

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки
Державного вищого навчального закладу
«Український державний хіміко-технологічний університет»

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни «ДЕТАЛІ МАШИН»

для здобувачів освіти спеціальностей:

133 «Галузеве машинобудування», 274 «Автомобільний транспорт»
очної та заочної форми навчання

ЗАТВЕРДЖЕНО

Головою циклової комісії
механічних дисциплін

_____ Ірина КІЛЕСА

УКЛАДАЧ:

Ірина КІЛЕСА _____

Анотація: приведено лекційний матеріал з дисципліни «Деталі машин» який направлений на закріплення, поглиблення та узагальнення теоретичних знань, з таких розділів, як механічні передачі, вали, підшипники, муфти, з'єднання деталей, а також основні критерії працездатності та розрахунку деталей машин. Наведений теоретичний матеріал достатній для вирішення конкретних інженерних задач при виконанні практичних розрахунково-графічних робіт та курсового проекту.

ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ

Деталі машин – загальноосвітня дисципліна, яка розглядає конструкції механізмів, а також питання розрахунку й конструювання машин і механізмів.

Усі машини і механізми складаються з деталей.

Деталь – частина механізму, яка виготовляється без допомоги складальних операцій з одного матеріалу.

Складальна одиниця – декілька деталей, які з'єднуються з допомогою складальних операцій для виконання спільних цілей.

Вузол – закінчена складальна одиниця, що складається з деталей загального функціонального призначення.

Машина – декілька механізмів, що служать для перетворення одного виду енергії в інший (машини-двигуни, машини-генератори) або для виконання корисної роботи (робочі машини).

ТЕМА № 1

ОСНОВНІ КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ І РОЗРАХУНКУ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

План

- 1. Навантаження в машинах**
- 2. Критерії працездатності деталей машин**
- 3. Критерії надійності деталей машин**

1. Навантаження в машинах

Навантаження в машинах розподіляються на номінальні та робочі навантаження. До номінальних відносять ті навантаження, які відповідають паспортному або розрахунковому режиму роботи, а до робочих, які діють на деталі машини в процесі експлуатації.

Навантаження на деталі машин і напруження в них, можуть бути постійними (статичними) і змінними за часом (динамічними).

Деталі, які в процесі роботи сприймають постійне навантаження у машинах майже не зустрічаються. В деяких випадках постійні просторі навантаження викликають в обертових деталях (валах) змінні напруження. Однак деякі деталі працюють із напруженнями, що мало змінюються. Їх при розрахунку можна приймати за постійні. До них відносяться деталі з великими навантаженнями від сили ваги (у транспортних і підйомно-транспортних машинах), деталі з великим початковим затягуванням (заклепки, кріпильних гвинти)

2. Критерії працездатності деталей машин

Успішна робота деталей і машин полягає в забезпеченні певних критеріїв. До них відносяться: міцність; жорсткість; зносостійкість; теплостійкість; вібростійкість.

Міцність – здатність деталей пручатися руйнуванню під дією внутрішніх напружень, виникаючих від зовнішніх навантажень.

Міцність підрозділяють на статичну, під дією постійних навантажень, динамічну й витривалість, що має місце при дії циклічних перемінних навантажень.

Статична міцність. Відповідний розрахунок виконують в тому випадку коли має місце статичне навантаження деталі і умова міцності записується у вигляді

$$\sigma < [\sigma] \text{ чи } \tau < [\tau],$$

де: σ – розрахункова величина максимальних нормальних напружень, МПа; τ – розрахункова величина максимальних дотичних напружень, МПа; $[\sigma], [\tau]$ – допустима величина, відповідно, нормальних і дотичних напружень, МПа.

Таким чином, в процесі проектування необхідно урахувати й забезпечувати такі умови роботи, щоб напруження в матеріалі деталей не перевищували допустимих.

У якості допустимих не можна призначати граничні напруження, при яких настає зміна форми (межа текучості матеріалу – σ_T) деталі, чи руйнування (межа витривалості – σ_B) матеріалу.

За допустимі напруження варто приймати напруження менші за граничні,

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\max.}}{n}$$

де n – коефіцієнт запасу.

У різних обставинах коефіцієнт запасу може бути обраний з довідкових нормативів, або обчислений з урахуванням точності визначення навантажень, однорідності матеріалу й специфічних вимог до надійності машин.

Динамічна міцність. Відповідний розрахунок виконують в тому випадку коли має місце навантаження яке виникає під дією змінної сили (особливо коли виникають удари) і умова міцності аналогічна статичній, але з урахуванням часу дії сили. В даному курсі такі фактори не розглядаються.

Витривалість (втомливість). Відповідний розрахунок виконують в тому випадку коли має місце циклічна зміна напружень.

В процесі роботи в деталях можуть виникати наступні цикли зміни напружень:

- від нульовий (пульсуючий) цикл, у якому напруження змінюються від нуля до максимуму;
- знакозмінний симетричний цикл, у якому напруження міняються від негативного до такого ж позитивного значення;
- асиметричний, знакопостійний.

Циклічне навантаження в основному проявляється в процесі обертання валів. Має місце знакозмінний симетричний цикл.

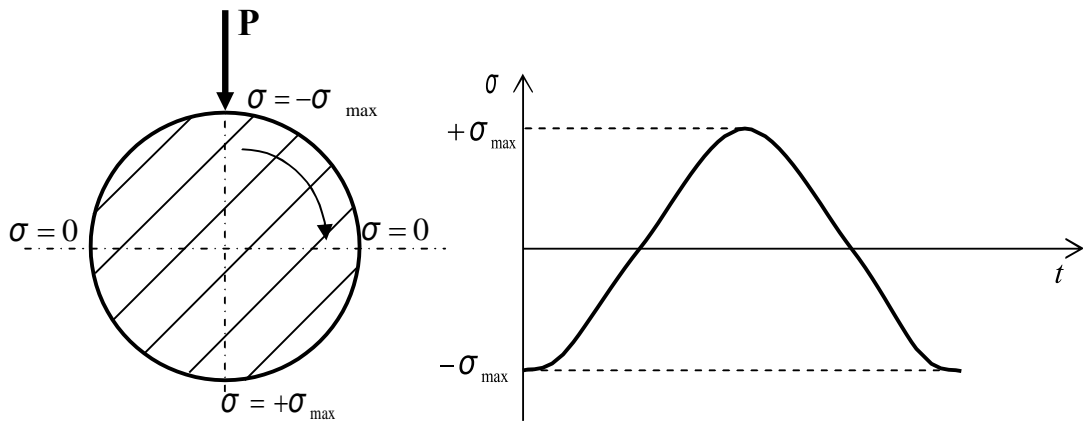


Рис. 1.1 Зміна напруженого стану матеріалу вала.

Оцінку міцності деталі (вала) здійснюють по загальному коефіцієнту міцності

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = (1,7 \dots 2,5),$$

де: n_σ – коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням; n_τ – коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням.

Коефіцієнт запасу міцності по нормальним і дотичним напруженням визначаються згідно рівнянь:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \sigma_m \psi_\sigma};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \tau_m \psi_\tau},$$

де: σ_{-1}, τ_{-1} – межа витривалості матеріалу, МПа; σ_a, τ_a – амплітудне значення нормального та дотичного напружень, МПа; σ_m, τ_m – середнє значення нормального та дотичного напружень циклу напруження, МПа; k_σ, k_τ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень; $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ – масштабний фактор; β – коефіцієнт враховуючий ступінь обробки поверхні деталі; ψ_σ, ψ_τ – коефіцієнти враховуючі вплив нормальних та дотичних напружень на втомливість матеріалу.

На міцність деталі значно впливають «концентратори напружень», тобто, зміна геометрії (шпоночні канавки, отвори, місця переходу діаметрів і т.д.), яка обумовлює різке збільшення напружень. Також

важливу роль грає в міцності стан поверхні. У випадку чистої й тонко обробленої поверхні межа втоми зростає. Тому для підвищення міцності необхідно домагатися високої чистоти поверхні, особливо поблизу концентрації напружень. Крім того необхідно враховувати ще так званий масштабний фактор, громіздкі деталі мають великий запас енергії деформації, яка спричиняє процес руйнування.

Для будь-якої деталі чи вузла механізму обов'язково виконують розрахунки на міцність.

Розрізняють проектувальні та перевірочні розрахунки.

Проектувальний розрахунок виконується, коли по очікуваним навантаженням, з урахуванням властивостей матеріалу визначаються геометричні параметри деталей.

Перевірочний розрахунок виконують, коли відомі геометричні параметри деталі й максимальні навантаження, а з урахуванням властивостей матеріалу визначаються максимальні напруження, які повинні бути менше допустимих.

Дійсний запас міцності при інженерних розрахунках визначається з урахуванням виду деформації, механічних властивостей, форми й геометричних розмірів, стану поверхні й режиму навантаження деталі.

Жорсткість – здатність тіла або конструкції пручатися утворенню деформації. Розрізняють власну жорсткість деталі, обумовлену деформаціями всього матеріалу деталі, і контактну жорсткість, яка пов'язана з деформаціями тільки поверхневих шарів матеріалу деталі в зоні контакту з іншою деталлю.

Правильний вибір співвідношення жорсткості з масою виробу обумовлює динамічну характеристику деталі й машини в цілому. Кількісно жорсткість ураховується коефіцієнтом жорсткості, що визначається відношенням силового фактора до деформації, викликаної цим силовим фактором.

Для механізму в цілому жорсткість залежить від способу з'єднання деталей, так при паралельному з'єднанні:

$$c = c_1 + c_2 ;$$

при послідовному

$$c = \frac{c_1 \times c_2}{c_1 + c_2} .$$

Жорсткість оцінюють співставленням розрахункових деформацій деталей (прогинів, кутів повороту перерізів, кутів закручування та ін.) при дії максимальних експлуатаційних навантажень з припустимими деформаціями.

Крім безпосередньо жорсткості використовується поняття твердість.

Твердість – здатність матеріалу пручатися прониканню стороннього предмета. В залежності від способу виміру розпізнають твердість по:

1. HB – твердість по Брінелю;
2. HRC – твердість по Роквелу;
3. HV – твердість по Викерсу.

Зносостійкість – це властивість матеріалу чинити опір зносу при відповідних умовах тертя, оцінюване величиною, зворотної швидкості зношування або інтенсивності зношування.

Зносостійкість залежить від складу і структури матеріалу, вихідної жорсткості, шорсткості і технології обробки деталі.

Поняття зносостійкості прямо пов'язане з поняттям зношуванням. Зношування – зміна розмірів, форми, маси або стану поверхні виробу або інструмента внаслідок руйнування (зношування) поверхневого шару деталі при терті.

Розрізняють наступні види зношування:

1. механічне, яке виникає при терті двох деталей;
2. абразивно-механічне, виникає внаслідок влучення в зону тертя абразивних часток;
3. корозійно-механічне, якщо ці частки є продуктом корозії.

В процесі експлуатації деталі розпізнають три періоди зношування: період приробляння, коли згладжуються шорсткості, відбувається адгезія металу, самозагартування; період нормальної експлуатації виробу з поступовим його зношуванням; період катастрофічного зношування, коли деталь уже не може експлуатуватися внаслідок неприпустимого фізичного зношування.

Для підвищення зносостійкості в техніці використовують наступні методи: раціональний підбор матеріалів пар тертя, таким чином, щоб швидше зношувалася більше дешева деталь; забезпечення оптимального режиму змащення; застосування різних методів термообробки.

Теплостійкість – здатність вузла чи механізму працювати в заданому температурному режимі протягом заданого терміну служби.

Для забезпечення теплостійкості необхідно щоб при роботі машини виділювана кількість тепла не перевищувало кількість тепла, що відводиться.

Наслідками порушення теплостійкості можуть бути: зниження міцності матеріалу й поява повзучості; зниження захищаючої здатності масляних плівок, а отже, збільшення зношування деталей; зміна зазорів у сполучених деталях, що обумовлює заклинювання.

Звичайно, розрахунки на теплостійкість зводяться до визначення теплового балансу виробу. Якщо тепловий баланс не виконується, то назначають різні варіанти охолодження механізму (збільшують площу

тепловіддачі, застосовують примусове повітряне чи рідинне охолодження).

Вібростійкість – здатність конструкцій працювати в потрібному діапазоні режимів коливань без появи неприпустимих частот коливань.

У зв'язку з підвищенням швидкостей машин явища коливань стають небезпечними і тому розрахунок на вібростійкість є актуальною.

Основне розповсюдження в машинах має:

- вимушені коливання, які виникають в наслідок дії періодичних зовнішніх сил (не зрівноважування деталей, що здійснюють обертальний рух, зміни сили в компресорах і т.п.);

- автоколивання, які виникають внаслідок збуджуючої сили визвано самими коливаннями (фрикційні автоколивання, визвано зниженням сил тертя з зростом швидкості).

3. Критерії надійності деталей машин

Надійність деталей машин суттєво залежить від того, наскільки близько режим роботи деталей по напруженням, швидкостям і температурам до граничних, тобто від запасів по основним критеріям працездатності.

Надійність – властивість виробу виконувати в деякий період часу свої функції, зберігаючи експлуатаційні показники. Надійність виробів обумовлюється їх безвідмовністю, довговічністю, ремонтопридатністю та здатністю зберігатися.

Безвідмовність – властивість зберігати працездатність за період заданого терміну роботи без вимушених переривів.

Довговічність – властивість виробу зберігати працездатність до граничного стану з необхідними параметрами для ремонту і технологічного обслуговування.

Ремонтпридатність – придатність виробу до попередження, знаходження та усунення відказів та несправностей способом проведення технічного обслуговування і ремонту.

Здатність зберігатися – властивість виробу зберігати відповідні експлуатаційні показники після встановленого терміну зберігання і транспортування.

Контрольні питання до теми №1

1. Основні поняття (деталь, складальна одиниця, вузол, машина)
2. Які існують машини?
3. Які види деформацій сприймають деталі?
4. Основні критерії працездатності деталей.

5. *Основні критерії працездатності виробів.*
6. *Що таке міцність деталі?*
7. *Що таке втомливість матеріалу (критерій)?*
8. *Надійність і чим вона обумовлюється?*

ТЕМА 2

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

План

1. Механічні передачі.

2. Зубчасті передачі.

Робочі машини приводяться в рух двигунами (в основному електродвигуни). Вони характеризуються високою швидкохідністю і мають незначну величину крутного моменту. Тому виникає необхідність узгодження режимів роботи двигуна й виконавчого органу машини. Для цього і використовуються механічні передачі.

Механічними передачами або просто передачами називаються механізми, які перетворюють кінематичні і силові параметри двигуна та передають їх до виконавчих органів машини.

Таким чином, загальний схема приводу має вигляд

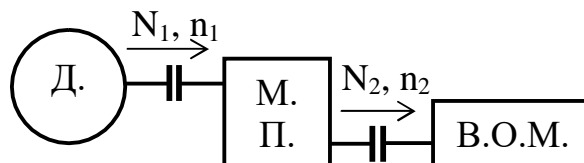


Рис. 2.1 Схема приводу

Отже, пристрій, що служить для передачі потужності $N, \text{кВт}$ від двигуна (Д.) до виконавчих органів машини (В.О.М.) називають механічними передачами (М.П.).

В залежності від того який принцип закладено в основу передачі руху механічні передачі розподіляють на дві групи:

- передачі зачепленням (зубчасті, черв'ячні, гвинтові, ланцюгові);
- передачі тертям (фрикційні і пасові).

Основними параметрами, які характеризують передачі є потужність $N, \text{кВт}$ та швидкохідність, яка може бути виражена частотою обертання валу $n, \text{хвл}^{-1}$ чи кутовою швидкістю, $1/\text{с}$. Відповідних характеристик мінімально необхідно і достатньо для проведення проектувального розрахунку будь-якої передачі.

До похідних характеристик передач відносять:

- коефіцієнт корисної дії (ККД)

$$\eta = \frac{N_2}{N_1};$$

- передаточне відношення (число)

$$i(u) = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Передачі в яких $u > 1$ називають силовими (редуктори). Вони

характеризуються збільшенням обертового моменту в u раз і відповідно зменшенням швидкохідності в u раз.

Передачі в яких $u < 1$ називають мультиплікатори. Вони характеризуються збільшенням швидкохідності в u раз і відповідно зменшенням обертового моменту в u раз.

Зубчасті передачі. Принцип дії зубчастих передач оснований на зачепленні пари зубчастих коліс. Дані передачі найбільш поширені на практиці.

Класифікація зубчастих передач.

1. По розташуванню осей валів:
 - з паралельними осями (з циліндричними колесами зовнішнього та внутрішнього зачеплення);
 - з осями, що перетинаються (з конічними колесами);
 - з осями, що перехрещуються в просторі (черв'ячні, циліндричні гвинтові, конічні геліодні).
2. По розташуванню зубів на вінці колеса:
 - прямозубі;
 - косозубі (шевроні).
3. По формі профілю зуба:
 - евольвентні;
 - кругові (передачі Новікова).
4. По класу точності:
 - 1 – 3 класу точності (високоточні прилади);
 - 3 – 10 класу точності (загальне машинобудування);
 - 10 – 12 класу точності (важке машинобудування)
5. По кількості ступенів:
 - одноступеневі;
 - двох і багатоступінчасті (загальне передаточне відношення таких передач визначається, як добуток передаточних відношень кожної з ступенів).
6. По швидкісним характеристикам:
 - мало швидкісні (окружні швидкості до 3 м/с);
 - середньо швидкісні (окружні швидкості від 3 до 10 м/с);
 - високошвидкісні (окружні швидкості від 10 м/с).
7. По конструктивному виконанню діляться на:
 - закриті (зубчасті колеса знаходяться в корпусі редуктора);
 - напіввідкриті;
 - відкриті.

Основні переваги зубчастих передач:

Можливість передавати високі обертальні моменти при невеликих габаритах;

1. Високий ККД (у закритих передачах 0,97 – 0,99);
2. Можливість передачі великих потужностей (до декількох тисяч кВт);

3. Можливість одержання значних передаточних чисел (до кількох сотень) та його постійність;
4. Високий ступінь стандартизації деталей та вузлів передач.

До основних недоліків можна віднести:

1. Підвищені вимоги до точності виготовлення й монтажу;
2. Висока жорсткість валів і коліс, що не дозволяє компенсувати навантаження динамічного характеру;
3. Наявність шуму при роботі та необхідність організації змащування.

Тема № 2

ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

План

1. Типи циліндричних передач.
2. Геометричні параметри прямозубого зачеплення.
3. Особливості геометрії косозубих передач.

1. Типи циліндричних передач

Циліндричні передачі передають обертальний момент між паралельними валами і розподіляються на передачі зовнішнього та внутрішнього зачеплення. В залежності від розташування зубів передачі розподіляють на прямозубі, косозубі та шевронні.



Рис. 2.1 Типи циліндричних передач

Прямозубі колеса застосовують при невисоких і середніх швидкостях, коли динамічні навантаження від неточності виготовлення невеликі, у планетарних, відкритих передачах, а також при необхідності осьового переміщення коліс.

Косозубі колеса мають більшу плавність ходу й застосовуються для відповідальних механізмів при середніх і високих швидкостях, але мають осьову силу в зачепленні, що вимагає посилення опорних вузлів передачі.

Шевронні колеса мають достоїнства косозубих коліс плюс урівноважені осьові сили, що дає можливість передавати значні обертальні моменти при невеликих габаритних розмірах передачі.

Кутові швидкості зовнішнього зачеплення направлені в протилежну сторону, а внутрішнього зачеплення – співпадають.

2. Геометричні параметри прямозубого зачеплення

Розглянемо прямозубу циліндричну передачу з евольвентним профілем зубів виготовлену без зміщення (рис.2.2).

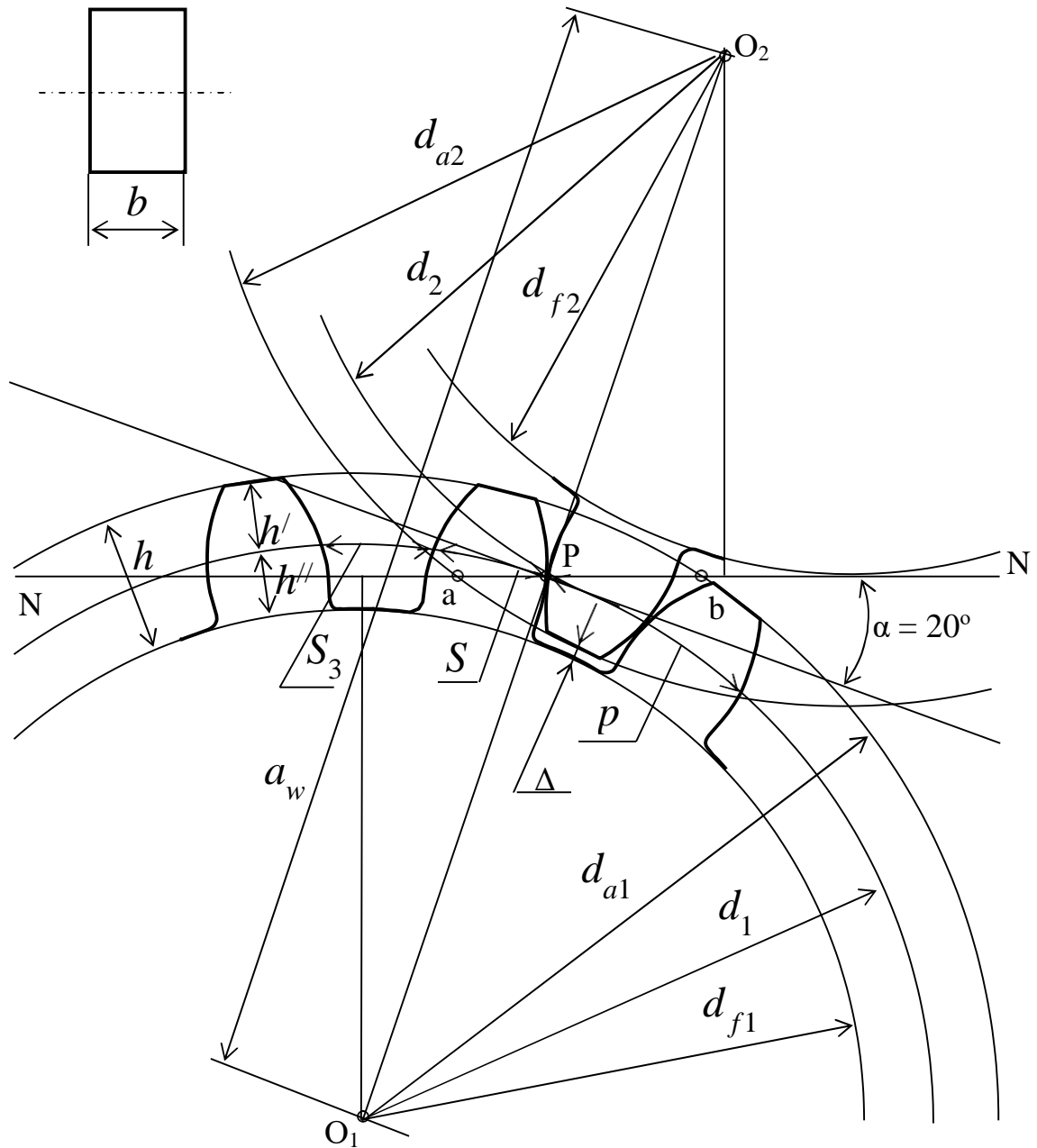


Рис. 2.2 Геометричні параметри прямозубого зачеплення

Менше із пари зубчатих коліс називають шестернею, а більше – колесом. Термін «зубчате колесо» являється загальним. Всі параметри, що мають відношення до шестерні позначаються індексом – 1, а до колеса – 2. Основною геометричною характеристикою є модуль зачеплення – m , мм. Величина модуля зачеплення вибирається згідно стандарту.

