 5. Опорні ділянки валу зазвичай приймають однакового діаметра.

Розміри ділянок валів в осьовому напрямі визначають після виконання ескізного компоновання редуктора. При цьому відстань між бічною поверхнею шестерні і внутрішньою стінкою корпусу приймають в залежності від розмірів передачі, але не менше 8-ми мм. Попередньо приймається ширина b_n підшипника та спосіб їх змащення. Відстань від торця підшипника до торця шків (зірочки) на вихідній ділянці валу потрібна для розміщення ущільнювальних пристроїв. Воно приймається залежно від виду ущільнення. При використанні пластичних мастил на відстані від торця підшипника до внутрішньої стінки корпусу розміщують мазеутримуюче кільце.

За ескізним компонованням редуктора виконується ескізна компоновка валу і складається розрахункова схема навантаження валу. При дії на вал навантажень у різних площинах їх розкладають на дві взаємно перпендикулярні площини. Якщо сили розташовані у площинах під кутом до 30° , то їх можна поєднати в одну площину. При відхиленні сил від координатних площин на кут менший 15° , їх можна поєднувати з останніми.

Контрольні питання

1. Яке призначення валів та осей?
2. За якими ознаками класифікуються вали?
3. У чому причини виходу з ладу осей та валів?
4. За якими напруженнями виконують проектний розрахунок валу і чому при цьому зменшують допустимі напруження?
5. Як складається розрахункова схема валу?

ТЕМА 16

Розрахунок валів

Зміст:

1. Розрахунок валів на складний опір.
2. Розрахунок валів на витривалість.
3. Розрахунок валів на жорсткість.

2.5. Перевірочний (уточнений) розрахунок валу

Розрахунок валу на складний опір проводиться в якості перевірконого (уточненого) на основі ескізного компоновання редуктора (валу).

Якщо на вихідному валу встановлено муфту, то внаслідок неминучої неспіввісності вал навантажується додатковою силою F_M , величина якої визначається крутним моментом T та типом муфти. Якщо тип муфти невідомий, під час розрахунку можна приблизно прийняти $F_M = (125 \dots 250) \sqrt{T}$, T – в Н·м. Найменше значення приймають для швидкохідного валу.

Реакції опор у горизонтальній площині (див. рис. 2.4).

$$\sum M_A = 0; \quad R_B^x \cdot (a + b) - F_t \cdot a - F_M \cdot c = 0.$$

Звідси

$$R_B^x = \frac{F_t \cdot a + F_M \cdot c}{a + b}.$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_A^x \cdot (a + b) - F_M \cdot (a + b + c) + F_t \cdot b = 0.$$

Звідси

$$R_A^x = \frac{F_M \cdot (a + b + c) - F_t \cdot b}{a + b}.$$

$$R_B^Y = \frac{F_r \cdot a - F_a \cdot \frac{dw}{2}}{a + b}.$$

Аналогічно:

$$R_A^Y = \frac{F_r \cdot b + F_a \cdot \frac{dw}{2}}{a + b}.$$

Перевірка: $\sum F_Y = 0$; $R_A^Y - F_r + R_B^Y = 0$.

Побудова епюр згинальних моментів.

Горизонтальна площина:

$$M_X^A = F_M \cdot c; \quad M_X^D = R_B^X \cdot b.$$

Вертикальна площина:

$$M_Y^D = R_A^Y \cdot a; \quad M_Y^{D'} = R_B^Y \cdot b.$$

Побудова сумарної епюри згинальних моментів:

$$M_3 = \sqrt{(M_X)^2 + (M_Y)^2};$$

$$M_3^D = \sqrt{(M_X^D)^2 + (M_Y^D)^2};$$

$$M_3^{D'} = \sqrt{(M_X^{D'})^2 + (M_Y^{D'})^2};$$

$$M_3^A = M_X^A.$$

Епюра еквівалентних (зведених) моментів будується на основі залежності:

$$M_{3B} = \sqrt{(M_3)^2 + (\alpha T)^2}.$$

де α – коефіцієнт, що враховує відмінність у характеристиках циклів напружень вигину та кручення. При реверсивній роботі $\alpha=1$. При нереверсивній α визначається за формулою:

$$\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]}.$$

де $[\sigma_{-1}]$ – допустиме нормальне напруження при симетричному циклі змін напружень;

$[\sigma_0]$ – допустиме нормальне напруження при нульовому циклі.

$$M_{3B}^A = \sqrt{(M_3^A)^2 + (\alpha T)^2};$$

$$M_{3B}^D = \sqrt{(M_3^D)^2 + (\alpha T)^2};$$

$$M_{3B}^C = \alpha T; \quad M_{3B}^{D'} = M_3^{D'}.$$

Перевірка діаметра валу в небезпечних перерізах:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{3B}}{0,1[\sigma_{-1}]}}. \quad (3)$$

2.6. Перевірочний розрахунок валу на витривалість.