Z_1, Z_2 – число зубів шестерні і колеса, відповідно. Мінімальне число зубів шестерні приймають не менше ніж 17 штук. В противному випадку буде мати місце підрізання зубів в процесі їх виготовлення.

h' = m – висота головки зуба.

h'' = $1,25m$ – висота ніжки зуба.

h = $2,5m$ – висота зуба.

$d_1 = mZ_1$ – ділительний діаметр шестерні

$d_2 = mZ_2$ – ділительний діаметр колеса.

$d_{a1} = d_1 + 2m$ – діаметр вершин зубів шестерні.

$d_{a2} = d_2 + 2m$ – діаметр вершин зубів колеса.

$d_{f1} = d_1 - 2,5m$ – діаметр западин зубів шестерні.

$d_{f2} = d_2 - 2,5m$ – діаметр западин зубів колеса.

$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$ – міжосьова відстань.

$p = \pi m$ – крок зачеплення, відстань по ділительному колі між однойменними робочими профілями зубів.

$S = 1/2 p$ – товщина зуба по ділительному колі.

$S_3 = 1/2 p$ – ширина западини по ділительному колі.

Δ – радіальний зазор.

α – кут зачеплення. В основному кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$.

b – ширина вінця зубчатого колеса.

$N - N$ – лінія передачі руху.

(ab) – довжина активної лінії зачеплення.

P – полюс зачеплення.

3. Особливості геометрії косозубих передач

Косозубими називають колеса в яких зубці розташовані під деяким кутом β відносно осі обертання колеса. Із збільшенням кута нахилу зуба збільшується довжина лінії контакту, а також збільшується кількість пар зубів в зоні перекриття, що підвищує швидкісні характеристики передачі і можливість передавати значні навантаження. Але при цьому пропорційно тангенсу цього самого кута збільшується осьова складова навантаження. Тому цей кут обмежують в межах 8 – 15 градусів.

У разі передачі великої потужності при великому числі оборотів застосовують шевронні колеса. По суті, це здвоєні косозубі колеса із стрічним нахилом зубів. Вони виконуються з суцільним шевроном (збільшення навантажувальної здатності на 20...30%, але складність виготовлення у зв'язку із застосуванням спеціального зубонорізного інструменту) і з розрізним шевроном.

Геометричні параметри косозубих і шевронних коліс вимірюються в двох площинах. В площині $(n-n)$ нормального перетину, яка перпендикулярна зубу і в площині $(t-t)$ перпендикулярної осі обертання колеса.

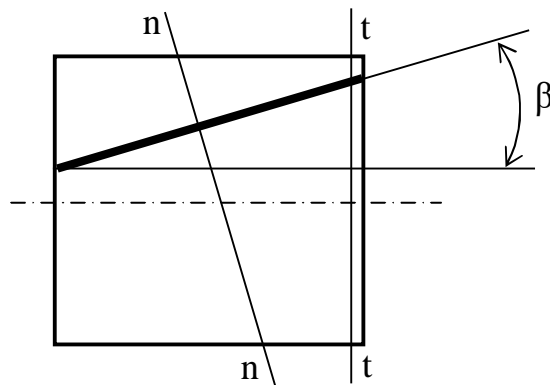


Рис. 2.3 Особливості геометрії косозубих коліс

Профіль косоного зуба в нормальному перетині еквівалентний профілю прямозубого колеса. Тому при розрахунках використовують поняття еквівалентне прямозубе колесо, колесо в якому форма зуба еквівалентна формі косоного зуба в перетині $(n-n)$. Діаметр еквівалентного колеса та число його зубів визначають рівнянням

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta},$$

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}.$$

В торцевому перетині $(t-t)$ параметри косоного зуба змінюються в залежності від β .

Геометричні параметри визначаються співвідношенням:

окружний крок в торцевому перетині $p_t = p_n / \cos \beta$;

окружний модуль в торцевому перетині $m_t = m_n / \cos \beta$;

ділительний діаметр $d = m_t Z = m_n Z / \cos \beta$.

Де: p_n, m_n – крок і модуль в нормальному перетині.

Інші геометричні параметри визначаються аналогічно прямозубій передачі.

Передаточне число передачі визначають рівнянням

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Контрольні питання до теми № 2

- 1. Класифікація зубчастих передач.*
- 2. Типи циліндричних передач.*
- 3. Як направлені кутові швидкості коліс зовнішнього зачеплення?*
- 4. Як визначити ділительний діаметр зубчатого колеса?*
- 5. Які діаметри характеризують зачеплення?*
- 6. Чому дорівнює міжосьова відстань?*
- 7. Основні особливості геометрії косозубих передач.*

Тема № 3

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

План

1. Основні види руйнування зубів коліс.
2. Контактні напруження.
3. Визначення зусиль в зачепленні прямозубої передачі.
4. Розрахунок зубів по контактним напруженням
5. Розрахунок зубів напруженням згину.
6. Особливості розрахунку косозубих передач.

1. Основні види руйнування зубів коліс

Згідно експлуатаційним дослідженням до найбільш частих поломок при роботі передач відноситься: викришування, абразивне зношування й заїдання поверхонь зубів, а також злам зуба. Викришування, абразивне зношування й заїдання обумовлені поверхневою міцністю, а злам – об'ємною міцністю зубів.

Викришування – найбільш серйозний і розповсюджений дефект навіть для закритих добре змащених й захищених від забруднення передач. На робочих поверхнях з'являються невеликі поглиблення, які потім перетворюються в раковини, що приводить до підвищення контактного тиску й порушення роботи передачі. Викрашування носить характер втоми і викликане контактними напруженнями. Для запобігання викришування необхідно підвищувати твердості матеріалу термообробкою або підвищувати ступені точності передачі, а також правильно призначати розміри з розрахунку на утому по контактних напруженнях.

Абразивне зношування є основною причиною виходу з ладу передач при поганому змащенні. Це, у першу чергу, відкриті передачі, а також закриті, що перебувають у запиленому середовищі. В наслідок абразивного зношування підвищуються зазори в зачепленні, підсилюються шум, вібрація, динамічні перевантаження, змінюється форма зуба, зменшуються розміри поперечного перерізу, а значить і міцність зуба. Заходи попередження зношування полягають в підвищенні твердості поверхні зубів, захисту від забруднення, застосування спеціальних мастил.

Заїдання відбувається у високонавантажених і високошвидкісних передачах. У місці контакту зубів виникає підвищена температура, що приводить до молекулярного зчеплення металу з наступним відривом. Вирвані частки потім дряпають поверхні тертя. Звичайно заїдання відбуваються внаслідок видавлювання масляної плівки між зубів при спільній дії високих тисків і швидкостей. Заходи попередження аналогічні, що й при абразивному зношуванні.

Злам зуба – явище, що зустрічається рідше, але є не менш небезпечний вид поломок, пов'язаний з напругами вигину. Злам зуба може привести до досить тяжких наслідків аж до руйнування валів і підшипників, а іноді й усього механізму. Для попередження зламу проводиться розрахунок зуба по напруженнях вигину.

3.1 Контактні напруження

Контактні напруження виникають в місці дотику двох тіл в тих випадках, коли розміри площадки дотику малі порівняно до розмірів тіл. В зв'язку з тим, що контактні напруження обумовлюють основні види руйнування робочих поверхонь зубів, основним розрахунком є розрахунок на міцність по контактним напруженням. Математичною моделлю для визначення величини контактних напружень в евольвентних профілях зубів є стискання двох циліндрів. Відповідна модель може врахувати, як зовнішнє зачеплення так і внутрішнє (циліндр в циліндрі, внутрішній контакт).

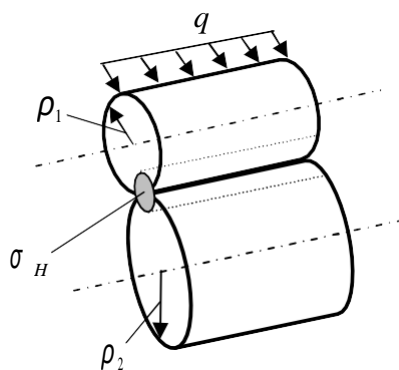


Рис. 3.1 Математична модель. Позначення: q – питоме погонне навантаження, яке обумовлює стискання циліндрів; ρ_1, ρ_2 – радіуси кривизни циліндрів; σ_H – контактні напруження.

Згідно математичній моделі величина контактних напружень в першому наближенні визначається рівнянням Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E_{np} q}{\rho_{np}}}, \quad (3.1)$$

де: E_{np} – приведений модуль пружності матеріалів циліндрів;
 ρ_{np} – приведений радіус кривизни циліндрів.

Якщо циліндри виготовлені з різних матеріалів то величина приведенного модуля пружності визначається рівнянням

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

а приведений радіус кривизни

$$\rho_{np} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}.$$

Знак + відповідає зовнішньому контакту, знак – внутрішньому контакту.

3.2 Визначення зусиль в зачепленні прямозубої передачі

В процесі передачі обертального моменту T_1 від першого колеса до другого в зоні зачеплення виникає сила нормального тиску F_n , яка завжди направлена по нормалі ($N - N$) до евольвентних профілів зубів.

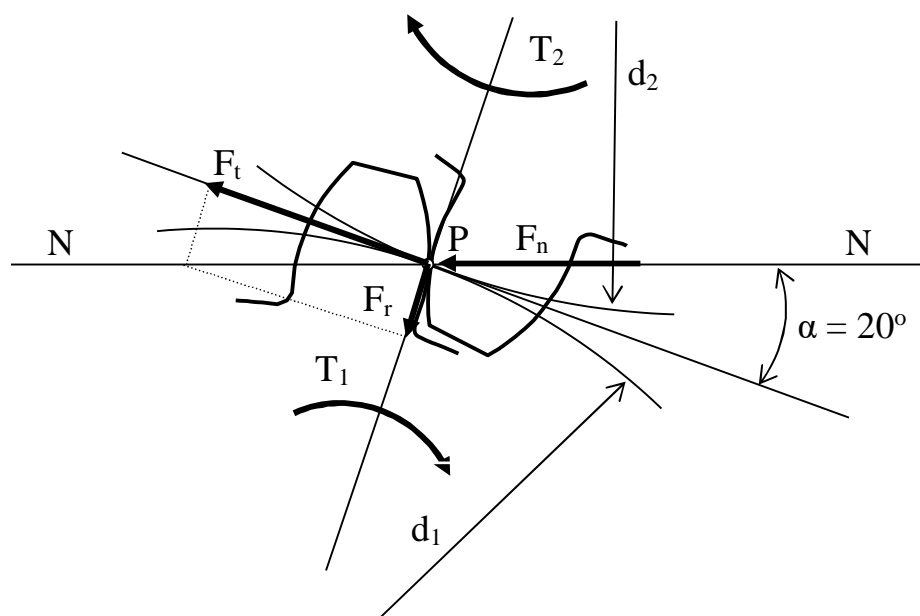


Рис. 3.2 Зусилля в зачепленні прямозубої передачі

Розкладемо силу нормального тиску на дві складові: окружну силу F_t , яка направлена по дотичній до ділительного кола зубчатого колеса; радіальну силу F_r , яка направлена по радіусу до центру обертання зубчатого колеса.

Розглянемо рівновагу першого колеса відносно центру його обертання у вигляді суми моментів всіх сил

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

звідки знаходимо величину окружної сили

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Величину радіальної сили визначаємо з відповідного силового трикутника

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

Враховуючи, що в зоні зачеплення має місце рівновага то на друге колесо діють відповідні сили за модулем, але направлені в протилежну сторону.

3.3 Розрахунок зубів по контактним напруженням

Розв'язуючи рівняння (3.1) з урахуванням геометричних та силових характеристик прямозубої передачі отримуємо формулу для розрахунку величини контактних напружень навколо полюсної зони, де відповідні напруження максимальні.

Величину питомого погонного навантаження визначаємо рівнянням

$$q = \frac{F_n K_H}{b},$$

де: $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт враховуючий нерівномірність розподілення навантаження по довжині зуба; $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт враховуючий нерівномірність розподілення навантаження між зубцями; K_{HV} – коефіцієнт динамічності.

Враховуючи, що

$$F_n = F_t / \cos \alpha,$$

а також

$$F_t = 2T_1 / d_1$$

відповідно отримаємо

$$q = \frac{F K_{Ht}}{b \cos \alpha} = \frac{2T_1 K_H}{d_1 b \cos \alpha}.$$

Радіуси кривизни першої та другої евольвенти в навколо полюсної зони визначаються рівняннями

$$\rho_1 = \frac{1}{2} d_1 \sin \alpha$$

$$\rho_{21} = \frac{1}{2} d_2 \sin \alpha.$$

Приведений радіус кривизни в рівнянні (3.1) буде мати вигляд

$$\rho_{np} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \pm \frac{2}{d_2 \sin \alpha} = \frac{2}{d^1 \sin \alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right).$$

Підставивши відповідні параметри в рівняння (3.1) отримуємо формулу для розрахунку величини контактних напружень у вигляді умови міцності

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_1^2 b \sin 2\alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (3.2)$$

знак + відповідає зовнішньому зачепленні коліс, а знак – внутрішньому.

Розв'язуючи рівняння (3.2) відносно міжосьової відстані з урахуванням, що

$$T_1 = T_2 / u,$$

$$d_1 = 2a_w / (u \pm 1)$$

і вводимо коефіцієнт ширини вінця зубчатого колеса по міжосьовій відстані

$$\Psi_{ba} = b / a_w,$$

а також коефіцієнт ширини вінця зубчатого колеса по ділильному діаметру

$$\Psi_{bd} = b / d = 0,5 \Psi_{ba} (u \pm 1)$$

отримаємо рівняння для розрахунку a_w

$$a_w = 0,85 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}}. \quad (3.3)$$

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ залежить від Ψ_{db} , твердості зубів і розташування зубчастих коліс відносно опор. Величину коефіцієнта Ψ_{ba} приймають:

- для прямозубих передач $\Psi_{ba} = 0,125 \div 0,25$;
- для косозубих передач $\Psi_{ba} = 0,25 \div 0,50$;
- для шевронних передач $\Psi_{ba} = 0,5 \div 1,0$.

Рівняння (3.3) використовують в проектувальних розрахунках, так як габаритні розміри передачі визначаються величиною міжосьової відстані.

3.4 Розрахунок зубів по напруженням згину

Зуб представляють як консольну балку змінного перерізу, навантажену окружною й радіальною силами. Окружна сила прагне зігнути зуб, викликаючи максимальні напруження згину в небезпечному кореневому перерізі, а радіальна сила стискає зуб (рис. 3.3).

Згідно розрахункової схеми окружна сила обумовлює виникненню згинаючих напружень в кореневому перетині зуба, а радіальна сила обумовлює стискання. Таким чином величина напружень в кореневому перетині зуба визначається, сума напружень згинання та стискання

$$\sigma_F = \frac{F_t l}{W} - \frac{F_r}{S}, \quad (3.4)$$

де: W – момент опору кореневого перетину зуба згинанню; S – площа кореневого перетину зуба.

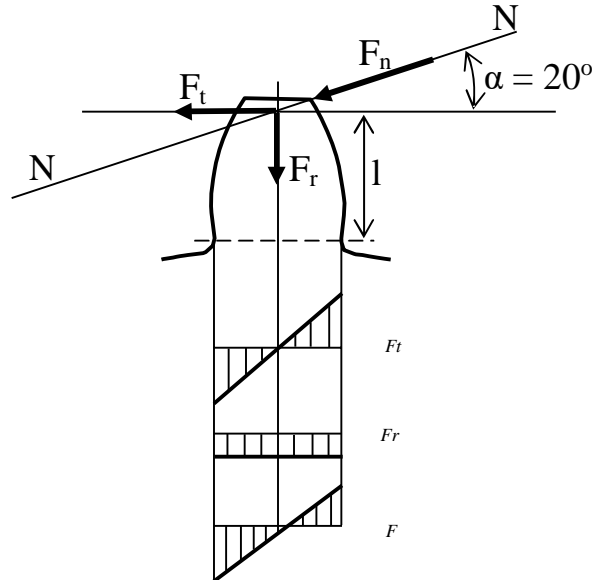


Рис. 3.3 Розрахункова схема

Розв'язуючи рівняння (3.4) з урахуванням геометричних та силових характеристик прямозубої циліндричної передачі отримаємо рівняння для визначення величини згинаючих напружень у вигляді умови міцності

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m} \leq [\sigma_F] \quad (3.5)$$

де: $K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FV}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження (фізичний зміст складових коефіцієнтів аналогічний пункту 3.4); Y_F – коефіцієнт форми зуба.

Рівняння (3.5) використовують тільки в перевірочних розрахунках.

3.5 Особливості розрахунку косозубих передач

Визначення зусиль в зачепленні. Розкладемо силу нормального тиску на три складові: окружну силу F_t , яка направлена по дотичній до ділильного кола зубчатого колеса; радіальну силу F_r , яка направлена по радіусу до центру обертання зубчатого колеса; осьову силу F_a , яка направлена паралельно осі обертання валу (рис. 3.4 а).

З рівняння рівноваги зубчатого колеса відносно центру його обертання знаходимо величину окружної сили

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

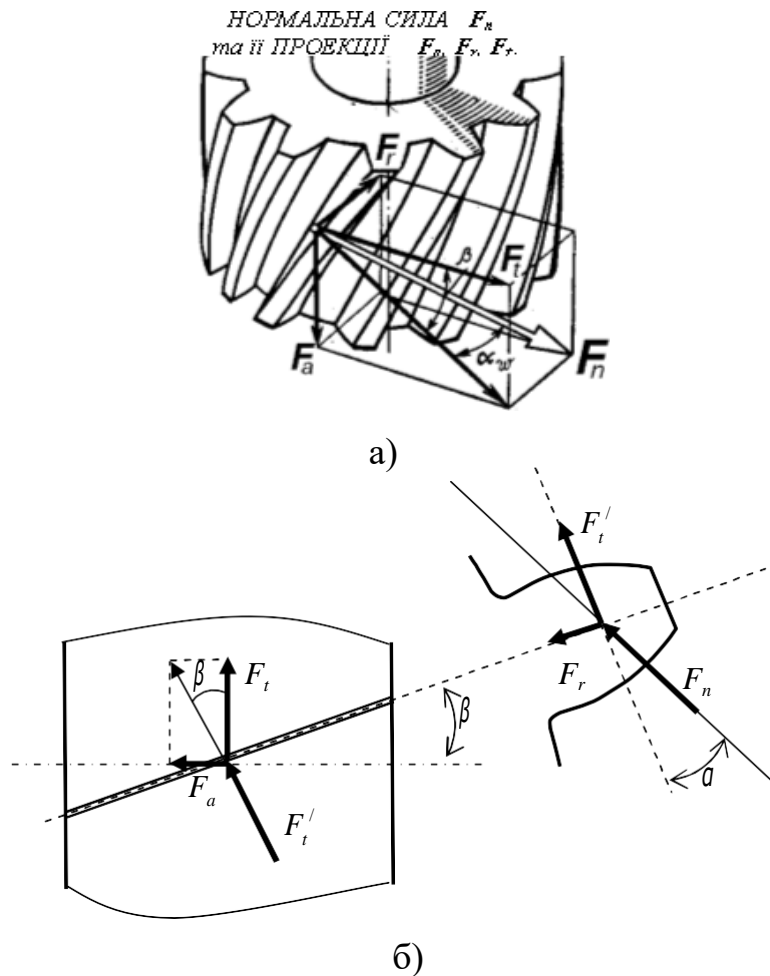


Рис. 3.4 Зусилля в зачепленні косозубого колеса

Величину радіальної та осьової сили визначаємо з відповідних силових трикутників (рис. 3.4 б)

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta ;$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta .$$

Розрахунок на міцність по контактним напруженням. Розв'язуючи рівняння (3.1) з урахуванням геометричних та силових характеристик косозубої циліндричної передачі отримаємо рівняння для визначення величини контактних напружень у вигляді умови міцності

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_1^2 b \sin 2\alpha} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (3.6)$$

де $Z_{H\beta}$ – коефіцієнт підвищеної міцності косозубих передач по контактним напруженням.

Розв'язуючи рівняння (3.6) відносно міжосьової відстані з урахуванням, що

$$\begin{aligned} Z_{H\beta} &\approx 0,85, \\ T_1 &= T_2 / u, \\ d_1 &= 2a_w / (u \pm 1), \\ \psi_{ba} &= b / a_w, \end{aligned}$$

а також

$$\psi_{bd} = b / d = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1)$$

отримаємо рівняння для розрахунку a_w

$$a_w = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (3.7)$$

Рівняння (3.7) використовують в проектувальних розрахунках.

Розрахунок на міцність по напруженням згинання. Розв'язуючи рівняння (3.4) з урахуванням геометричних та силових характеристик косозубої циліндричної передачі отримаємо рівняння для визначення величини напружень згинань у вигляді умови міцності

$$\sigma_F = \frac{F_t Z_{F\beta} K_F Y_F Y_\beta}{b m_n} \leq [\sigma_F], \quad (3.8)$$

де: $Z_{F\beta}$ – коефіцієнт підвищеної міцності косозубих передач по напруженням згинання; m_n – модуль в нормальному перетині; Y_β – коефіцієнт враховуючий похибку спрощеної розрахункової схеми.

Рівняння (3.8) використовують тільки в перевірочних розрахунках.

Практичні рекомендації. В тих випадках коли при використанні рівняння (3.2), (3.5), (3.6) та (3.8) умови міцності не виконуються то можливі наступні (найбільш поширені) варіанти вирішення проблеми:

- призначення відповідного термічного гартування сталі з метою збільшення твердості зубів, а відповідно і величини допустимих напружень;
- вибір іншого матеріалу для виготовлення зубчастих коліс;
- зміна величини ширини вінця зубчастих коліс.

Контрольні питання до теми № 3

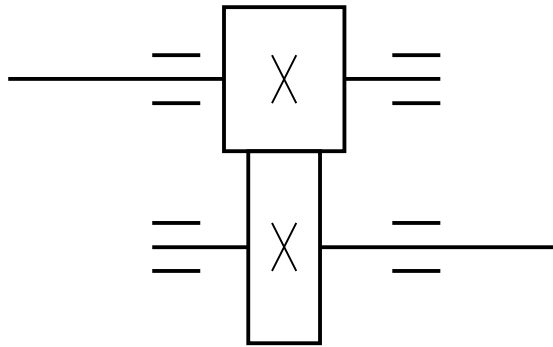
1. Основні види руйнування зубів?
2. Що таке контактні напруження?
3. Формула Герца.
4. Зусилля в зачепленні прямозубої передачі.
5. Визначення величини контактних напружень.
6. Розрахунок напружень згинання.

7. Зусилля в зачеплені косозубих передач.
8. В чому особливість розрахунку косозубих передач?
9. Чим обумовлена підвищена міцність косозубих коліс?

Приклад розрахунку зубчастих передач

Розрахувати одноступінчасту циліндричну передачу з косим зубом

Схема передачі



Параметри передачі:

1. Потужність електродвигуна $N = 30,0$ кВт;
2. Частота обертання валу електродвигуна $n = 720$ хв $^{-1}$;
3. Передаточне відношення передачі $u = 2,24$;

1. Кінематичний розрахунок передачі

Визначаємо частоту обертання та кутову швидкість валів передачі:
частота обертання бистрохідного валу

$$n_1 = n,$$

$$n = 720 \text{ хв}^{-1};$$

кутова швидкість бистрохідного валу

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30},$$

$$\omega_1 = 75 \text{ 1/с};$$

частота обертання тихохідного валу

$$n_2 = \frac{n_1}{u},$$

$$n_2 = 720/2,24 = 321 \text{ хв}^{-1};$$

кутова швидкість тихохідного валу

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u},$$

$$\omega_2 = 33,5 \text{ 1/с.}$$

Визначаємо величину обертальних моментів на валах передачі:
обертальний момент швидкохідного валу

$$T_1 = \frac{N}{\omega_1},$$

$$T_1 = 30000/75=400 \text{ Н}\times\text{м};$$

обертальний момент тихохідного валу

$$T_2 = T_1 \times u,$$

$$T_2 = 400 \times 2,24=896 \text{ Н}\times\text{м.}$$

2. Розрахунок зубчастої передачі

2.1 Вибір матеріалу зубчастих коліс

Вибираємо матеріал з середніми механічними властивостями. Згідно [1] для шестерні вибираємо матеріал сталь 40Х, термообробка – поліпшення, НВ 269...302; для колеса сталь 40Х, термообробка – поліпшення, НВ 235...262.

Механічні характеристики сталі 40Х

Назва	Позначення	шестерня	колесо
Межа текучості	σ_T , МПа	690	540
Межа міцності	σ_B , МПа	930	830
Одиниці твердості	НВ	270	245

2.2 Визначаємо допустимі контактні напруження та напруження згину

Визначаємо допустимі контактні напруження.

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \times K_{HL}}{[n_H]},$$

де: $\sigma_{H \text{ lim}}$ – межа контактної витривалості, МПа; K_{HL} – коефіцієнт довговічності; $[n_H]$ – коефіцієнт запасу міцності.

Згідно [1] маємо

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 2HB + 70, \quad \sigma_{H \text{ lim}} = 560 \text{ МПа}, \quad K_{HL} = 1, \quad [n_H] = 1,15$$

$$[\sigma_H] = 560/1,15=487 \text{ МПа.}$$

Визначаємо допустимі напруження згину

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{[n_F]},$$

де: $\sigma_{F \text{ lim}}$ – межа витривалості матеріалу, МПа; $[n_F] = [n_{F1}] \times [n_{F2}]$ – коефіцієнт запасу міцності. $[n_{F1}]$ – враховує неоднорідність властивостей матеріалу; $[n_{F2}]$ – враховує спосіб отримання заготовки зубчастих коліс.

Згідно [1] маємо

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 1,8HB, \quad [n_{F1}] = 1,75, \quad [n_{F2}] = 1.$$

$$\sigma_{F1 \text{ lim}} = 1,8 \times 270 = 486 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F2 \text{ lim}} = 1,8 \times 245 = 440 \text{ МПа},$$

$$[n_F] = 1,75 \times 1 = 1,75.$$

Допустимі напруження згину для шестерні і колеса:

$$[\sigma_{F1}] = 278 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_{F2}] = 250 \text{ МПа}.$$

2.3 Визначаємо геометричні параметри передачі

Визначаємо міжосьову відстань з умови контактної витривалості поверхні зубців

$$a_w = (u+1)^3 \sqrt{\frac{(270)^2 T_2 K_{H\beta}}{([\sigma_H]) u^2 \psi_{ba}}},$$

де: $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність роз приділення напружень по ширині вінця зубчастого колеса; ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця колеса по міжосьовій відстані.

Згідно [1] маємо $K_{H\beta} = 1,15$, $\psi_{ba} = 0,4$.

Міжосьова відстань

$$a_w = (2,24 + 1)^3 \sqrt{\frac{(270)^2 \cdot 896000 \times 1,15}{487 \cdot 2,24 \times 0,4}} = 175,8 \text{ мм}.$$

Згідно стандарту приймаємо $a_w = 200$ мм.

Визначаємо нормальний модуль зачеплення

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_w,$$

$$m_n = (0,01 \div 0,02) 200 = 2 \dots 4 \text{ мм}.$$

Згідно стандарту приймаємо $m_n = 2,0$ мм.

Приймаємо попередньо кут нахилу зуба $\beta = 10^\circ$ і визначаємо кількість зубів шестерні та колеса

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u+1)m_n},$$

$$z_1 = \frac{2 \times 200 \times 0,9848}{(2,24 + 1)2} = 60,8.$$

Приймаємо $z_1 = 60$,
і відповідно

$$z_2 = u \times z_1,$$

$$z_2 = 2,24 \times 60 = 134.$$

Уточнюємо кут нахилу зуба

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w},$$

$$\cos \beta = \frac{(60 + 134)2}{2 \times 200} = 0,97,$$

відповідно $\beta = 14^\circ$.

Визначаємо основні геометричні параметри шестерні та колеса:
ділильні діаметри

$$d = \frac{m_n z}{\cos \beta},$$

$$d_1 = \frac{2 \times 60}{0,97} = 123,7 \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{2 \times 134}{0,97} = 276,3 \text{ мм};$$

діаметри вершин зубів

$$d_a = d + 2m_n,$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times m_n = 127,7 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times m_n = 280,3 \text{ мм};$$

діаметр западин зубів

$$d_f = d - 2,5m_n,$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \times m_n = 118,7 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \times m_n = 271,3 \text{ мм}.$$

Перевірка правильності розрахунку:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2},$$

$$a_w = \frac{123,7 + 276,3}{2} = 200 \text{ мм}.$$

Фактичне передаточне відношення

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{134}{60} = 2,233.$$

Визначаємо ширину колеса і шестерні

$$b_2 = \psi_{ba} a_w,$$

$$b_2 = 0,4 \times 200 = 80 \text{ мм},$$

Приймаємо

$$b_2 = 80 \text{ мм},$$

$$b_1 = b_2 + (3 \div 5) \text{ мм} = 85 \text{ мм}.$$

Визначаємо окружну швидкість колеса і назначаємо ступінь точності передачі

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

$$V = \frac{75 \times 123,7}{2 \times 10^3} = 4,64 \text{ м/с},$$

згідно [1] приймаємо ступінь точності – 8.

2.4 Перевірка зубів на витривалість по контактним напруженням.

Визначаємо розрахункові контактні напруження

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}},$$

де: $K_H = K_{H\beta} K_{Ha} K_{Hv}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження, $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність роз приділення напружень по ширині вінця зубчастого колеса; K_{Ha} – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілення навантаження між зубцями, K_{Hv} – коефіцієнт динамічності.

Згідно [1] маємо $K_{H\beta} = 1,05$, $K_{Ha} = 1,09$, $K_{Hv} = 1,0$, відповідно

$$K_H = 1,05 \times 1,09 \times 1,0 = 1,2.$$

Таким чином

$$\sigma_H = \frac{270}{200} \sqrt{\frac{896000 \times 1,2(2,24+1)^3}{80 \times 2,24^2}} = 407 \text{ МПа} < 487 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

Визначаємо розрахункове напруження згину

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{b m_n},$$

де: F_t – окружна сила; $K_F = K_{F\beta} K_{Fa} K_{Fv}$ – коефіцієнт розрахункового навантаження; Y_F – коефіцієнт міцності зуба по місцевим напруженням; Y_β – коефіцієнт компенсації похибки, яка виникає внаслідок спрощеної розрахункової схеми.

Згідно [1] маємо $K_{F\beta} = 1,3$, $K_{Fa} = 1$, $K_{Fv} = 1,1$,

Відповідно

$$K_F = 1,3 \times 1 \times 1,1 = 1,43$$

Визначаємо зусилля в зачепленні:

окружна сила

$$F = \frac{2T_2}{d_2^t},$$

$$F = \frac{2 \times 896000}{276,3} = 6493 \text{ Н};$$

радіальна сила

$$F_r = F \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

$$F_r = 6493 \frac{0,36}{0,97} = 2410 \text{ Н};$$

осьова сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta,$$

$$F_a = 6493 \times 0,256 = 1662 \text{ Н}.$$

Визначаємо еквівалентне число зубів шестерні та колеса

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta},$$

$$z_{v1} = 65,$$

$$z_{v2} = 158,$$

і згідно [1] визначаємо

$$Y_{F1} = 3,62,$$

$$Y_{F2} = 3,6.$$

Знаходимо відношення

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,62} = 76,8,$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{250}{3,6} = 69,4.$$

Перевірочний розрахунок проводимо для зубів колеса, для якого найдене співвідношення найменше.

Визначаємо коефіцієнт

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{14}{140} = 0,9.$$

Розраховуємо напруження згину для зубів колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F Y_{F2} Y_\beta}{b_2 m_n},$$

$$\sigma_{F2} = \frac{6493 \times 1,43 \times 3,6 \times 0,9}{80 \times 2} = 188 \text{ МПа} < 206 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

2.5 Конструювання зубчатого колеса

Для визначення діаметру отвору під вал необхідно виконати попередній розрахунок валу на кручення за зниженими допустимими дотичними напруженнями. Для вуглецевих і легованих сталей $[\tau] = 10 \dots 25 \text{ МПа}$.

Визначаємо діаметр вихідного кінця тихохідного валу

$$d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}},$$

$$d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{896000}{0,2 \times 20}} = 60,73 \text{ мм},$$

приймаємо $d_{b2} = 62 \text{ мм}$.

Згідно [1,4,7] назначаємо діаметр вала під підшипник $d_n = 65 \text{ мм}$, а діаметр вала під колесо $d_K = 70 \text{ мм}$.

Визначаємо геометричні параметри колеса:

діаметр отвору під вал $d = 70 \text{ мм}$;

діаметр маточини

$$d_M = 1,6d = 1,6 \times 70 = 112 \text{ мм},$$

приймаємо $d_M = 112 \text{ мм}$;

довжина маточини

$$l_M = (1,2 \div 1,5)d = (1,2 \div 1,5)70 = 84 \dots 105 \text{ мм},$$

приймаємо $l_M = 100 \text{ мм}$;

товщина обода

$$\delta = (2,5 \div 4)m_n = (2,5 \div 4)2,0 = 5,0 \dots 8,0 \text{ мм},$$

згідно вимогам міцності $\delta \geq 8 \text{ мм}$, тому приймаємо $\delta = 8 \text{ мм}$;

товщина диска

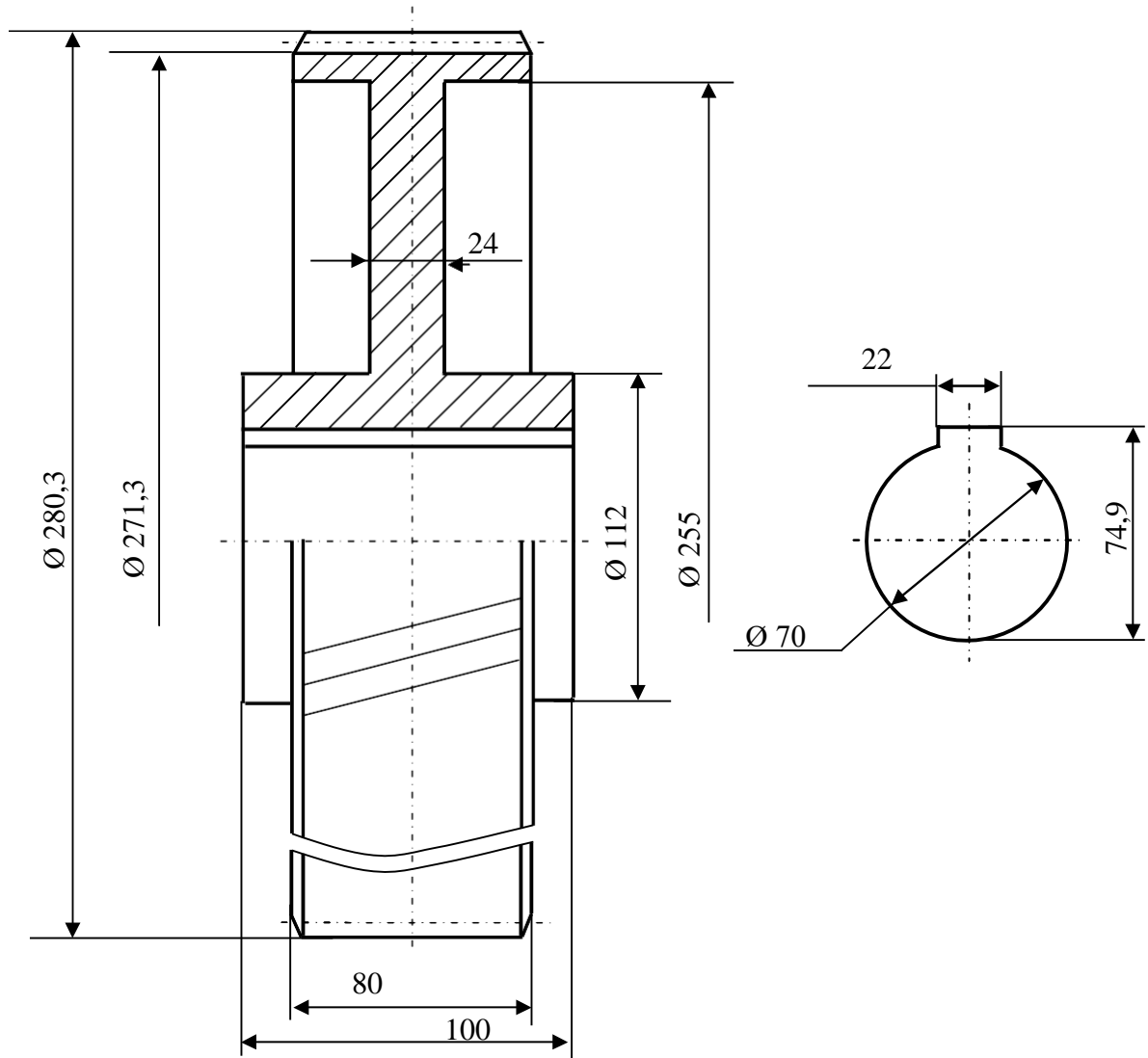
$$c = 0,3b_2 = 0,3 \times 80 = 24 \text{ мм},$$

приймаємо $c = 24 \text{ мм}$.

Згідно діаметру вала в місці посадки зубчатого колеса ($d_K = 70 \text{ мм}$) вибираємо по [1,4] шпонку призматичну

$$b \times h \times l = 22 \times 12 \times 100, t_2 = 4,9.$$

Ескіз зубчатого колеса



Теми № 4

КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

План

1. Основні відомості.
2. Геометричні параметри конічної передачі.
3. Зусилля в зачепленні прямозубої конічної передачі.
4. Розрахунок на міцність прямозубої конічної передачі

4.1 Основні відомості

Конічні зубчасті колеса використовуються в передачах, які передають обертаючий момент між валами з пересічними осями. На практиці найбільш поширені передачі в яких осі валів розташовані під кутом 90° .

В залежності від розташування зубців на вінці зубчастого колеса передачі бувають: прямозубими (Рис. 4.1,а); косозубими (Рис. 4.1,б) та з круговим зубом (Рис. 4.1,в).

Профіль зуба – евольвента.

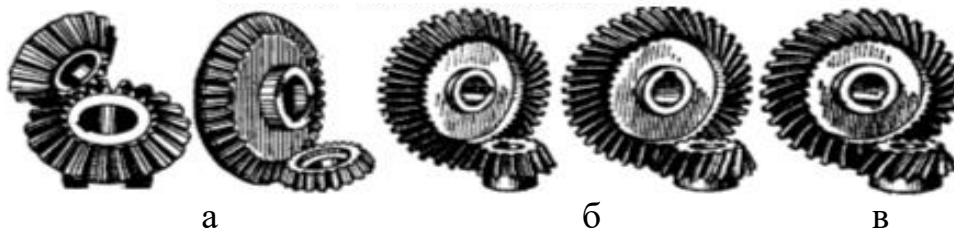


Рис. 4.1 Конічні зубчасті передачі

Переваги конічних передач:

- можливість передавати крутний момент під певним кутом.

Недоліки конічних передач:

- менша навантажувальна здатність, до 0,85 циліндричних;
- складність виготовлення;
- наявність значних осьових зусиль, що ускладнює конструкцію опорних вузлів.

4.2 Геометричні параметри конічної передачі

Площа поперечного перетину зуба змінюється в залежності від розглянутого перетину. Тому розглядають три основні торцеві перетини: зовнішнє, внутрішнє і середнє. Розміри, що мають відношення до зовнішнього торцевого перетину позначаються індексом e , а розміри середнього перетину m . Зовнішні розміри вказують на робочих кресленнях (зручно вимірювати). Внутрішні розміри використовують при силових розрахунках передачі.

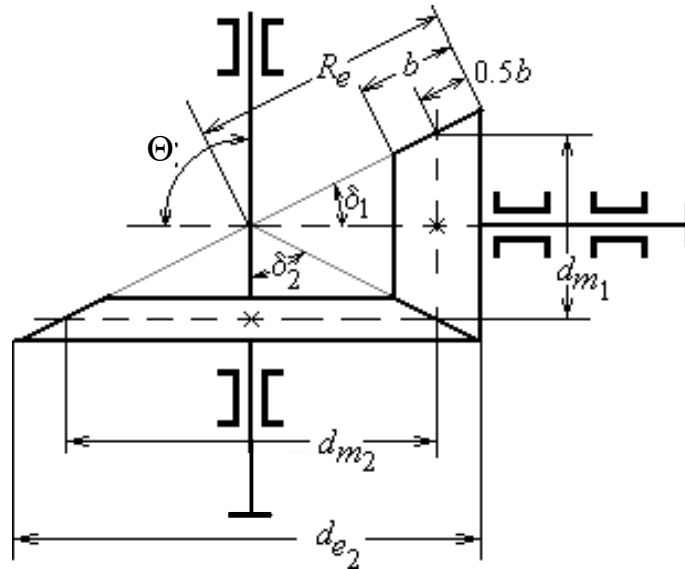


Рис. 4.2 Геометричні параметри конічних коліс

До основних геометричних параметрів передачі відносять:

δ_1, δ_2 – кути ділительних конусів;

R_e, R_m – зовнішня та середня конусна відстань;

b – ширина вінця конічного зубчатого колеса;

d_m – діаметр основи ділительного конуса в середньому перетині;

d_e – діаметр основи ділительного конуса в зовнішньому перетині.

Залежність розмірів в середньому та зовнішньому торцевому перетині визначається співвідношенням:

$$R_e = R_m + 0,5b,$$

$$d_e = d_m \frac{R_e}{R_m},$$

$$(d_m = m_{tm}Z - \text{прямозуба передача}),$$

$$m_{te} = m_{tm} \frac{R_e}{R_m}.$$

Передаточне число

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1},$$

а при умові, що

$$\Theta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Величину передаточного числа використовують для визначення кутів ділительних конусів.

4.3 Зусилля в зачепленні прямозубої конічної передачі

Сили в конічній передачі діють аналогічно циліндричній, але в наслідок перпендикулярності осей радіальна сила на шестерні аналогічна осьовій силі для колеса і навпаки, а окружна сила при переході від шестерні до колеса тільки міняє знак.

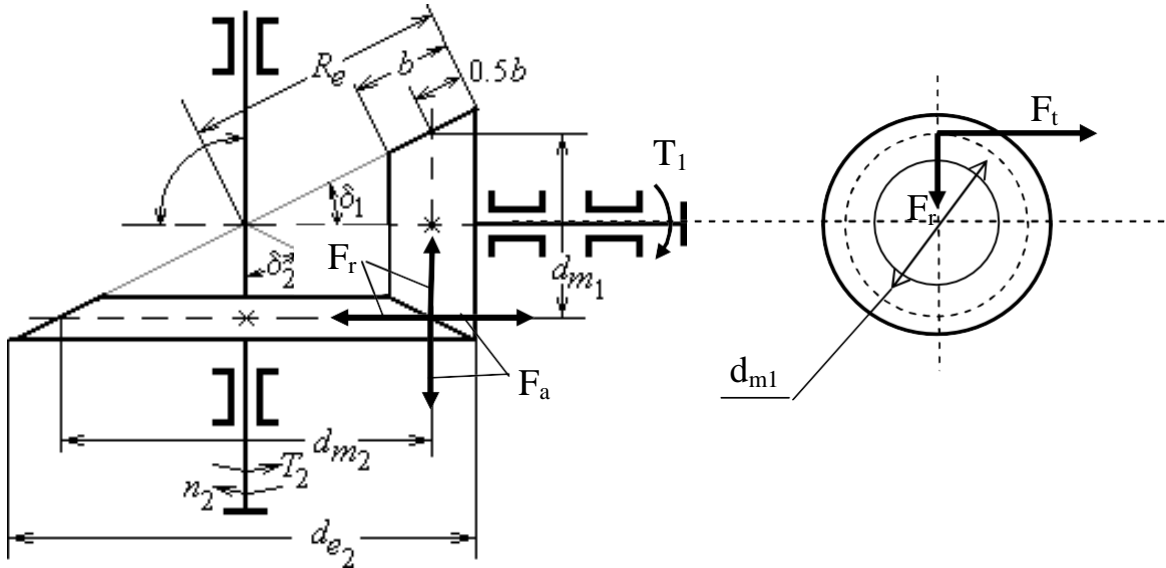


Рис. 4.3 Зусилля в зачепленні конічної передачі

Визначаємо зусилля в зачепленні на колесі:

окружна сила

$$F = \frac{2T_2}{d_{m2}}$$

радіальна сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2,$$

осьова сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2.$$

4.4 Розрахунок на міцність прямозубої конічної передачі

При розрахунках на міцність використовують параметри еквівалентного колеса. Форма зуба в нормальній перетині конусом утворююча якого перпендикулярна ділительному конусу еквівалентна прямозубому колесу.