Проводиться після вибору та перевірки підшипників та шпонок усіх шпонкових з'єднань. Полягає у перевірці коефіцієнта n запасу втомної міцності в ймовірно небезпечних перерізах, попередньо намічених відповідно до епюрами моментів сумарного згинального M_3 , крутного T та розташуванням зон концентрації напружень: шпонкових пазів, кільцевих канавок, наскрізних і глухих отворів, галтелей (плавні, округлі переходи діаметрів).

При розрахунку приймають, що напруження від згинання σ_3 змінюються за симетричним циклом, а напруження τ – від кручення за нульовим (пульсуючим) цик-

лом при нереверсивній передачі та за симетричним циклом при реверсивній передачі.

Перевірочний розрахунок валу на витривалість зводиться до визначення фактичного коефіцієнта запасу міцності, який порівнюється з допустимим

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (4)$$

де $[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності. Для довгих валів, що перевіряються на жорсткість, $[n]=1,5 \dots 1,7$; для коротких валів, що не перевіряються на жорсткість $[n]=2,5 \dots 3,0$;

n_σ ; n_τ – коефіцієнти запасу за нормальними і дотичними напруженнями, відповідно:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \sigma_a}{\beta \varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \tau_a}{\beta \varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m},$$

де σ_{-1} і τ_{-1} – границі витривалості гладких зразків при симетричних знакозмінних циклах вигину та кручення, відповідно, $\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5) \cdot \sigma_B$;

$$\tau_{-1} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_B;$$

k_σ і k_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині та крученні, що враховують вид концентратора напружень (галтелі, шпонкові канавки, пресові посадки, різьби тощо);

β – коефіцієнт впливу поверхневого зміцнення;

ε_σ і ε_τ – масштабні коефіцієнти діаметра валу (зі збільшенням діаметра ε зменшується, тобто погіршуються показники міцності валу);

σ_a і τ_a – амплітудні значення напружень;

σ_m і τ_m – середнє напруження циклу вигину та кручення;

ψ_σ і ψ_τ – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0};$$

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}.$$

Якщо коефіцієнт запасу виявляється меншим за необхідний, то опір втоми можна суттєво підвищити, застосувавши поверхневе зміцнення: азотування, поверхневе загартування струмами високої частоти, дробоструминний наклеп, обкатування роликками і т.д. При цьому можна отримати збільшення границі витривалості до 50% і більше.

2.6. Розрахунок валу на жорсткість

Розрахунок валів на жорсткість виконують у тих випадках, коли їх деформації (лінійні або кутові) істотно впливають на роботу пов'язаних з валом деталей.

Необхідна жорсткість валів при згинанні забезпечує правильну роботу зубчастих, фрикційних передач та підшипників. Розрізняють згинальну та крутильну жорсткість валу.

Прогин (y) викликає взаємний нахил коліс та збільшує концентрацію навантаження по довжині зубів, кути повороту перерізів (θ) негативно позначаються на роботі підшипників, а кути закручування валів (φ) знижують точність роботи механізмів.

Параметрами, що характеризують ступінь жорсткості валу, є: прогин валу – y ; кут нахилу поперечного перерізу – θ ; кут закручування валу – φ . Жорсткість валу забезпечується при виконанні умов: $y \leq [y]$; $\theta \leq [\theta]$; $\varphi \leq [\varphi]$.

Пружні переміщення y , що допускаються, залежать від конкретних вимог до конструкції та визначаються у кожному конкретному випадку. Так, наприклад, для циліндричних передач допустиме значення прогину – $[y] = 0,01 \cdot m$; для конічних – $[y] = 0,005 \cdot m$; для черв'ячних передач $[y] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m$. Допустимі кути повороту

поперечного перерізу: $[\theta]=0,001$ рад у підшипнику ковзання; $[\theta]=0,01$ рад – у радіальному шарикопідшипнику; $[\theta]=0,05$ рад – у сферичному шарикопідшипнику. Допустимі кути закручування: $[\varphi]=3..4$ град/м – карданні вали автомобіля; $[\varphi]=0,5$ град/м – вали редукторів та КПП; $[\varphi]=0,085$ град/м – ходові гвинти металообробних верстатів.

Прогини у та кути повороту поперечних перерізів θ визначаються методами опору матеріалів. Для простих випадків у довідниках є готові формули.

Кут закручування циліндричної ділянки валу

$$\varphi = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p},$$

де T – крутний момент;

l – довжина валу;

G – модуль зсуву;

I_p – полярний момент інерції перерізу валу.

Контрольні питання

1. Як враховується можлива невірноважена сила на муфті?
2. Як враховується реверсивність передачі у розрахунку валу?
3. Які чинники враховують для визначення запасу опору втоми валу, і за яких напружень його розраховують?
4. За якими параметрами перевіряють жорсткість валів?