Розрахунок зубів прямозубої конічної передачі по контактним напруженням базується на розв'язуванні рівняння Герца з урахуванням геометричних та силових характеристик передачі.

Підставивши відповідні параметри в рівняння (3.1) отримуємо формулу для розрахунку величини контактних напружень яку запишемо у вигляді умови міцності

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{V_H d_{m1}^2 b \sin 2\alpha} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (4.1)$$

де: V_H – експериментальний коефіцієнт, який залежить від твердості зубів.

Розв'язуючи рівняння (4.1) відносно діаметру основи ділильного конуса в зовнішньому торцевому перетині отримаємо залежність яку використовують в проектному розрахунку

$$d_{e2} = 1,173 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 V_H (1 - K_{be}) K_{be}}}, \quad (4.2)$$

де: K_{be} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані.

$$K_{be} = b / R_e.$$

Рекомендують вибирати коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані з умови

$$K_{be} \leq 0,3.$$

На практиці приймають $K_{be} = 0,285$.

Для розрахунку конічної передачі на міцність по напруженням згинання розглядають розрахункову схему в середньому перетині, аналогічну розрахунковій схемі циліндричної прямозубої передачі.

Розв'язуючи рівняння (3.4) з урахуванням геометричних та силових характеристик прямозубої конічної передачі отримаємо рівняння для визначення величини згинаючих напружень яку запишемо у вигляді умови міцності

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{V_F b m_{im}} \leq [\sigma_F]. \quad (4.3)$$

Рівняння (4.3) використовують тільки в перевірочних розрахунках.

Контрольні питання до теми № 4

1. Основні типи конічних передач.
2. Переваги та недоліки конічних передач.
3. Які основні перетини існують в передачі?
4. Співвідношення геометричних параметрів передачі.
5. Як визначається передаточне відношення?
6. Зусилля в зачепленні.
7. Розрахунок конічних передач на міцність.

Тема № 5

ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ**План**

- 1. Основні відомості**
- 2. Геометричні параметри передач**
- 3. Кінематичні параметри передач**
- 4. Зусилля в зачепленні**
- 5. Розрахунок на міцність черв'ячних передач**
- 6. Тепловий розрахунок передач**

5.1 Основні відомості

Черв'ячна передача відноситься до передач зачепленням осі валів якої перехрещуються в просторі. Вона складається з черв'яка 1 на якому нарізана гвинтова лінія та черв'ячного колеса 2 із зубами відповідної специфічної форми. Рух в черв'ячній передачі передається по принципу гвинтової пари.

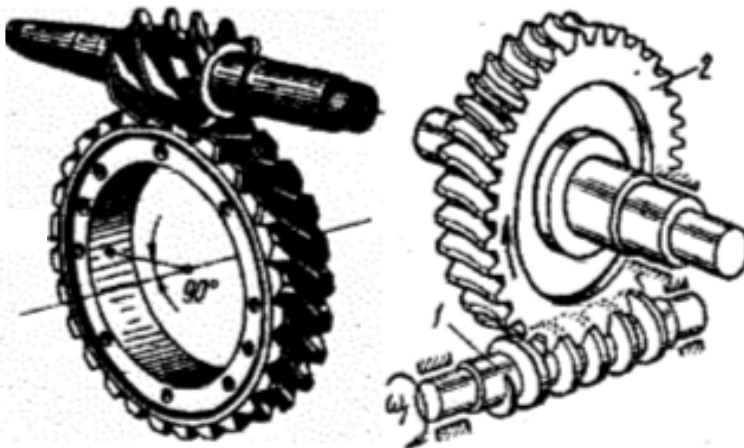


Рис. 5.1 Черв'ячна передача

Переваги черв'ячних передач:

- велике передаточне відношення (до 80);
- можливість передавати значне навантаження;
- невеликі габаритні розміри;
- плавність і безшумність ходу.
- само гальмова передача, тобто рух передається в силових передачах тільки від черв'яка до колеса .

Недоліки черв'ячних передач:

- низький ККД ($0,7 \div 0,85$) обумовлений тертям скочвання в зоні

зачеплення;

- нагрівання передачі в процесі роботи;
- складність виготовлення та необхідність застосовувати дорогі антифрикційні матеріали.

5.2 Геометричні параметри передачі

Черв'яки. По формі поверхні, на якій утворюється різьба черв'яки розподіляються на: циліндричні та глобоїдні.

По формі профілю різьби в осьовому перетині на: прямолінійні та криволінійні.

Найбільш розповсюдженні циліндричні черв'яки. В черв'яків з прямолінійним профілем витки в торцевому перетині окреслені архімедовою спіраллю (звідки і назва архімедовий черв'як). Найбільш поширені на практиці високо тверді черв'яки ($HRC > 45$) з евольвентним профілем в торцевому перетині з шліфованими витками, що значно зменшує тертя в зоні зачеплення.

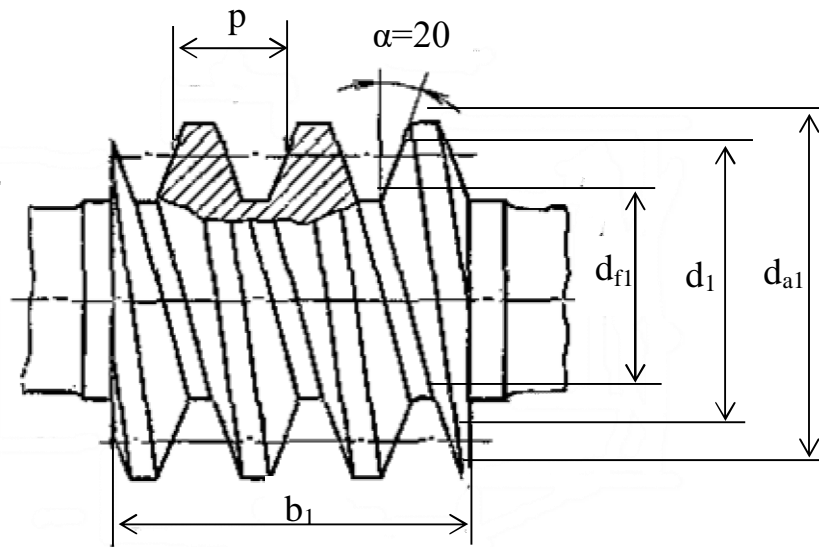


Рис. 5.2 Геометрія черв'яка

Основною геометричною характеристикою є:

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, стандартна величина;

m – модуль зачеплення, теж стандартна величина.

Z_1 – число заходів витків черв'яка. Згідно стандарту $Z_1 = 1; 2; 4$.

$d_1 = qm$, ділильний діаметр черв'яка.

$d_{a1} = d_1 + 2m$, діаметр вершин витків черв'яка.

$d_{f1} = d_1 - 2,4m$, діаметр западин витків черв'яка.

$p = \pi m Z_1$, крок зачеплення.

α – профільний кут ($\alpha = 20^\circ$).

γ – кут підйому гвинтової лінії, $\operatorname{tg} \gamma = Z_1 / q$.

b_1 – довжина нарізної частини черв'яка.

Черв'ячні колеса. В основному вінець черв'ячного колеса виготовляють з антифрикційного матеріалу, бронзових сплавів, а інколи з латуні та чавуну. Найбільш оптимальна антифрикційна пара «сталь – бронза».

Зубчатий вінець, як правило кріпиться на порівняно дешевій сталевій чи чавунній маточині. В деяких випадках черв'ячні колеса виготовляються повністю ливарним способом з чавуну. «Сталь – чавун» теж є антифрикційною парою.

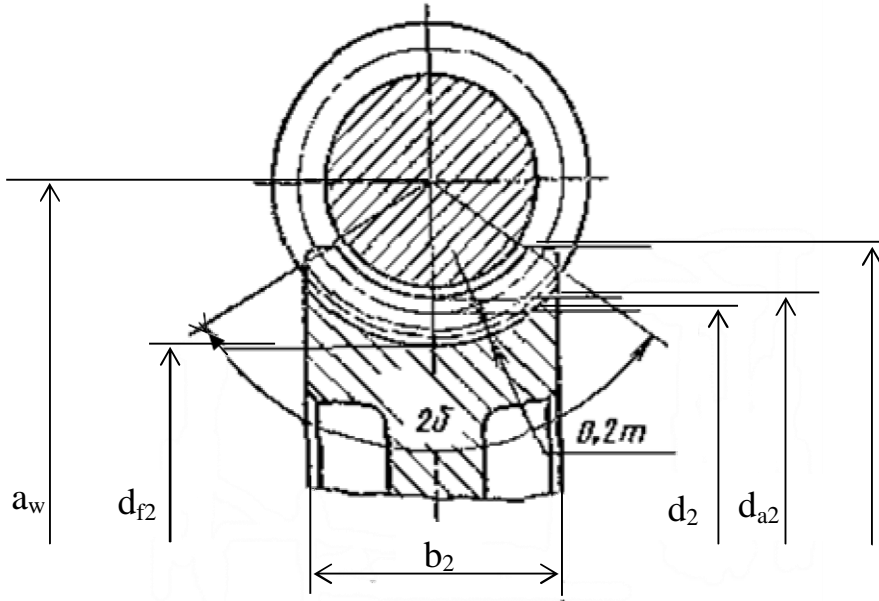


Рис. 5.3 Геометрія черв'ячного колеса

Z_2 – число зубів черв'ячного колеса. По умові не підрізання зубів $Z_2 \geq 28$.

$d_2 = Z_2 m$, ділительний діаметр колеса.

$d_{a2} = d_2 + 2m$, діаметр вершин зубів черв'ячного колеса.

$d_{f2} = d_2 - 2,4m$, діаметр западин витків черв'ячного колеса.

$a_w = 0,5(q + Z_2)m$, міжосьова відстань.

2δ – кут обхвату черв'яка колесом. Для силових передач $2\delta \approx 100^\circ$.

b_2 – ширина вінця колеса.

d_{aM2} – максимальний діаметр колеса.

Параметри b_2 і d_{aM2} визначають в залежності від Z_1

Z_1	1	2	4
d_{aM2}	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq d_{a2} + m$
b_2	$\leq 0,75d_{a1}$		$\leq 0,67d_{a1}$

5.3 Кінематичні параметри передач

В черв'ячних передачах лінійні швидкості точок дотику черв'яка і черв'ячного колеса не співпадають, як це має місце в циліндричних

передачах. Тобто, в процесі передачі руху витки черв'яка ковзають по зубам черв'ячного колеса.

Швидкість сковзання направлена по дотичній до гвинтової пари і визначається рівнянням

$$V_c = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = V_1 / \cos\gamma .$$

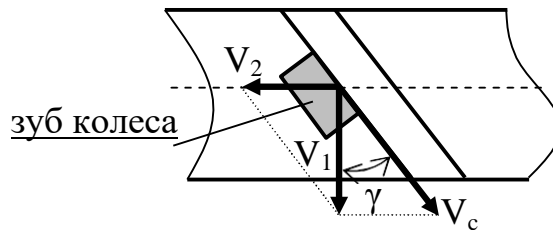


Рис. 5.4 Розподілення швидкостей в зоні зачеплення

Передаточне відношення черв'ячної передачі знаходять аналогічно циліндричній, але з урахуванням сковзання не може бути виражено відношенням ділільних діаметрів, так як лінійні швидкості не співпадають, відповідно

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} .$$

Очевидно, що при $Z_1 = 1$ можна отримати велике передаточне відношення, але наявність значних сил тертя значно знижує ККД до 0,7. При $Z_1 = 2 \div 4$, передаточне відношення зменшується, проте зростає ККД до 0,85, що пов'язано із зменшенням тертя за рахунок зростання кута тертя.

5.4 Зусилля в зачепленні

Силу нормального тиску, яка виникає в процесі передачі крутного моменту від черв'яка до черв'ячного колеса розкладаємо на три складові, окружну, радіальну і осьову.

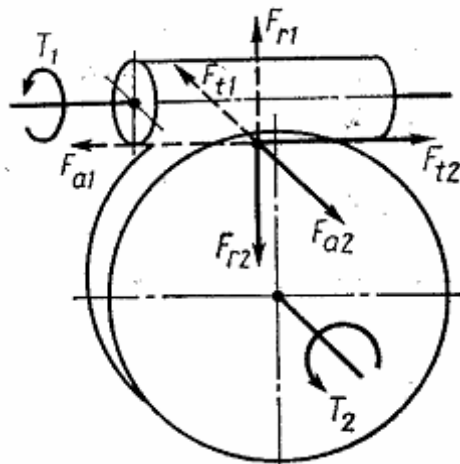


Рис. 5.5 Зусилля в зачепленні черв'ячної передачі

Враховуючи, що осі валів перехрещуються в просторі то відповідно окружна сила черв'яка дорівнює осьовій силі черв'ячного колеса, а окружна сила колеса дорівнює осьовій силі черв'яка. Із відповідних рівнянь рівноваги у вигляді суми моментів відносно осей обертання визначаємо зусилля в зачепленні

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1},$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2},$$

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha.$$

Сила нормального тиску

$$F_n = F_{t2} / (\cos \alpha \cos \gamma).$$

5.5 Розрахунок на міцність черв'ячних передач

Основні причини виходу з ладу черв'ячних передач нагадують характерні дефекти зубчатих передач, тому і розрахунки проводяться аналогічно.

Черв'як передачі розраховують на міцність та жорсткість. Розрахунок на міцність виконують по контактним напруженням (в основному зубці черв'ячного колеса) та напруженням згину. На жорсткість розраховують тільки черв'як. Потреба розрахунку черв'яка на жорсткість пов'язана з тим, що черв'як у більшості випадків має порівняно малий діаметр і значну відстань між опорами. Дія на черв'як сил, що виникають у його зачепленні з колесом, може призвести до його значного поперечного прогину, який негативно впливає на зачеплення витків та роботу черв'ячної передачі.

При розрахунках на міцність використовують параметри еквівалентного колеса.

Розрахунок зубів черв'ячної передачі по контактним напруженням базується на розв'язуванні рівняння Герца з урахуванням геометричних та силових характеристик передачі.

Підставивши відповідні параметри в рівняння (3.1) отримуємо формулу для розрахунку величини контактних напружень у вигляді умови міцності

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d^2 d \zeta \epsilon \xi \cos 2\alpha}} \leq [\sigma_H], \quad (5.1)$$

де: ϵ_α – коефіцієнт торцевого перекриття; ξ – коефіцієнт враховуючий довжину контактної лінії.

Розв'язуючи рівняння (5.1) відносно міжосьової відстані отримаємо залежність яку використовують в проектному розрахунку

$$a_w = 0,625(q/Z_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_H]^2 (q/Z_2)}}. \quad (5.2)$$

У проектному розрахунку із умови стійкості активних поверхонь зубців колеса проти втомного руйнування та заїдання визначають міжосьову відстань черв'ячної передачі як основний параметр, що визначає габаритні розмір передачі. З проектувального розрахунку знаходять осьовий модуль черв'яка, а по ньому і всі геометричні параметри зачеплення.

Потім проводиться перевірочний розрахунок зубів черв'ячного колеса по контактних напруженнях (5.1) та по напруженням згину, які визначають рівнянням

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{t2} K_F Y_F}{b_2 m \cos \gamma} \leq [\sigma_F]. \quad (5.3)$$

5.6 Тепловий розрахунок передачі

Наявність тертя сковзання в зоні зачеплення обумовлює значне нагрівання черв'ячної пари. Тому виникає потреба в тепловому розрахунку передачі. Допустима температура роботи передачі на повинна перевищувати 65°C. Значне підвищення температури обумовлює зниження в'язкості мастила і відповідно можливість виникнення сухого тертя, що призведе до заїдання і навіть зварювання черв'ячної пари.

Кількість теплоти, яка виділяється за одиниці часу оцінюється тепловою потужністю Q ,

$$Q = N(1 - \eta),$$

де: N – потужність на валу черв'яка; η – ККД черв'ячної передачі.

Кількість теплоти, яка відається за одиниці часу в навколишнє середовище визначається потужність тепловіддачі

$$Q_1 = K(t_1 - t_0)A,$$

де: K – коефіцієнт тепловіддачі; t_1 – внутрішня температура (мастила); t_0 – температура навколишнього середовища; A – площа поверхні охолодження.

Умовою природного охолодження є нерівність

$$Q \leq Q_1,$$

в протилежному випадку необхідно реалізувати штучне охолодження черв'ячного редуктора за допомогою утворення ребрі жорсткості на корпусі редуктора, або використання сорочки охолодження.

Контрольні питання до теми № 5

1. Особливості конструкції черв'ячної передачі?

2. Переваги та недоліки черв'ячної передачі.
3. Які існують черв'яки та їх геометрія?
4. Конструкція черв'ячного колеса та геометрія.
5. Як визначається передаточне відношення?
6. Зусилля в зачепленні.
7. Розрахунок передачі на міцність.
8. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі.

Тема № 6

ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАЧІ

План

1. Основні відомості та групи фрикційних передач
2. Фактори визначаючі якість фрикційних передач
3. Основи розрахунку на міцність фрикційних передач

6.1 Основні відомості та групи фрикційних передач

Робота фрикційних передач основана на використанні сил тертя, яке виникає в зоні контакту двох тіл під дією стискаючої сили F_n .

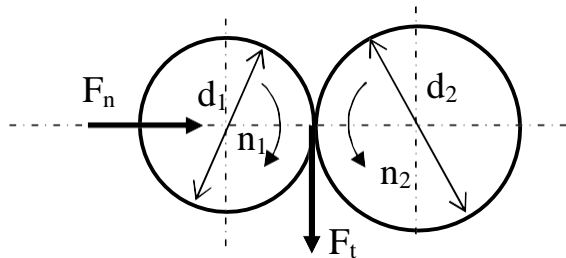


Рис. 6.1 Фрикційна передача з циліндричними котками

Умова передачі руху фрикційних передач виражається нерівністю

$$F_t \leq F_T,$$

де: F_t – окружна сила; F_T – сила тертя між робочими тілами передачі, яка визначається рівнянням

$$F_T = F_n f,$$

де: f – коефіцієнт тертя.

Значення коефіцієнт тертя:

сталь по сталі $f = 0,04 \div 0,05$;

сталь по чавуну насухо $f = 0,15 \div 0,2$;

сталь по текстоліту насухо $f = 0,2 \div 0,3$.

Фрикційні передачі розподіляють на: передачі з паралельними осями і осями, що перетинаються; передачі з циліндричними, конічними, кульовими і торовими поверхнями робочих котків; передачі з постійним і автоматичним регулюванням стискаючої сили; з проміжним (паразитним) фрикційним елементом і т. п.

Все розмаїття передач розподіляється на дві основні групи:

- 1) передачі з постійним передаточним відношенням;

2) передачі з регульованим передаточним відношенням (варіатори).

Переваги фрикційних передач:

- простота тіл кочення;
- рівномірність обертання, що зручне для приладів;
- можливість плавного регулювання швидкості;
- відсутність мертвого ходу при реверсі передачі.
- можливість пробуксовки внаслідок перенавантаження.

Недоліки фрикційних передач:

- потреба в притискних пристроях;
- великі навантаження на вали, оскільки необхідне притиснення дисків;
- великі втрати на тертя;
- неточність передаточного числа із-за пробуксовки.

Найбільш широко поширеними передачами першої групи є фрикційна передача з циліндричними катками (Рис.6.1). Передаточне відношення таких передач визначається через відношення робочих діаметрів катків з урахуванням сковзання

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)},$$

де ε – коефіцієнт сковзання ($\varepsilon = 0,01 \div 0,03$).

Величина стискаючої сили

$$F_n = \frac{kF_t}{f},$$

де: k – коефіцієнт зчеплення, для силових передач $k = 1,25 \div 1,5$.

Типовим представником другої групи передач є лобовий варіатор, який складається з ведучого ролика 1, що може вільно переміщатися на валу, веденого диска 2, та пружного елемента 3, що забезпечує силу стискання F_n .

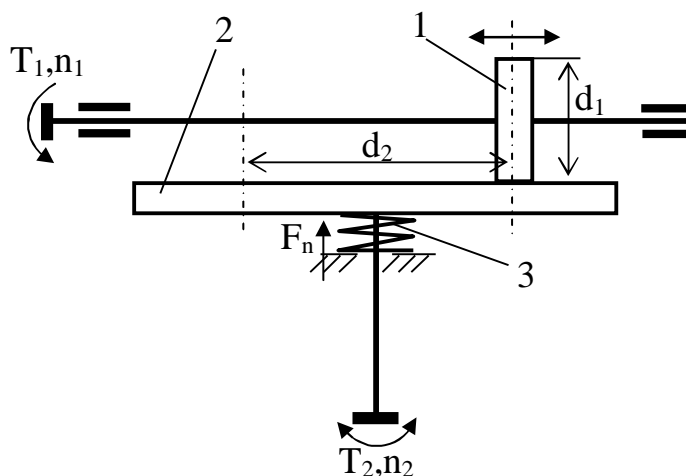


Рис. 6.2 Лобовий варіатор

Змінюючи робочий діаметр веденого диску d_2 відповідно змінюємо передаточне відношення передачі, так як робочий діаметр ведучого ролика залишається постійним. Лобовий варіатор має властивість реверсивності.

З урахуванням геометрії передачі відповідно маємо

$$u_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\max}} \approx \frac{d_{2\max}}{d_1},$$

$$u_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\min}} \approx \frac{d_{2\min}}{d_1}.$$

Діапазон регулювання, як основна характеристика варіатора визначається рівнянням

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}}.$$

На практиці діапазон регулювання не більше трьох, так як при зменшенні робочого діаметру веденого диска значно зростає сковзання і зношування поверхонь.

6.2 Фактори визначаючі якість фрикційних передач

Сковзання – являється причиною зносу, зменшення ККД і непостійності передаточного відношення в фрикційних передачах.

Три види сковзання:

1) буксування виникає при перенавантаженні коли окружна сила більше сили тертя. При буксуванні ведений каток зупиняється, а ведучий ковзається по ньому. Обумовлює місцевий знос та здирання поверхні.

2) пружне ковзання – обумовлене деформацією пружності в зоні контакту. Рівність окружних швидкостей виконується тільки в точках розташованих на одній із ліній площі контакту.

3) геометричне сковзання пов'язано з різною величиною лінійних швидкостей на площі контакту у ведучого та веденого катка (лобовий варіатор).

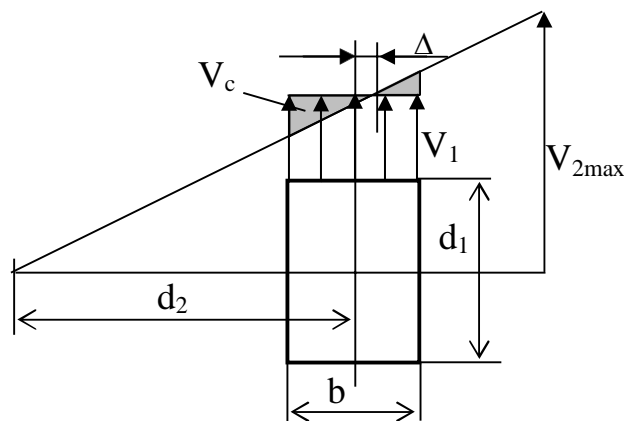


Рис. 6.3 Фізична картина геометричного сковзання

Полюс кочення в процесі роботи зміщений на величину Δ , а при холостому ході проходить через центр ведучого ролика. Величину зміщення визначають рівнянням

$$\Delta = \frac{T_1 b}{d_1 F_n f}$$

$$V = \frac{\pi n_1 (b + \Delta)}{c \left[\frac{30u}{2} \right]}$$

6.3 Основи розрахунку на міцність фрикційних передач

Основними видами руйнування робочих поверхонь деталей фрикційних передач є:

- а) Втомливе викришування. Виникає в передачах, які працюють в мастилі, коли утворюється рідинне тертя;
- б) Зношування. Виникає в передачах, робочі деталі яких працюють в умовах сухого тертя;
- в) Здирання поверхні. Виникає в процесі буксування, чи в наслідок значного розігріву передачі при великих швидкостях та навантажень.

Усі вище наведені види руйнування залежать від напружень в зоні контакту. Тому міцність та довговічність фрикційних оцінюють по контактним напруженням.

Для фрикційної пари в якій контакт по лінії розрахункову величину контактних напружень визначають рівнянням

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E_{np} F_n}{b \rho_{np}}} \leq [\sigma_H], \quad (6.1)$$

при контакті в точці (та всі інші випадки)

$$\sigma_H = m^3 \sqrt{\frac{F E^2}{\rho_{np}^2}} \leq [\sigma_H], \quad (6.2)$$

де: m – коефіцієнт, який враховує форму тіл кочення.

Загальної форми проектного розрахунку для фрикційних передач не існує, через причину великого різноманіття форми тіл кочення.

Контрольні питання до теми № 6

1. Особливості конструкцій фрикційних передач.
2. Переваги та недоліки передачі.
3. Види фрикційних передач.
4. Які два типи фрикційних передач існують?
5. Конструкція лобового варіатора.

6. Як визначається передаточне відношення?
7. Що таке діапазон регулювання?
8. Види ковзання.
9. Суть геометричного ковзання.
10. Види руйнування робочих поверхонь.
11. Основи розрахунку на міцність.

Тема № 7 ПАСОВІ

ПЕРЕДАЧІ

План

1. Основні відомості та класифікація
2. Геометричні та кінематичні параметри передач
3. Сили та силові залежності
4. Основи розрахунку передач
5. Плоско пасові та клиноремінні передачі.

7.1 Основні відомості та класифікація

Пасова передача складається з двох шківів, закріплених на валах, і пасу, який охоплює шківви.

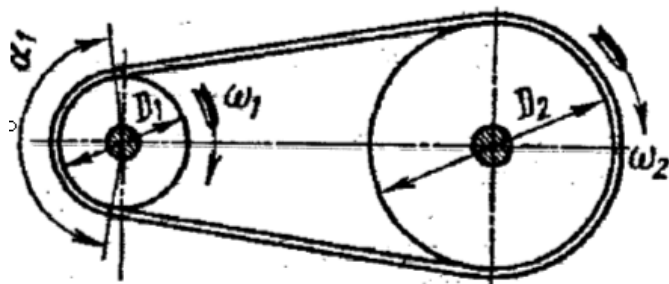





Рис. 7.1 Конструкція пасової передачі

Навантаження передається силами тертя, що виникає між шківвами та пасом в результаті натягу останнього.

Пасові передачі застосовуються для приводу агрегатів від електродвигунів малої і середньої потужності, а також для приводу від малопотужних двигунів внутрішнього згорання.

В залежності від форми поперечного перетину пасу передачі розподіляють на:

- плоско пасові; 
- клиноремінні; 
- кругло пасові. 

Переваги пасових передач.

- можливість передачі руху на значні відстані (до 15м і більше);

- плавність та безшумність передачі при значних швидкостях;
- запобігання механізмів від різких коливань навантаження внаслідок пружності пасу;
- запобігання механізмів від перенавантаження за рахунок можливої пробуксовки пасу;
- простота конструкції та експлуатації (передача не потребує змащення).

Недоліки пасових передач.

- значні габаритні розміри;
- деяка змінність передаточного відношення, обумовлена скочванням пасу;
- збільшення навантаження на вали та їх опори, що пов'язано з необхідністю попереднього натягу пасу;
- невисока довговічність пасів.

7.2 Геометричні та кінематичні параметри передачі

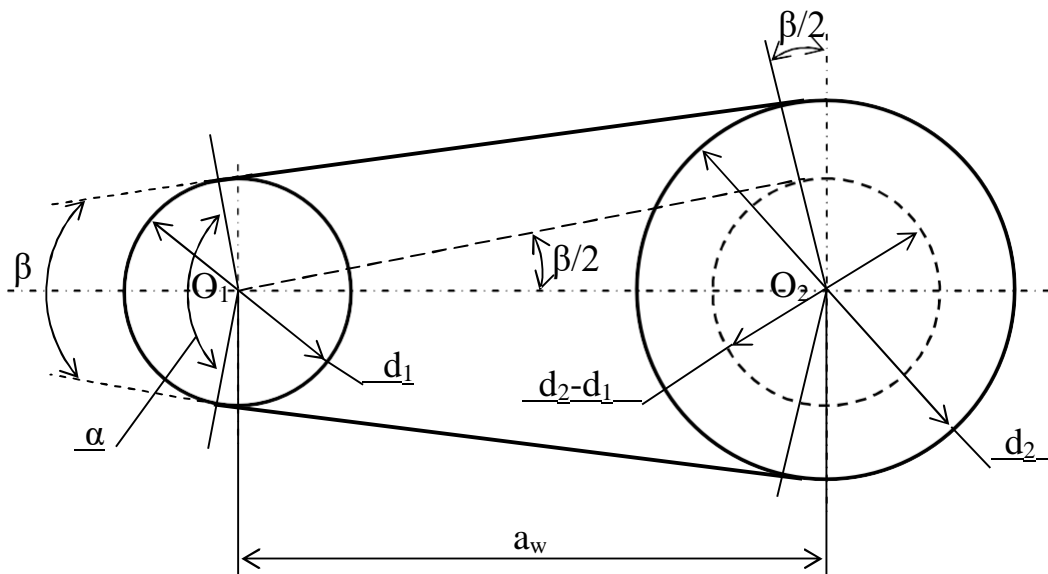


Рис. 7.2 Геометрія пасових передач

Основною геометричною характеристикою пасових передач є кут обхвату пасом ведучого шківів α , який характеризує тягову здатність передачі. Для силових передач $\alpha > 120^\circ$.

d_1, d_2 – робочі діаметри шківів.

a_w – міжосьова відстань.

β – кут між гілками пасу.

Величина кута α визначається з рівняння $\alpha = 180^\circ - \beta$.

Так як

$$\sin(\beta / 2) = (d_2 - d_1) / 2a_w,$$

а також враховуючи, що кут $\beta \leq 15^\circ$, то маємо

$$\beta \approx (d_2 - d_1) / a_w, \text{рад} \approx 57(d_2 - d_1) / a_w, \text{град.}$$

Відповідно кут обхвату малого шківів

$$\alpha = 180^\circ - 57d_1(u - 1) / a_w.$$

Довжину пасу визначають, як суму прямолінійних ділянок і дуг обхвату

$$l \approx 2a_w + 0,5\pi(d_2 + d_1) + (d_2 - d_1)^2 / 4a_w.$$

Окружні швидкості на шківів

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60},$$

$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}.$$

З урахуванням пружного сковзання пасу по шківів лінійні швидкості не співпадають $V_1 > V_2$, тому

$$V_2 = V_1(1 - \varepsilon),$$

де: ε – коефіцієнт сковзання.

При нормальному навантаженні $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$.

Величину передаточного числа передачі визначають рівнянням

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 d_2}{V_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

7.3 Сили та силові залежності

Розглянемо модель пасової передачі в робочому та не робочому режимі (Рис. 7.3). В не робочому режимі на гілки пасу діє тільки сила натягу F_0 , відповідно обидві гілки мають деформацію λ . В робочому режимі на ведучу гілку пасу буде діяти сила F_1 , а на ведену гілку F_2 . Відповідно деформація веденої гілки $\lambda + \Delta$, а ведучої $\lambda - \Delta$.

Окружна сила на шківів

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}.$$

З умови рівноваги шківів відповідно маємо

$$F_t = F_1 - F_2,$$

а враховуючи, що довжина пасу величина постійна то

$$2F_0 = F_1 + F_2.$$

Таким чином маємо систему рівнянь

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2},$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}$$

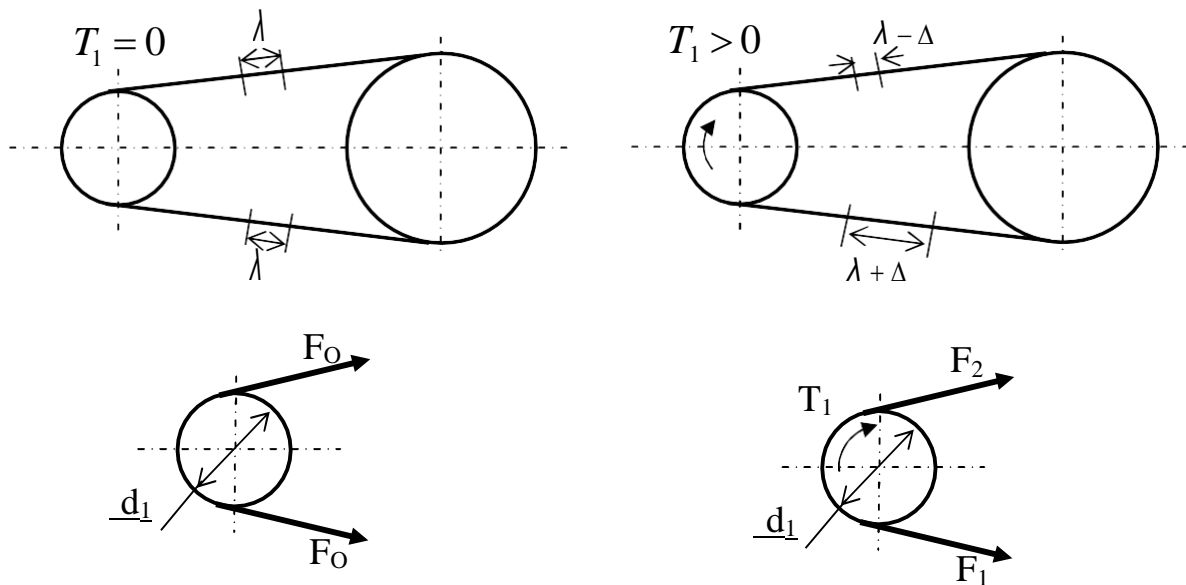


Рис. 7.3 Зусилля в пасі

Тягову здатність передачі встановлюють рівнянням Ейлера

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}$$

Мінімальне попереднє натягування пасу при якому можлива передача заданого навантаження оцінюється нерівність

$$F_0 < \frac{F_t (e^{f\alpha} + 1)}{2 (e^{f\alpha} - 1)}$$

При русі пасу по колу з відповідною швидкістю в межах кута обхвату діє центробіжна сила

$$F_V = \rho S V^2,$$

де: ρ – густина матеріалу пасу; S – площа поперечного перетину пасу.

Вплив центробіжних сил на працездатність передач впливає тільки при значних швидкостях $V > 20 \text{ м/с}$.

7.4 Основи розрахунку передач

Теоретичні основи розрахунку є загальними для всіх типів пасів.

Основними критеріями працездатності пасових передач є:

- тягова здатність (визначається силою тертя між пасом та шківом);
- довговічність паса (руйнування пасу від втомливості).

Основним розрахунком пасових передач є розрахунок по тяговій здатності.

Під дією зовнішніх сил найбільші внутрішні напруження виникають в ведучій гілці пасу

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_3 = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_V + \sigma_3,$$

де:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S} = \frac{F_0}{S} + 0,5 \frac{F_t}{S} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t;$$

$$\sigma_V = \frac{F_V}{S} = \rho V^2,$$

а напруження згину

$$\sigma = E \frac{\delta}{d^3},$$

(E – модуль пружності, δ – товщина пасу).

Збільшення величини напружень від згину не обумовлює підвищення тягової здатності передачі. Більш того, напруження згину, як періодично змінна величина, є головною причиною втомливого руйнування пасу.

7.5 Плоско пасові та клиноремінні передачі.

В залежності від конструкції плоско пасові передачі (Рис. 7.4) розподіляються на: а) відкриту; б) перехресну; в) на пів перехресну; г) передачу з натяжним роликком; д) регульовану передачу.

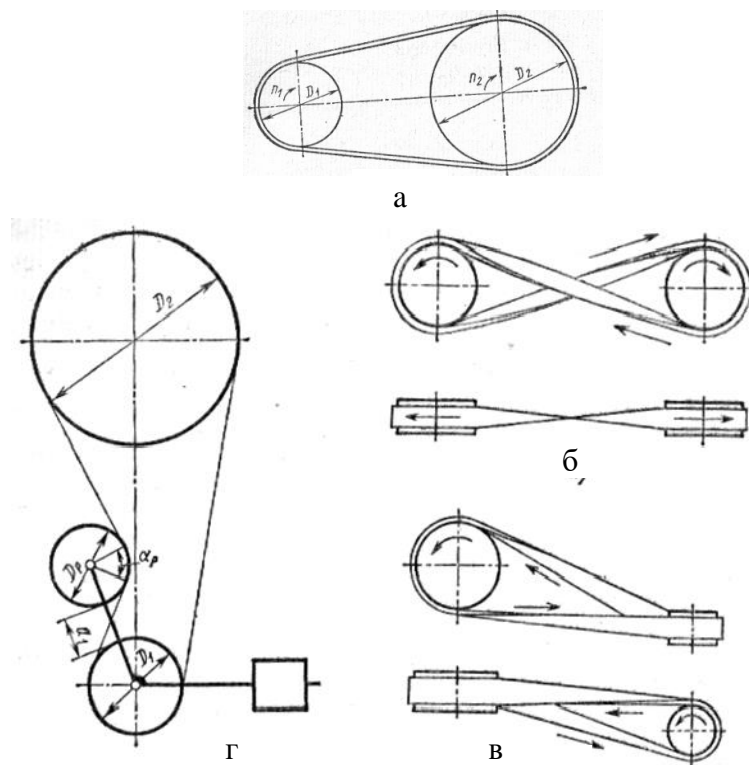


Рис.7.4 Типи плоско пасових передач

Відкрита передача (найбільш широко поширена) забезпечує передачу руху між паралельними валами з однаковим направленням кутових швидкостей. Перехресна передача забезпечує передачу руху між паралельними валами з протилежним направленням кутових швидкостей. Недоліком передачі є наявність тертя між гілками пасів, що обумовлює їх швидке зношування. На пів перехресна передача забезпечує передачу руху між валами, які перехрещуються в просторі. Передача з натяжним роликом передача забезпечує передачу руху між паралельними валами з однаковим направленням кутових швидкостей і характеризується збільшеним кутом обхвату малого шківів (внаслідок використання ролика). Недоліком передачі є додатковий згин пасу на ролику, що знижує довговічність його роботи. Регульована передача забезпечує зміну передаточного відношення внаслідок зміни діаметрів шківів.

До основних типів плоских пасів відносять: шкіряні (висока тягова здатність, довговічність, надійність, але мають високу ціну); прогумовані тканині паси; бавовняні паси; полімерні. У сирих приміщеннях і агресивних середовищах застосовують реміні з гумовими прокладками.

Клиноремінні передачі найбільш широко використовуються в техніці. Це обумовлено тим, що тягова здатність в них підвищується внаслідок особливої конструкції шківів та пасу. В процесі роботи клиновидний пас заклинюється в канавці шківів і робочими являються бокові поверхні пасу, що значно збільшує силу тертя приблизно в три рази.

Всі розміри клиноремінних передач стандартизовані. Клиновидний пас виготовляється замкненим, відпадає необхідність в з'єднанні гілок пасу, як це має місце в плоско пасових передачах.

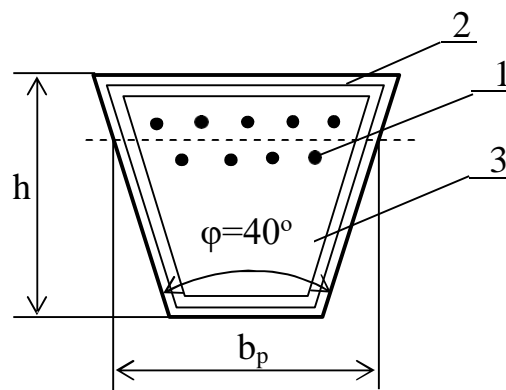


Рис. 7.5 Конструкція клиновидного пасу

Клиновидний пас складається: 1 – корд, основний несучий елемент пасу (металева проволочка); 2 – тканина обмотка, оберігає пас від зношування; 3 – наповнювач, гума, каучук.

До основних геометричних параметрів відносять: φ – кут заклинювання; b_p – робоча ширина пасу, визначається по нейтральній лінії; h – висота пасу.

Види клиновидних пасів.

1. Нормального перетину. Загальне використання V до 30м/с.
2. Вузькі. Використовуються при V до 40м/с.
3. Широкі. Для безступінчастих передач, варіаторів.

Контрольні питання до теми № 7

1. *Конструкція пасової передачі.*
2. *Переваги та недоліки передачі.*
3. *Види пасів.*
4. *Основні геометричні параметри передачі.*
5. *Зусилля в пасі.*
6. *Як визначається передаточне відношення?*
7. *Які основні критерії працездатності передачі?*
8. *Розрахунок передачі.*
9. *Типи плоско пасових передач.*
10. *Конструкція клиновидного пасу.*

Тема № 8

ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

План

1. Основні відомості
2. Основні характеристики передачі
3. Привідні ланцюги
4. Зірочки приводних ланцюгів
5. Зусилля в ланцюговій передачі
6. Критерії працездатності та розрахунок

8.1 Основні відомості

Принцип дії ланцюгової передачі оснований на зачепленні ланцюга з зірочками.

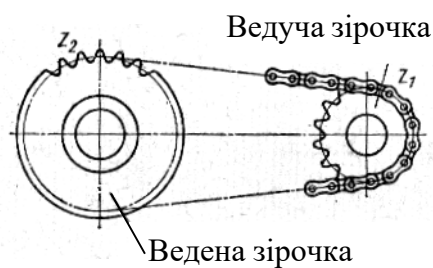


Рис. 8.1 Схема ланцюгової передачі.

Переваги ланцюгових передач порівняно з пасовими:

- передавати значні навантаження в наслідок зачеплення та значної міцності сталюого ланцюга;

- постійність передаточного відношення, так як відсутнє буксування та сковзання;
- відсутність попереднього натягу;
- робота при незначних міжосьових відстанях та при великих передаточних відношеннях;
- передавати потужність від однієї ведучої зірочки до декількох ведених.

Недоліки ланцюгових передач:

- додаткове динамічне навантаження, так як можливі удари ланок ланцюга по зубцям зірочок;
- значний шум передачі;
- зношування шарнірів ланцюга;
- необхідність організації системи змащування.

Основна причина відповідних недоліків обумовлена конструкцією ланцюга, який складається з окремих жорстких ланок. Відповідно розташовується на зірочці не по колу, а по багатокутнику.

8.2 Основні характеристики передачі

Потужність яку передає ланцюгова передача визначається рівнянням

$$N = F_t V,$$

де: V – швидкість ланцюга.

Найбільш поширені передачі з потужністю до 100 кВт.

Швидкість ланцюга визначають рівнянням

$$V = \frac{nZp_l}{60},$$

де: n – частота обертання зірочки; Z – число зубів зірочки; p_l – крок ланцюгу.

Шум та динамічне навантаження приводу залежить від величини швидкості ланцюга та частоти обертання зірочки. В основному розповсюджені тихохідні та середньо хідні передачі з швидкістю до 15 м/с та частотою обертання до 500 хвл⁻¹.

Передаточне відношення

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

В основному використовують передачі з передаточним відношенням до 6(10). При збільшенні передаточного відношення значно зростають габаритні розміри передачі.

Коефіцієнт корисної дії в середньому становить 0,96...0,98. Витрати потужності в основному складаються з витрат на тертя в шарнірах ланцюгу, на зубцях зірочок та в опорах валів.

Мінімальна величина міжосьової відстані обмежується допустимим зазором між зірочками (30...50 мм)

$$a_w = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30...50),$$

де: d_a – зовнішній діаметр зірочки.

З урахування умови довговічності рекомендують приймати

$$a_w = (30...50)p_l,$$

найменше значення приймають для $u = 1...2$, найбільше для $u = 6...7$.

Довжину ланцюга виражають в кроках, або числом ланок

$$L_p = \frac{2a}{p_l} + \frac{Z + Z}{2} + \left(\frac{Z - Z}{2\pi} \right)^2 \frac{p_l}{a_w}.$$

Довжину ланцюга округляють до цілого числа, яке бажано брати парним, щоб не використовувати спеціальні з'єднуючі ланки.

8.3 Приводні ланцюги

До основних типів приводних ланцюгів відносять: шарнірно-роликові; втулкові та зубчасті.

Шарнірно-роликові ланцюги виготовляють однорядними та багаторядними (двох, трьох та чотирьох рядні).

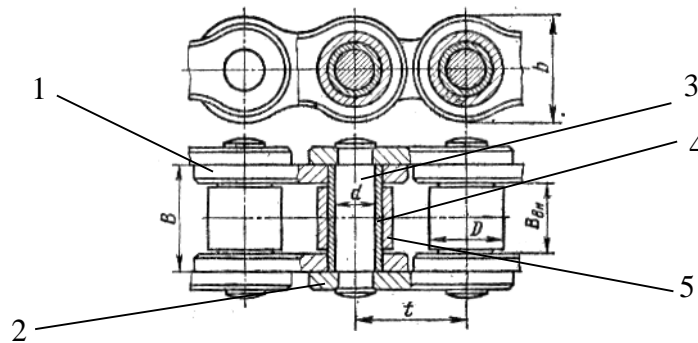


Рис. 8.2 Конструкція шарнірно – роликового ланцюгу

Валик 3 запресований в отвори зовнішньої ланки 2, а втулка 4 в отвори внутрішньої ланки 1. Втулка на валику і ролик 5 на втулці можуть вільно повертатись. Зачеплення ланцюга з зубом зірочки здійснюється через ролик.

Переваги використання ролика:

- рівномірне розподілення навантаження на втулку, а відповідно і на валик, що суттєво зменшує зношування шарнірів;
- заміна тертя сковзання на тертя кочення, що зменшує зношування зубів зірочок.

Шарнірно-роликові ланцюги використовуються при колових швидкостях до 20 м/с.

Наявність ролика збільшує вагу ланцюга, а також його вартість. Втулкові ланцюги по конструкції аналогічні роликовим тільки в них відсутній ролик. Внаслідок чого збільшується зношування шарнірів та зношування зубів зірочок, але знижується вага та вартість.

Зубчасті ланцюги складаються з набору пластин з двома зубоподібними виступами. Виготовляються широкими, що дозволяє передавати значні навантаження при швидкостях до 35 м/с.

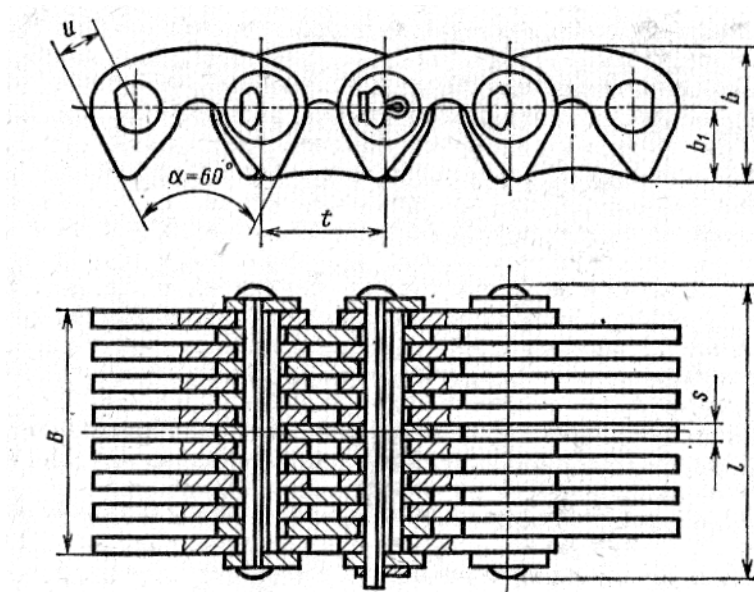


Рис. 8.3 Конструкція зубчастого ланцюгу

8.4 Зірочки приводних ланцюгів

Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга і визначається рівнянням

$$d = \frac{p_l}{\sin(\pi / Z)}$$

Профілі зубів зірочок для зубчатих ланцюгів виконують прямолінійними, а для роликових та втулкових – випуклими, прямолінійними чи вгнутими.

8.5 Зусилля в ланцюговій передачі

Силовa схема аналогічна силовій схемі пасової передачі: F_1 і F_2 – натяг ведучої та веденої гілки ланцюгу; F_t – окружна сила; F_0 – сила попереднього натягу ланцюга; F_V – натяг від центробіжних сил.

Таким чином

$$F_1 - F_2 = F_t;$$

$$F_V = qV^2,$$

де: q – вага одиниці довжини ланцюга (вибирається згідно каталогу).

Для ланцюгової передачі сила попереднього натягу визначається, як натяг від сили ваги вільної гілки ланцюгу

$$F_0 = K_f a q g,$$

де: K_f – коефіцієнт провисання, залежить від розташування приводу та стріли провисання ланцюга; a – довжина вільної гілки ланцюгу ($a \approx a_w$); g – прискорення вільного падіння.

Для передач ($V \leq 10$ м/с) сила F_0 складає декілька процентів, а F_V складає приблизно 0,1% від F_t , відповідно

$$F_1 \approx F_t,$$

$$F_2 \approx 0.$$

8.6 Критерії працездатності та розрахунок

Основна причина втрати працездатності є зношування шарнірів ланцюгу. За один пробіг ланцюгу в кожному шарнірі відбувається чотири повороти, що спричиняє зношування втулок і валиків. Таким чином, в якості основного розрахунку приймають розрахунок на зносостійкість шарнірів. Основним розрахунковим критерієм виступає тиск в шарнірі

$$P = \frac{F_t}{Bd} \leq [P],$$

де: d – діаметр і B – довжина втулки; $[P]$ – допустимий тиск в шарнірі.

Вплив різноманітних умов роботи розрахункової та типової передачі прийнято враховувати введенням коефіцієнту експлуатації K_E . Згідно цього коефіцієнту величина допустимого тиску для розрахункової передачі визначається рівнянням

$$[P] = \frac{[P_0]}{K_E},$$

де: $[P_0]$ – допустимий тиск для типової передачі (таблична величина).

$$K_E = K_a K_D K_H K_{pe} K_C K_P,$$

де: K_a – коефіцієнт міжосьової відстані, або довжини ланки; K_D – коефіцієнт динамічного навантаження; K_H – коефіцієнт нахилу передачі до горизонту; K_{pe} – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюгу; K_C – коефіцієнт змащування; K_P – коефіцієнт режиму роботи передачі.

Контрольні питання до теми № 8

1. Конструкція ланцюгової передачі.
2. Переваги та недоліки передачі.
3. Які основні характеристики передачі?
4. Основні геометричні параметри передачі.
5. Які існують приводні ланцюги?
6. Зірочки приводних ланцюгів.
7. Зусилля в ланцюговій передачі.
8. Які основні критерії працездатності передачі?
9. Розрахунок передачі.

ТЕМА III

ВАЛИ ТА ОСІ

Вали та осі найбільш широко розповсюджені деталі в машинобудуванні. На валах та осях розташовуються відповідним чином закріплені деталі, які здійснюють обертальний рух: зубчасті колеса, шківни, барабани і т. п..

Вал призначений для підтримки деталей, які на ньому розташовані та передачі обертального моменту. В процесі роботи вал сприймає деформацію згинання та кручення, а в деяких випадках також розтягнення чи стискання. Вали завжди здійснюють обертальний рух. Максимальна довжина валів (суцільних) становить до 7м.

Вісь призначена тільки для підтримки деталей, які на ній розташовані. Вісі бувають рухомі та нерухомі. Максимальна довжина осей до 3м.

Тема № 9

КЛАСИФІКАЦІЯ ВАЛІВ ТА ЇХ РОЗРАХУНОК

План

1. Типи валів
2. Конструктивні елементи валів
3. Матеріали валів. Критерії працездатності
4. Проектний розрахунок валів

9.1 Типи валів

По геометричній формі вали розподіляються на: прямолінійні, колінчасті та гнучкі. Будемо розглядати тільки прямолінійні вали. Осі, як правило, виготовляють прямолінійними.

По конструкції вали розподіляють на: гладенькі, фасонні чи ступінчасті, вали-черв'яки та вали-шестерні.

По типу перетину вали розподіляють на: суцільні та порожнисті.

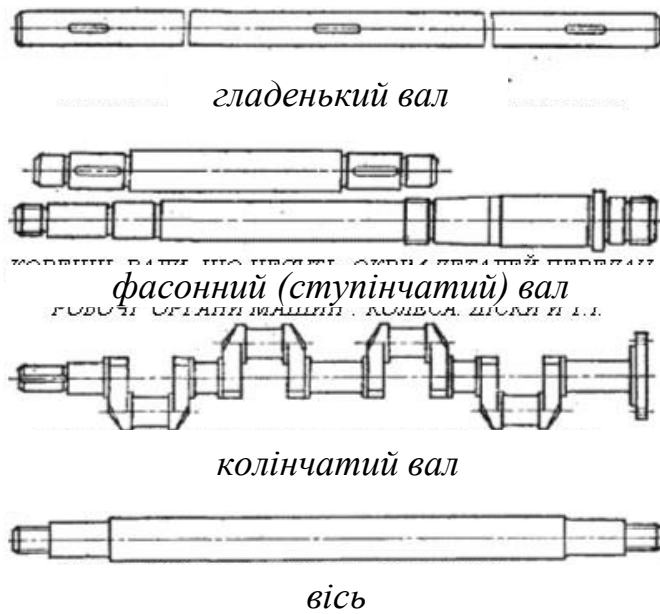


Рис. 9.1 Типи валів та осів

9.2 Конструктивні елементи валів

Частина валу, яка розташовується в опорі називається – цапфою. Цапфи розподіляються на: шипи, ший та п'ята.

Шипом називається цапфа, розташована на кінцевих ділянках валу чи осі і передає переважно радіальне навантаження.

Шийкою називається цапфа, розташована в середніх ділянках валу.

Опорами для шипів та ший є підшипники. Шипи та ший по формі можуть бути циліндричні (а,б), конічні (в) чи сферичні (г). В основному циліндрична форма.

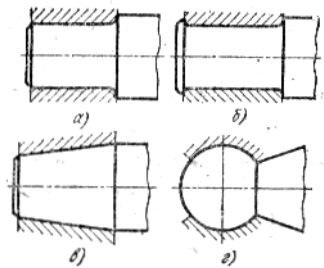
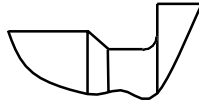


Рис.9.2 Форми цапф

П'ятою називається цапфа, яка передає осьове навантаження. Опорою для п'ят є підп'ятники. П'ята по формі можуть бути: суцільними, кільцевими та гребінчастими.

Перехідні ділянки між двома ступенями валу чи осі виконують:

- 1) з канавкою зі округленням, для виходу шліфувального круга



Відповідна конструкція значно підвищує концентрацію напружень тому доцільно використовувати тільки на кінцевих ділянках валів де величина згинаючого моменту невелика.

2) з галтеллю постійного радіусу



3) з галтеллю змінного радіусу.

9.3 Матеріали валів. Критерії працездатності

Основними матеріалами для валів є вуглецеві та леговані сталі. Поверхні валів, що призначені для спряження з іншими деталями, повинні бути точно і чисто оброблені різцями.

Для валів, розміри поперечних перерізів яких вибирають за умовою жорсткості, переважно використовують сталі Ст5 і Ст6. Для більшості інших випадків застосовують сталі 45, 50, 40Х, 40ХН та ін. Вали з цих сталей піддаються нормалізації, поліпшенню або гартуванню з нагрівом СВЧ і низьким відпуском. Швидкохідні вали, які розташовуються в підшипниках скочвання, виготовляються із сталі 20 чи 20Х з наступною цементацією цапф.

Вали та осі, що обертаються, в процесі роботи сприймають навантаження яке обумовлює циклічну зміну напружень. Тому, основним критерієм працездатності являється втомлива міцність (витривалість), а також жорсткість. Втомлива міцність оцінюється коефіцієнтом запасу міцності, а жорсткість прогином в місцях посадки деталей і кутом нахилу чи закручуванням перетину.

В основному руйнування валів носить втомливий характер відповідно основним розрахунком є розрахунок на втомливість.

Основними розрахунковими факторами є величина обертового та згинального моментів. Величину поздовжньої сили, як правило не враховують.

9.4 Проектний розрахунок валів

Проектний розрахунок валу проводять на статичну міцність для конструктивного визначення діаметру.

При проектувальному розрахунку в основному відомо: величина обертового моменту, потужність і частота обертання валу, навантаження

та розміри основних деталей, що розташовуються на валу. Конструктивно назначають матеріал з якого будуть виготовляти вал.

Проектний розрахунок виконують умовно тільки по дотичним напруженням, так як невідома геометрія валу. Визначають діаметр валу по допустимим дотичним напруженням. При відповідному розрахунку вплив згину, концентрації напружень і характеру навантаження на міцність компенсується зниженими допустимими дотичними напруженнями.

Діаметр розрахункового перетину валу визначають рівнянням

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{T}{0,2[\tau]}},$$

де: T – величина обертального моменту; $[\tau]$ – знижені допустимі дотичні напруження, для Ст.5, Ст6, сталі 45, $[\tau] = 20 \div 25$ МПа.

Згідно розрахованого діаметру проводять ескізну розробку (конструювання) валу, на основі якої складають розрахункову схему.

При складанні розрахункової схеми вали розглядають як прямі бруси, лежачі на шарнірних опорах. При виборі типу опори вважають, що деформації валів малі і, якщо підшипник допускає хоч би невеликий нахил або переміщення цапфи, його вважають шарнірно-нерухомою або шарнірно-рухомою опорою. Підшипники ковзання або кочення, що сприймають одночасно радіальні і осьові зусилля, розглядають як шарнірно-нерухомі опори, а підшипники, сприймаючі тільки радіальні зусилля, як шарнірно-рухомі.

На основі розрахункової схеми виконують уточнений розрахунок валів де враховують не тільки крутні але й згинальні моменти, так як відома довжина всіх ділянок валу, відоме положення деталей на валу, а також розраховані сили, що діють на вал.

Викреслюються розрахункові схеми валу в двох площинах. По відомих силах в зубчатих передачах і відстаням до опор будуються епюри згинальних моментів в горизонтальній і фронтальній площинах. Потім обчислюється сумарний згинальний момент

$$M_C = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}.$$

Далі розраховується і будується епюра еквівалентного моменту

$$M_E = \sqrt{\sigma T^2 + M_C^2}.$$

де: $\sigma = 0,75$ або 1 залежно від прийнятої енергетичної теорії міцності.

Обчислюється еквівалентне напруження від сумісної дії вигину і кручення

$$\sigma_E = \frac{M_E}{W_3} \leq [\sigma_3],$$

на основі якого визначають відповідний діаметр валу

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1[\sigma_3]}}$$

Одержаний в уточненому розрахунку мінімальний діаметр валу приймається остаточно для подальшого проектування.

Контрольні питання до теми № 9

- 1. Призначення валів та осів.*
- 2. Типи валів.*
- 3. Основні конструктивні елементи валів.*
- 4. Критерії працездатності валів?*
- 5. Попередній розрахунок валу (основний принцип)?*
- 6. Уточнений розрахунок валу?*
- 7. Суть ескізної розробки валу?*
- 8. Які основні принципи складання розрахункової схеми валу?*

Тема № 10

РОЗРАХУНОК ВАЛІВ НА ВТОМЛИВІСТЬ

Розрахунок валів на втомливість виконується як перевірочний на стадії робочого проектування, коли практично готове робоче креслення валу, тобто відома його точна форма, розміри і всі концентратори напружень: пази, шпони, кільцеві канавки, крізні і глухі отвори, посадки з натягом, радіуси галтелі. При розрахунку вважається, що напруження вигину змінюються по симетричному циклу, а дотичні напруження кручення – по від нульовому пульсуючому циклу.

Оцінку міцності валу в небезпечних ділянках здійснюють по загальному коефіцієнту запасу міцності

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] = (1,7 \dots 2,5),$$

де: n_{σ} – коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням; n_{τ} – коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням. Якщо $[n] = 1,7$ то необхідно виконати розрахунок валу на жорсткість, в основному приймають $[n] = 2,5$.

Коефіцієнт запасу міцності по нормальним і дотичним напруженням визначаються згідно рівнянь:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_a + \sigma_m \psi_{\sigma}};$$

$$n_T = \frac{T_{-1}}{\frac{k_T T_a}{\varepsilon_T \beta} + T_m \psi_T},$$

де: σ_{-1}, τ_{-1} – межа витривалості матеріалу, для вуглецевих сталей $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$, а для легованих $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (7 \div 120)$, $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$, МПа; σ_a, τ_a – амплітудне значення нормального та дотичного напружень, МПа; σ_m, τ_m – середнє значення нормального та дотичного напружень циклу напруження, МПа; k_σ, k_τ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень (визначається згідно таблиць); $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ – масштабний фактор залежить від діаметру вала (таблична величина); β – коефіцієнт враховуючий ступінь обробки поверхні деталі, при $R_a = 0,32 \dots 2,5$, $\beta = 0,97 \div 0,9$; ψ_σ, ψ_τ – коефіцієнти враховуючі вплив нормальних та дотичних напружень на втомливість матеріалу, для вуглецевих сталей $\psi_\sigma = 0,2$, для легованих $\psi_\sigma = 0,25 \div 0,3$, $\psi_\tau = 0,1$ для вуглецевих та легованих сталей.

Величину амплітудного значення нормального та дотичного напружень визначають рівнянням:

$$\sigma_a = \frac{M_c}{W_3},$$

$$\tau_a = \frac{T}{2W_K}.$$

З урахуванням симетричного циклу навантаження величина середнього значення

$$\sigma_m = 0,$$

а з урахуванням пульсуючого циклу

$$\tau_m = \tau_a.$$

На міцність деталі значно впливають «концентратори напружень», тобто, зміна геометрії (шпоночці канавки, отвори, місця переходу діаметрів і т.д.), яка обумовлює різке збільшення напружень. Також важливу роль грає в міцності стан поверхні. У випадку чистої й тонко обробленої поверхні межа втоми зростає. Тому для підвищення міцності необхідно домагатися високої чистоти поверхні, особливо поблизу концентрації напружень. Крім того необхідно враховувати ще так званий масштабний фактор, гоміздкі деталі мають великий запас енергії деформації, яка спричиняє процес руйнування.

Якщо коефіцієнт запасу виявляється менше потрібного, то опір втоми можна істотно підвищити, застосувавши поверхневе зміцнення: азотування, поверхневий гарт струмами високої частоти, обкатку роликми і т.д. При цьому можна одержати збільшення межі витривалості до 50% і більш.

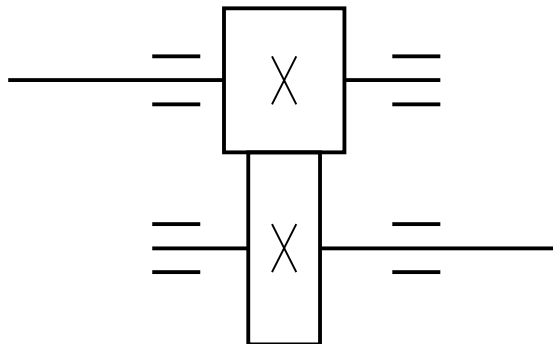
Контрольні питання до теми № 10

1. Чим обумовлено необхідність розрахунку валів на втомливість?
2. Умова міцності при розрахунку на втомливість?
3. Що таке концентрація напружень?
4. В яких ділянках валу виникає концентрація напружень?
5. Що враховує масштабний фактор?
6. Який вплив на втомливість мають розміри деталі?
7. Як визначається амплітудне значення величини напружень?
8. Які існують способи підвищення довговічності валу?

Приклад розрахунку валів

Розрахувати та спроектувати тихохідний вал циліндричної передачі з косим зубом

Схема передачі



Параметри передачі:

1. Величина обертального моменту на валу $T_2 = 29 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
2. Зусилля в зачепленні:
 - окружна сила $F_t = 545 \text{ Н}$;
 - радіальна сила $F_r = 198 \text{ Н}$;
 - осьова сила $F_a = 76 \text{ Н}$;
3. Дільний діаметр зубчатого колеса $d_2 = 106,5 \text{ мм}$.

Попередній розрахунок валів передачі

Попередній розрахунок проводимо на кручення за зниженими допустимими дотичними напруженнями. Для вуглецевих і легованих сталей $[\tau] = 10...25\text{МПа}$.

Визначаємо діаметр вихідного кінця тихохідного валу

$$d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}}$$

$$d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{29000}{0,2 \times 20}} = 19,35 \text{ мм},$$

приймаємо

$$d_{b2} = 20 \text{ мм}.$$

Згідно [1,4,7] назначаємо діаметр вала під підшипник (він повинен бути кратним 5)

$$d_n = 25 \text{ мм},$$

а діаметр вала під колесо

$$d_K = 30\text{мм}.$$

Також вибираємо, згідно стандартного ряду довжин, відповідні довжини ділянок тихохідного валу:

- вихідна ділянка $l_b = 36\text{мм}$;
- ділянка під підшипник та кришку підшипника $l_n = 45 \text{ мм}$;
- ділянка під колесо $l_K = 40\text{мм}$ (так як, довжина маточини $l_M = (1,2 \div 1,5)d = (1,2 \div 1,5)30 = 36...45 \text{ мм}$).

Для вибору відповідного типу підшипника визначаємо співвідношення

$$\frac{F_a}{F_t} = \frac{76}{545} = 0,14 < 0,33,$$

то назначаємо шарикові підшипники. Відповідно вибираємо шариковий однорядний радіальний підшипник №205.

Параметри підшипника №205:

- внутрішній діаметр підшипника $d = 25 \text{ мм}$;
- зовнішній діаметр підшипника $D = 52\text{мм}$;
- ширина підшипника $B = 15\text{мм}$.

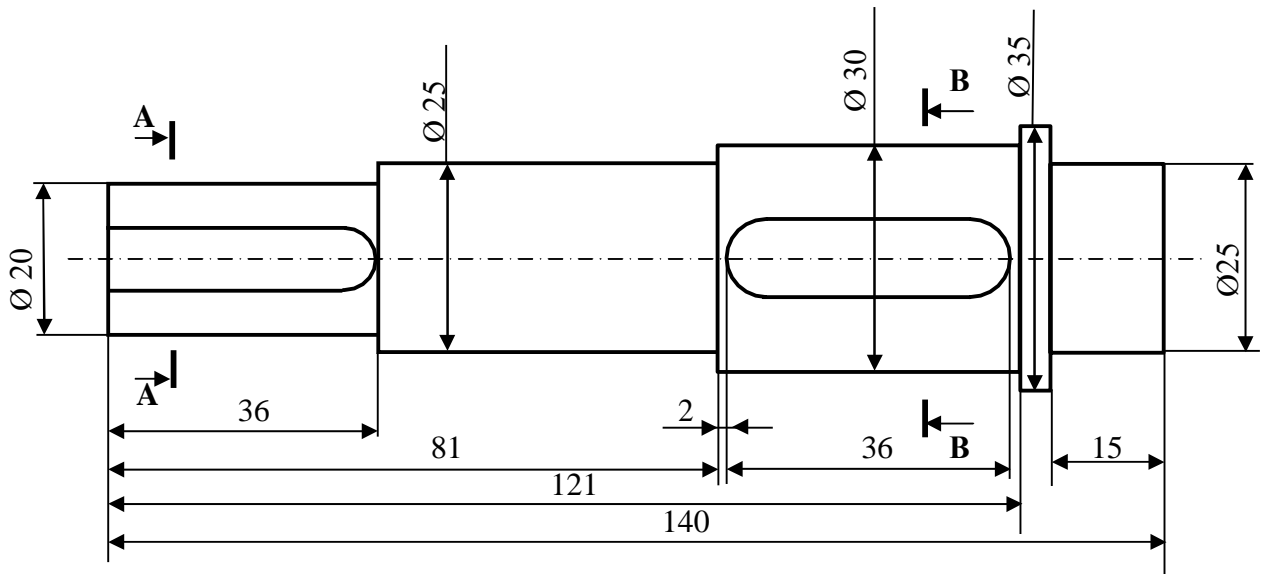
Згідно [1,4,7] за діаметром вала та довжиною відповідної ділянки вибираємо призматичні шпонки розміром $b \times h \times l$:

вихідна ділянка валу $8 \times 7 \times 36$, глибина пазу $t_1 = 3,5 \text{ мм}$, $t_2 = 2,8 \text{ мм}$;

ділянка вала під колесом $10 \times 8 \times 36$, глибина пазу $t_1 = 4 \text{ мм}$, $t_2 = 3,3$

мм.

Виконуємо ескізу розробку тихохідного валу по відповідним розмірам.



Ескіз тихохідного валу.

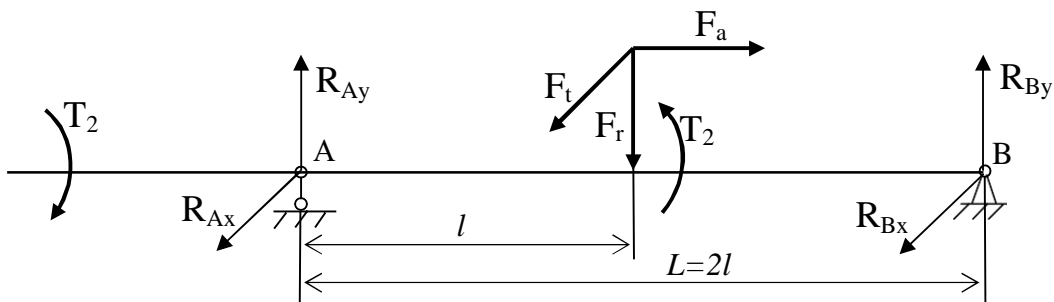
Розрахунок тихохідного валу на втомливість

Визначаємо відстань між опорами валу, округляючи до цілого,

$$L = \frac{B}{2} + 5 + l_M + 5 + \frac{B}{2},$$

$$L = \frac{15}{2} + 5 + 40 + 5 + \frac{15}{2} = 64 \text{ мм.}$$

Будуємо розрахункову схему валу та визначаємо реакції в опорах.



Визначаємо реакції в опорах горизонтальної площини

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{F_t}{2},$$

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{545}{2} = 273 \text{ Н.}$$

Визначаємо реакції в опорах вертикальної площини.

Складаємо рівняння рівноваги у вигляді суми моментів усіх сил відносно точки B

$$\sum M_B = 0,$$

$$R_{Ay}L - F_r l + M_a = 0,$$

визначаємо відстань між опорами підшипника та величину згинаючого моменту

$$l = \frac{L}{2} = 32 \text{ мм}, \quad M_a = F_a \frac{d_2}{2} = 4047 \text{ Н} \times \text{мм}.$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r l - M_a}{L} = \frac{198 \times 32 - 4047}{64} = 36 \text{ Н}.$$

Складаємо рівняння рівноваги у вигляді суми моментів усіх сил відносно точки A

$$\sum M_A = 0,$$

$$R_{By}L - F_r l - M_a = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_r l + M_a}{L} = \frac{198 \times 32 + 4047}{64} = 162 \text{ Н}.$$

Перевірка

$$R_{Ay} + R_{By} + F_r = 0,$$

$$36 + 162 - 198 = 0.$$

Будуємо епюри згинаючих моментів:

визначаємо величину згинаючого моменту в горизонтальній площині

$$M = R_{Ax}l = 273 \times 32 = 8736 \text{ Н} \times \text{мм};$$

визначаємо величину згинаючого моменту в вертикальній площині

$$M_1 = R_{Ay}l = 36 \times 32 = 1152 \text{ Н} \times \text{мм},$$

$$M_2 = R_{By}l = 162 \times 32 = 5184 \text{ Н} \times \text{мм}.$$

Будуємо епюру сумарного моменту

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M^2 + M_i^2}$$

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{M^2 + M_1^2} = \sqrt{8736^2 + 1152^2} = 8812 \text{ Н} \times \text{мм},$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{M^2 + M_2^2} = \sqrt{8736^2 + 5184^2} = 10158 \text{ Н} \times \text{мм}.$$

Будуємо епюру обертального моменту (T_2 , Н×мм).

Згідно побудованих епюр визначаємо небезпечні ділянки валу, для яких виконуємо перевірку валу на втомливість.

В нашому випадку розглядаємо перетин А–А (вихідна ділянка валу) та перетин В–В (ділянка валу під колесом). У відповідних перетинах є канавка для шпонок.

Для валів нормальні напруження згину змінюються по симетричному циклу, а дотичні по пульсуючому.

Умова міцності

$$n \geq [n] = 2,5,$$

де: n – коефіцієнт запасу міцності.

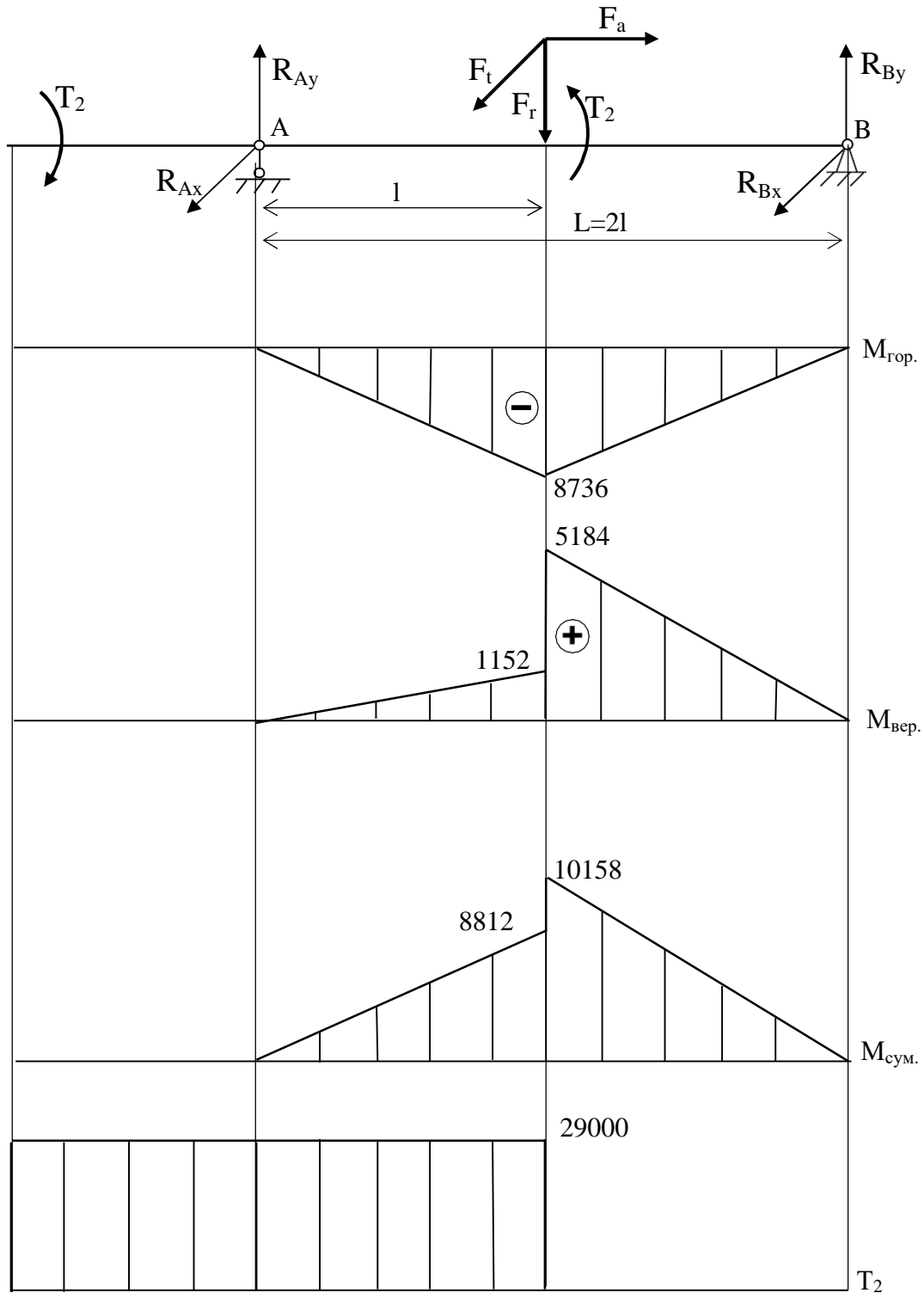
Визначаємо межі витривалості для сталі 45, ($\sigma_B = 570$ МПа):

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B,$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \times 570 = 245 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1},$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \times 245 = 142 \text{ МПа}.$$



Розрахункова схема тихохідного валу та відповідні епюри.

Розглянемо перетин А – А.

Концентрація напружень обумовлена шпоночкою канавкою. В перетині діє тільки напруження від крутіння. Відповідно оцінку міцності виконуємо тільки по коефіцієнту n_τ .

$$n_\tau = \frac{T_{-1}}{\frac{k_\tau \tau_a}{\varepsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \tau_m},$$

де: k_τ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень; ε_τ – масштабний фактор; β – коефіцієнт враховуючий ступінь обробки поверхні; ψ_τ – коефіцієнт враховуючий вплив дотичних напружень на втомливість матеріалу; τ_a, τ_m – амплітудне і середнє значення напружень.

Згідно [1] приймаємо $k_\tau=1,5$, $\varepsilon_\tau=0,83$, $\beta=1$, $\psi_\tau=0,1$.

Визначаємо величину τ_a, τ_m

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2W_K},$$

де: W_K – момент опору перетину при крученні, мм³.

$$W_K = \frac{bd^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d_{b2}},$$

$$W_K = \frac{3,14 \times 20^3}{16} - \frac{8 \times 3,5(20 - 3,5)^2}{2 \times 20} = 1379 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{29000}{2 \times 1379} = 10,5 \text{ МПа.}$$

Відповідно

$$n_\tau = \frac{142}{\frac{1,5}{0,83 \times 1} 10,5 + 0,1 \times 10,5} = 7,1.$$

Так як $7,1 > 2,5$ то відповідно умова міцності виконується.

Розглянемо перетин В–В.

Концентрація напружень обумовлена шпоночкою канавкою та посадкою зубчатого колеса на вал. В перетині діють напруження від крутіння та згину. Відповідно оцінку міцності виконуємо по загальному коефіцієнту міцності

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

де: n_σ – коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma} \sigma}{\varepsilon_{\sigma} \beta^a}}$$

Згідно [1] приймаємо $k_{\sigma} = 1,6$, $\varepsilon_{\sigma} = 0,88$, $\beta = 1$

Визначаємо величину амплітудного напруження

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma}^{\max}}{W_n}$$

де: W_n – момент опору перетину при згинанні, мм^3 .

$$W_n = \frac{\pi d^3}{32} \frac{bt}{2d_K} \frac{(d-t)^2}{K-1},$$

$$W_n = \frac{3,14 \times 30^3}{32} - \frac{10 \times 4(30-4)^2}{2 \times 30} = 2198 \text{мм}^3.$$

$$\sigma_a = \frac{10158}{2198} = 4,6 \text{МПа}.$$

$$n_{\sigma} = \frac{245}{\frac{1,6}{0,88 \times 1} \times 4,6} = 29,2.$$

Визначаємо коефіцієнт n_{τ}

$$n_{\tau} = \frac{T_{-1}}{\frac{k_{\tau} T_a}{\varepsilon_{\tau} \beta^a} + \psi_{\tau} T_m},$$

Згідно [1] приймаємо $k_{\tau} = 1,5$, $\varepsilon_{\tau} = 0,77$, $\beta = 1$, $\psi_{\tau} = 0,1$.

Визначаємо величину T_a, T_m

$$T_a = T_m = \frac{T_2}{2W_K},$$

де: W_K – момент опору перетину при крученні, мм^3 .

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} \frac{bt}{2d_K} \frac{(d-t)}{K-1},$$

$$W_K = \frac{3,14 \times 30^3}{16} - \frac{10 \times 4(30-4)^2}{2 \times 30} = 5035 \text{мм}^3.$$

$$T_a = T_m = \frac{29000}{2 \times 5035} = 2,9 \text{МПа}.$$

Відповідно

$$n_{\tau} = \frac{142}{\frac{1,5}{0,77 \times 1} \times 2,9 + 0,1 \times 2,9} = 24.$$

Загальний коефіцієнт міцності

$$n = \frac{29,2 \times 24}{\sqrt{29,2^2 + 24^2}} = 18,5 > 2,5.$$

Так як $18,5 > 2,5$ то відповідно умова міцності виконується.

ТЕМА IV

ПІДШИПНИКИ

Підшипники служать опорами валів та осів, що обертаються. Призначення підшипника полягає в тому, що він повинен забезпечити надійне і точне з'єднання деталі, що обертається з нерухомим корпусом.

Підшипники класифікуються по виду тертя і навантаженню яке вони сприймають.

По характеру тертя підшипники розділяють на дві групи:

- підшипники ковзання, у яких опорна ділянка валу ковзається по поверхні підшипника (тертя ковзання);
- підшипники кочення, у яких тертя кочення заміняється на тертя кочення внаслідок встановлення шариків та роликів між опорними поверхнями підшипника та валу (тертя кочення).

По навантаженню, яке сприймають підшипники їх розподіляють на:

- радіальні, що сприймають тільки радіальне навантаження і незначне осьове;
- радіально-упорні, що сприймають велике радіальне і менше осьове навантаження;
- упорно-радіальні, що сприймають велике осьове навантаження і менше радіальне навантаження;
- упорні, що сприймають тільки осьове навантаження.

Тема № 11

ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

План

- 1. Конструкція та область використання**
- 2. Умови роботи та види руйнування**
- 3. Розрахунок підшипників ковзання**

11.1 Конструкція та область використання

Основним елементом таких підшипників є вкладиш з антифрикційного матеріалу або, принаймні, з антифрикційним покриттям на опорній поверхні. Вкладиш встановлюють між валом і корпусом підшипника. В деяких випадках вкладиш запресовують безпосередньо в корпус механізму.

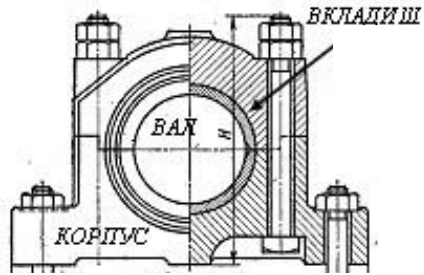


Рис. 11.1 Конструкція підшипника ковзання

При всьому різноманітті і складності конструктивних варіантів підшипникових вузлів ковзання принцип їх пристрою полягає в тому, що між корпусом і валом встановлюється тонкостінна втулка з антифрикційного матеріалу, як правило, бронзи або бронзових сплавів, бабіти, а для механізмів, які сприймають незначні навантаження, з пластмас. Є успішний досвід експлуатації в дизелях тепловозів, тонкостінних біметалічних вкладишів, завтовшки не більше 4 мм, виконаного із сталеві смуги і алюмінієво-олов'яного сплаву.

Більшість радіальних підшипників мають циліндровий вкладиш, який, проте, може сприймати і осьові навантаження за рахунок галтелі на валу і закруглення кромки вкладиша. Підшипники з конічним вкладишем застосовуються рідко, їх використовують при невеликих навантаженнях, коли необхідно систематично усувати зазор від зносу підшипника для збереження точності механізму.

Таким чином форма робочої поверхні вкладишу аналогічна формі цапфи валу.

Підшипники ковзання використовують тільки в тих випадках коли неможливо використати підшипники кочення, тобто:

- роз'ємні підшипники, необхідні по умові збирання (колінчаті вали);
- при великих швидкостях обертання (газодинамічні підшипники в турбореактивних двигунах при $V > 30$ м/с), довговічність підшипників кочення різко знижується;
- при необхідності точного центрування валів та необхідності регулювання зазорів;
- робота підшипників в особливих умовах (агресивні середовища);
- підшипники тихохідних машин.

11.2 Умови роботи та види руйнування

Робота підшипників ковзання супроводжується зношуванням вкладишу. Інтенсивність зношування пов'язана з силами тертя і обумовлює довговічність підшипника. Тертя ковзання обумовлює нагрівання вкладишу, що являється основною причиною його руйнування. З підвищенням температури знижується

в'язкість мастила і збільшується ймовірність заїдання цапфи в підшипнику, що приводить до виплавлення вкладишу.

Для роботи підшипників без зносу поверхні цапфи і втулки повинні бути розділені шаром мастила достатньої товщини.

Залежно від режиму роботи підшипника в ньому може бути реалізоване:

- 1) рідинне тертя, коли робочі поверхні валу і вкладиша розділені шаром масла, товщина якого більше суми висот шорсткості поверхонь; при цьому масло сприймає зовнішнє навантаження, ізолюючи вал від вкладиша, запобігаючи їх зносу. Опір руху дуже малий;
- 2) наполовину рідинне тертя, коли нерівності валу і вкладиша можуть торкатися один одного і в цих місцях відбувається їх схоплювання і відрив частинок вкладиша. Таке тертя приводить до абразивного зносу навіть без попадання пилу ззовні.

11.3 Розрахунок підшипників ковзання

Забезпечення режиму рідинного тертя є основним критерієм розрахунку більшості підшипників ковзання. При цьому одночасно забезпечується працездатність по критеріях зносу і заїдання.

Критерієм міцності, а отже, і працездатності підшипника ковзання є контактні напруження в зоні тертя або, що, у принципі, те ж саме - контактний тиск.

Розрахунковий контактний тиск порівнюють з допустимим

$$p = \frac{R}{l \cdot d} \leq [p],$$

де: R – сила нормального тиску валу на втулку (реакція опори);

l – робоча довжина втулки підшипника,

d – діаметр цапфи валу. $0 - 0$

Іноді зручніше порівнювати розрахунковий допустимий добуток тиску, на швидкість ковзання. Швидкість ковзання легко розрахувати, знаючи діаметр і частоту обертання валу.

$$pV = \frac{RV}{ld} = \frac{Rn\pi}{60l} \leq [pV].$$

Добуток тиску на швидкість ковзання характеризує тепловиділення і знос підшипника. Найбільш небезпечним є момент пуску механізму, оскільки у спокої вал розташовується на вкладиші і при початку руху неминує сухе тертя.

Контрольні питання до теми № 11

1. Типи підшипників?
2. Яке навантаження сприймають підшипники?
3. Конструкції підшипників ковзання?

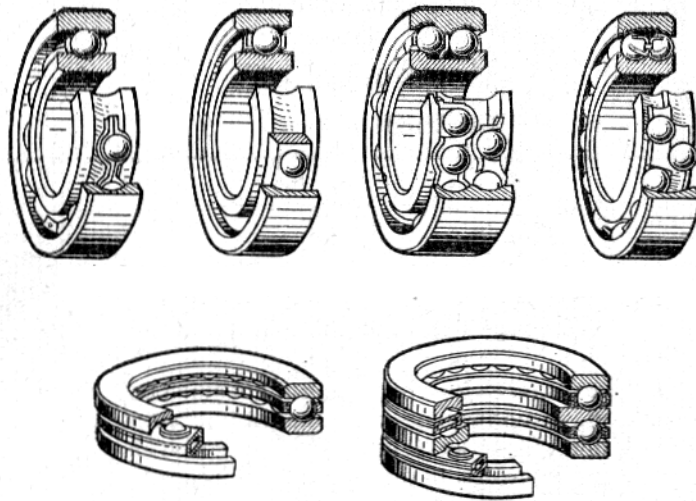
4. Де використовуються підшипники ковзання?
5. Що обумовлює довговічність роботи підшипників ковзання?
6. Які види тертя реалізуються в підшипниках ковзання?
7. Які матеріали використовують для виготовлення вкладишів?
8. Розрахунок підшипників ковзання?

Тема № 12
ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ
План

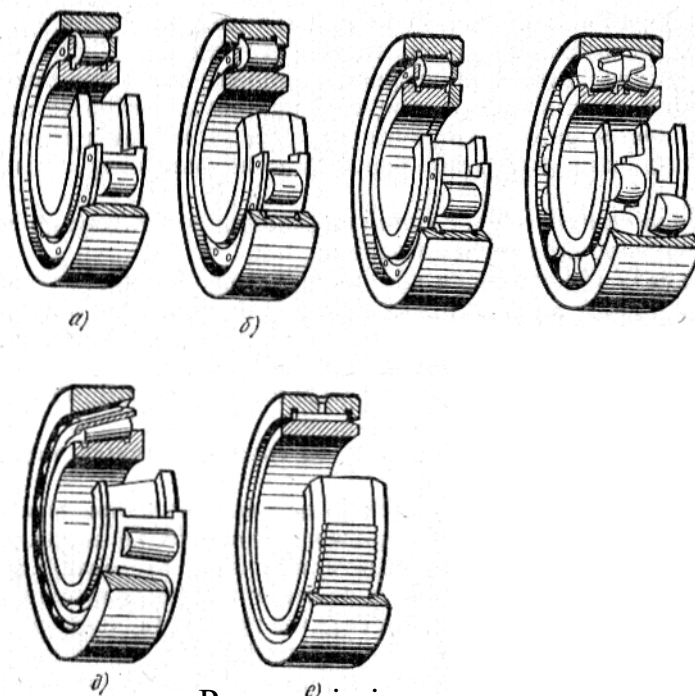
1. Конструкція та область використання
2. Класифікація підшипників кочення і їх маркірування
3. Практичний розрахунок (вибір) підшипників кочення

12.1 Конструкція та область використання

Підшипники кочення являють собою готові вузли, основним елементом яких є тіла кочення – шарики чи ролики.



Шарикові підшипники



Роликові підшипники

Рис.12.1 Типи підшипників кочення

Звичайно підшипник виконується як самостійна складальна одиниця (рис.12.2), що складається із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець, між якими і поміщені тіла кочення 3.

Тіла кочення щоб уникнути непотрібного контакту один з одним і рівномірного розподілу по колу поміщені в спеціальну кільцеподібну обойму – сепаратор 4.

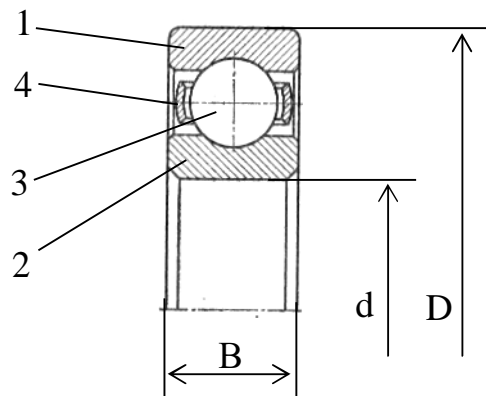


Рис.12.2 Конструкція підшипника кочення

Переваги підшипників кочення:

- низьке тертя, що значно зменшує нагрівання;
- високий рівень стандартизації;
- економія дорогих антифрикційних матеріалів.

Недоліки підшипників кочення:

- значні габаритні розміри та вага;
- високі вимоги до оптимізації вибору типорозміру;
- слабкий віброзахист (тіла кочення є генераторами вібрації за рахунок їх неминучої різної розмірності).

12.2 Класифікація підшипників кочення і їх маркірування

За формою тіл кочення підшипники діляться на:

Шарикові (швидкохідні, здібні самі встановлюватись за рахунок можливості деякого відхилення осі обертання);

Роликові – циліндричні, конічні, бочкоподібні, голчаті, виті (більш вантажопідіймні, але із-за точно фіксованого положення осі обертання не здатні самі встановлюватись, окрім бочкоподібних роликів).

По числу рядів тіл кочення – однорядні та багаторядні.

По радіальних габаритах (по величині зовнішнього діаметру D , рис.12.2) підшипники згруповані в серій: надлегкі; особливо легкі; легкі; середні та важкі.

По осьових габаритах (по ширині підшипники В, рис.12.2) підшипники згруповані в серії: особливо вузькі; вузькі; нормальні; широкі та особливо широкі.

По класах точності підшипники розрізняють: нормального класу; підвищеної точності; високої точності; особливо високої точності; надвисокої точності.

По сприйманих силах всі підшипники діляться на чотири групи.

Радіальні підшипники (якщо $F_r \ll F_a$), що сприймають тільки радіальне навантаження і незначне осьове. Це циліндричні роликові (якщо $F_a = 0$) і радіальні шарикові підшипники.

Радіально-упорні підшипники (якщо $F_r > F_a$), що сприймають велике радіальне і менше осьове навантаження. Це радіально-упорні шарикові і конічні роликові з малим кутом конуса.

Упорно-радіальні підшипники (якщо $F_r < F_a$), що сприймають велике осьове і менше радіальне навантаження. Це конічні роликові підшипники з великим кутом конуса.

Упорні підшипники, «підп'ятники» (якщо $F_r \ll F_a$), що сприймають тільки осьове навантаження. Це упорні шарикові і упорні роликові підшипники. Вони не можуть центрувати вал і застосовуються тільки в поєднанні з радіальними підшипниками.

Маркіруються підшипники кочення з допомогою цифр, які наносяться на торець кільця.

Дві перші цифри, рахуючи справа, означають умовно внутрішній діаметр підшипників, до того ж для всіх підшипників із внутрішнім діаметром 20 мм і більше ці дві цифри означають частку від ділення діаметра (в міліметрах) на 5. Для підшипників з внутрішнім діаметром до 9мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра (тоді на третьому місці стоїть цифра 0). Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02; 03 відповідно.

Третя цифра праворуч свідчить про серію підшипників всіх діаметрів ($d > 10$ мм): основна з особливо легких серій позначається цифрою 1, легка – 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6.

Четверта цифра праворуч показує на тип підшипника: 0 – радіальний шариковий однорядний (при манкіровці не проставляється); 1 – радіальний шариковий дворядний сферичний; 2 – радіальний із короткими циліндричними роликами; 3 – радіальний роликовий дворядний сферичний; 4 – роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий; 5 – роликовий із витими роликами; 6 – радіально-упорний шариковий; 7 – роликовий конічний; 8 – упорний шариковий; 9 – упорний роликовий.

П'ята та шоста цифри праворуч, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості.

Цифри 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак «дефіс» перед умовним позначенням підшипника, означають його клас точності (2 – надвисокий клас точності, 4 – особливо високий, 5 – високий, 6 – підвищений). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка при манкіровці не проставляється.

12.3 Практичний розрахунок (вибір) підшипників кочення

Розрахунок підшипників кочення ґрунтується на двох критеріях: 1) розрахунок на статичну вантажопідйомність по залишковим деформаціям, виконується для попередження можливості виникнення залишкових деформацій;

2) розрахунок на ресурс (довговічність) по втомливому викришуванню, виконується для попередження втомливого руйнування (викришування) робочих поверхонь деталей підшипника.

Підшипники кочення вибираються по внутрішньому діаметру d , і в залежності від частоти обертання валу виконують один із двох розрахунків. Якщо частота обертання валу $n \geq 10 \text{ хвг}^{-1}$, то перевіряють підшипник на довговічність згідно рівняння

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^n,$$

де: C – динамічна вантажопідйомність підшипника, кН (вибирається згідно каталогу); P – еквівалентне динамічне навантаження кН; n – показник степені (для шарикових підшипників $n = 3$, для роликів $n = 3,333$).

Відповідний ресурс роботи підшипника визначається в мільйон обертів, що не зручно на практиці. Тому довговічність роботи підшипників, як правило розраховують в годинах згідно рівнянню

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n},$$

де: n – частота обертання валу.

Для редукторів загального машинобудування довговічність роботи підшипників повинна становити 10000 . . . 35000 годин.

Еквівалентне динамічне навантаження для радіальних та радіально-упорних підшипників є таке умовно постійне радіальне навантаження, при дії якого підшипник має таку довговічність, що і при дійсних умовах навантаження.

$$P = (VXF_r + YF_a)K_\sigma K_T,$$

де: F_r, F_a – радіальне та осьове навантаження; X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження; V – коефіцієнт обертання кільця ($V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця, $V = 1,2$ при обертанні зовнішнього кільця); K_σ – коефіцієнт безпеки, враховує характер

навантаження (для редукторів 1,2...1,3); K_T – температурний коефіцієнт (до 100°C приймають 1).

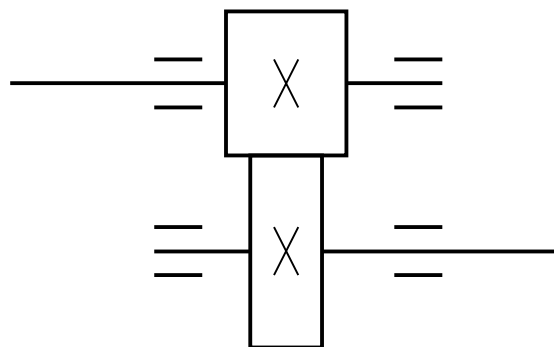
Контрольні питання до теми № 12

1. Типи підшипників кочення?
2. Класифікація підшипників кочення?
3. Конструкції підшипників кочення?
4. Маркування підшипників кочення?
5. Що обумовлює довговічність роботи підшипників?
6. Які існують види розрахунків підшипників кочення?
7. Що таке еквівалентне динамічне навантаження?

Приклад перевірки підшипників на довговічність

Підібрати підшипники для тихохідного валу циліндричної передачі з косим зубом та перевірити їх на довговічність

Схема передачі



Параметри механічної передачі:

1. Зусилля в зачепленні:
 - окружна сила $F_t = 545$ Н;
 - радіальна сила $F_r = 198$ Н;
 - осьова сила $F_a = 76$ Н;
2. Ділильний діаметр зубчатого колеса $d_2 = 106,5$ мм;
3. Діаметр валу під підшипник $d = 25$ мм;
4. Відстань між опорами валу $L = 64$ мм;
5. Термін роботи передачі $t = 30\ 000$ год.

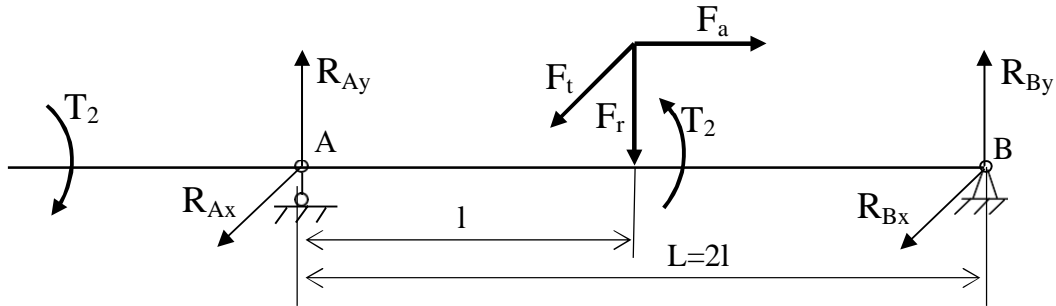
Для вибору відповідного типу підшипника визначаємо співвідношення

$$\frac{F_a}{F_t} = \frac{76}{545} = 0,14 < 0,33$$

то назначаємо шарикові підшипники №205.

Характеристики підшипника №205: $d=25\text{мм}$, $D=52\text{мм}$, $B=15\text{мм}$,
 $C=10,8\text{кН}$, $C_0=6,95\text{кН}$.

Будуємо розрахункову схему валу та визначаємо реакції в опорах.



Визначаємо реакції в опорах горизонтальної площини

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{F_t}{2},$$

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{545}{2} = 273\text{Н}.$$

Визначаємо реакції в опорах вертикальної площини

$$\sum M_B = 0,$$

$$R_{Ay}L - F_r l + M_a = 0,$$

$$l = \frac{L}{2} = 32\text{ мм}, \quad M_a = F_a \frac{d_2}{2} = 4047\text{Н}\times\text{мм}.$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r l - M_a}{L} = \frac{198 \times 32 - 4047}{64} = 36\text{Н}.$$

$$\sum M_A = 0,$$

$$R_{By}L - F_r l - M_a = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_r l + M_a}{L} = \frac{198 \times 32 + 4047}{64} = 162\text{Н}.$$

Перевірка

$$R_{Ay} + R_{By} + F_r = 0, \quad 36 + 162 - 198 = 0.$$

Визначаємо загальні реакції в опорах

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{273^2 + 36^2} = 275\text{ Н},$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{273^2 + 162^2} = 317\text{ Н}.$$

Розрахунок проводимо по найбільш навантаженій опорі

Визначаємо еквівалентну динамічну силу

$$P_E = (XVF_{rB} + YF_a)K_\sigma K_T,$$

де: X, Y – коефіцієнти при радіальній та осьовій силі відповідно; V – коефіцієнт обертання кільця підшипника; K_σ – коефіцієнт безпеки; K_T – температурний коефіцієнт.

Згідно [1] визначаємо відповідні відношення та коефіцієнти

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,0109, \text{ відповідно } e = 0,19;$$

$$\frac{C_o}{F_r} = 0,24 > e \text{ то } X = 0,56, \text{ а } Y = 2,3.$$

$$K_\sigma = 1,2 \text{ і } K_T = 1.$$

$$P_E = (0,56 \times 1 \times 317 + 2,3 \times 76)1,2 \times 1 = 423 \approx 0,43 \text{ кН.}$$

Визначаємо довговічність роботи підшипника в млн. обр.

$$L = \left(\frac{C}{P_E} \right)^3 = \left(\frac{10,8}{0,43} \right)^3 = 15625 \text{ млн. обр.}$$

Визначаємо довговічність роботи підшипника в годинах

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60n_2} = \frac{10^6 \times 15625}{60 \times 725} = 359200 \text{ год. } > t = 25000 \text{ год.}$$

Умова довговічності виконується.

ТЕМА V

МУФТИ

Муфтами називають пристрої, що з'єднують вали і передають крутний момент. Інколи муфтами з'єднують вал із розміщеними на ньому деталями – зубчастими колесами, шківками, зірочками.

Застосування муфт пов'язане з тим, що більшість машин, у тому числі і їх привод, компонують із окремих складальних одиниць, що мають вхідні та вихідні вали. Такими складальними одиницями є, наприклад, двигун і робочий орган машини або двигун, редуктор і робочий орган машини. Безпосередній кінематичний і силовий зв'язок між двигуном і редуктором, редуктором і робочим органом здійснюється за допомогою муфт. Потреба у муфтах виникає і в тих випадках, коли довгі вали за умовами технології виготовлення і складання або транспортування слід виготовляти з кількох складових частин.

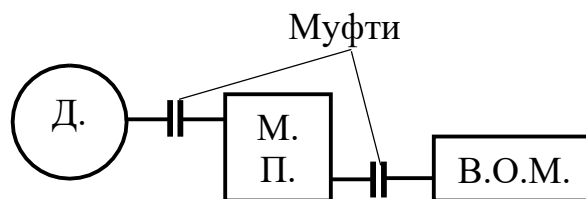


Рис.13.1 Схема приводу

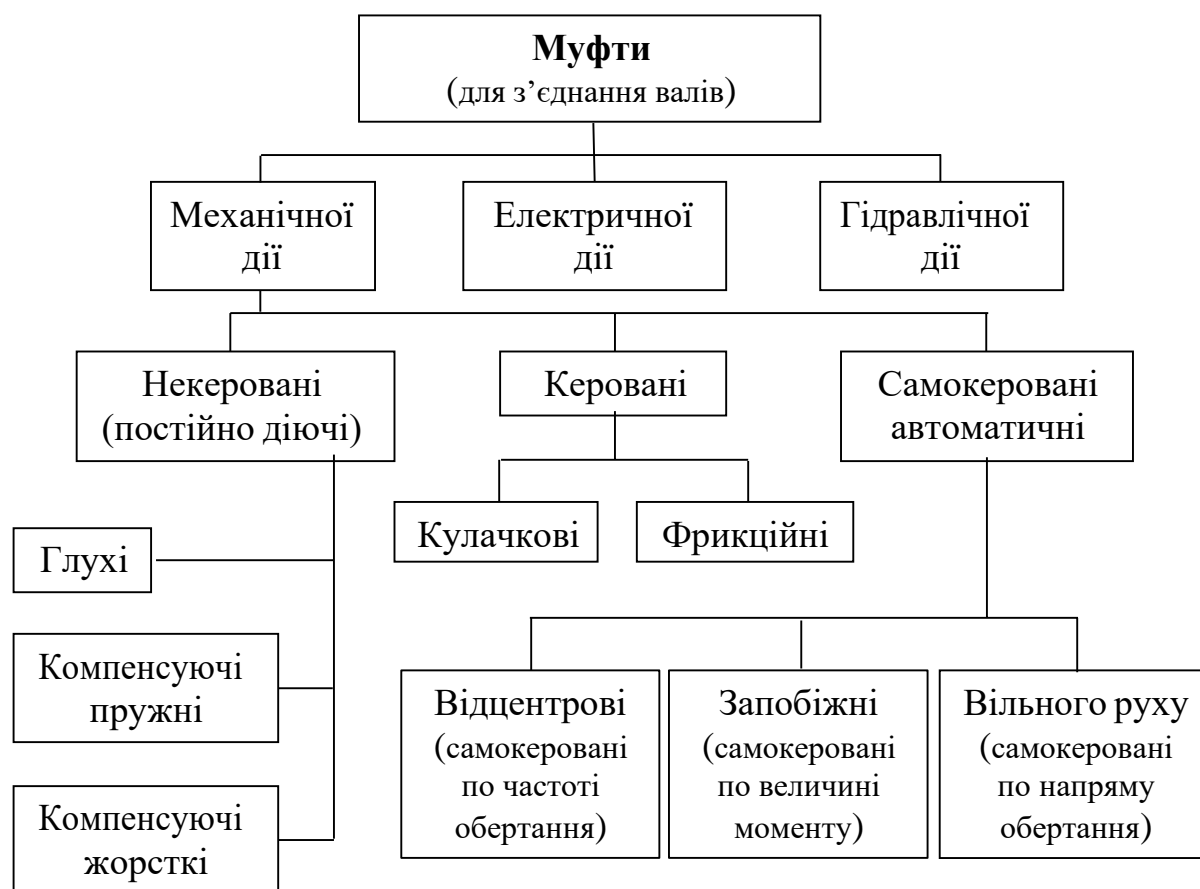
У машинобудуванні використовують муфти дуже різноманітних конструкцій. Як самостійні складальні одиниці найбільш часто вживаються муфти стандартизовані.

Основною характеристикою кожної муфти є обертовий момент T , на передавання якого вона розрахована. Іншими важливими показниками конструкцій муфт є гранична частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції муфти щодо осі обертання.

Стандартні муфти не розраховують, а підбирають за обертовим моментом у відповідних довідниках. Лише у деяких випадках в разі потреби виконують перевірочні розрахунки.

Муфти обчислюють за розрахунковим обертовим моментом $T_p = K_n T$, де: T – номінальний обертовий момент; K_n – коефіцієнт, що враховує короточасні перевантаження або режим роботи муфти. Для машин із невеликими приводними масами і спокійному навантаженні $K_n = 1,0 \dots 1,5$, для машин із середніми масами та змінним навантаженням (поршневі компресори, стругальні верстати) $K_n = 1,5 \dots 2,0$. У машинах із великими приводними масами та ударним навантаженням (молоти, прокатні стани, роторні дробарки) $K_n = 2,5 \dots 3,0$.

Класифікацію механічних муфт розглянемо у вигляді структурної схеми.



Тема № 13 НЕКЕРОВАНІ МУФТИ

Конструкція та область використання

До класу некерованих муфт належать усі не розчіпні (постійно діючі) муфти, тобто такі, в яких частини муфти (ведуча і ведена пів муфти) з'єднані між собою постійно. Цей клас муфт є найпоширенішим.

Глухі муфти призначені для жорсткого з'єднання співвісних валів. Вони бувають втулкові і фланцеві.

Втулкова муфта – найпростіша з глухих муфт, суцільна і насаджується на кінці валів, які підлягають з'єднанню.

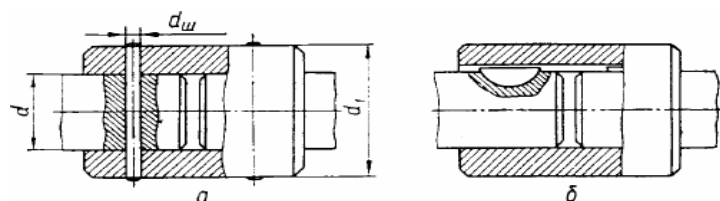


Рис.13.1 Втулкова муфта

З'єднання суцільної втулки з валами може здійснюватись за допомогою штифтів рис.13.1а, шпонок рис.13.1б або за допомогою шліців. При монтажі або демонтажі муфти виникає потреба у відносному осьовому зміщенні валів. Тому для втулкових муфт не використовують посадки з гарантованим натягом.

Втулкові муфти застосовують здебільшого для діаметрів валів $d \leq (60 \dots 70)$ мм. Матеріал втулок – сталь 40, 45, а при великих розмірах – чавун СЧ18, СЧ20. Штифти виготовляють із сталей 45, 50.

Фланцева муфта складається з двох виконаних у вигляді фланців пів муфт, які насаджені на кінці валів і з'єднані між собою болтами рис 13.2.

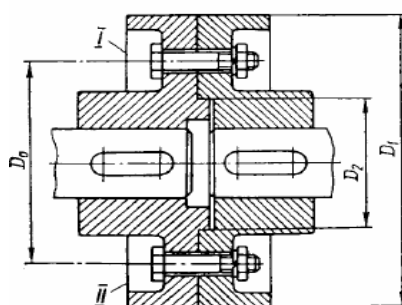


Рис.13.2 Фланцева муфта

Болти муфти ставлять із зазором (варіант I) або без зазору (варіант II). У першому випадку момент T_p передається за рахунок моменту сил тертя, що виникає у площині стику пів муфти від затяжки болтів, а у другому випадку – безпосередньо болтами, які знаходяться під дією деформації зрізу. Фланцеві муфти стандартизовані для валів діаметром 12 – 220 мм і обертових моментів 8 – 45000 Нм.

Компенсуючі пружні муфти використовують переважно для зменшення динамічних навантажень у приводі і можуть у деякій мірі компенсувати не співвісність валів. За конструкцією пружні муфти дуже різноманітні.

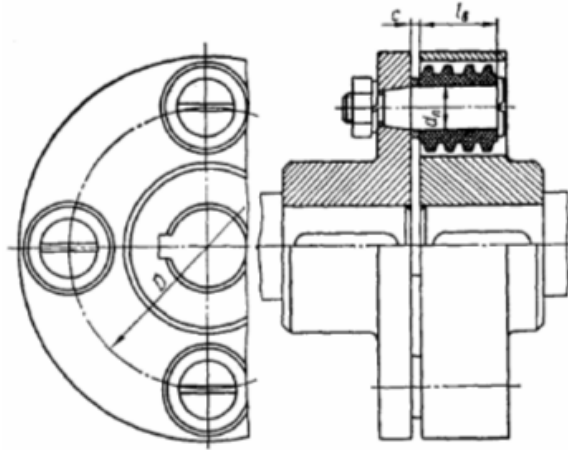


Рис.13.3 Муфта пружна втулково-пальцева

Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП) складається з двох пів муфт, нерухомо закріплених в одній пів муфті пальців, на яких розміщені гумові гофровані втулки, що взаємодіють із другою пів муфтою.

Пружність муфти забезпечується за рахунок гофрованих втулок, здатних деформуватись при передаванні муфтою обертового моменту T_p . МПВП допускає зміщення валів: осьове $\Delta_o=(1...5)$ мм, радіальне $\Delta_r=(0,2...0,5)$ мм і кутове $\Delta_\alpha=(0,5...1,0)^\circ$. Однак зміщення Δ_r і Δ_α збільшують спрацювання пружних елементів і нерівномірність розподілу навантаження між пальцями муфти. Крім цього, такі зміщення додатково навантажують вали у радіальному напрямі. Перевагами МПВП є простота конструкції та заміни пружних елементів, малі габаритні розміри та маса. МПВП стандартизовані для валів діаметром (10...160)мм і обертових моментів 6,3 – 16000 Нм.

Компенсуючі жорсткі муфти використовують для з'єднання валів із незначною не співвісністю, спричиненою неточністю виготовлення та монтажу, а також пружними деформаціями валів. Вони підвищують надійність роботи приводів, бо призводять до незначних додаткових радіальних навантажень на вали.

До жорстких компенсуючих муфт належать кулачкові-дискові, зубчасті, ланцюгові, шарнірні та ін.

Кулачково-дискова муфта складається з двох пів муфт, що взаємодіють між собою через проміжний диск. На внутрішніх торцях пів муфт є діаметрально розміщені пази, а проміжний диск має на обох торцях взаємно перпендикулярні виступи, які входять у пази двох пів муфт. Осьовий зазор δ між проміжним диском і пів муфтами дозволяє компенсувати поздовжні зміщення валів, а взаємно перпендикулярний напрям виступів на торцях проміжного диску забезпечує можливість компенсації похибок Δ_r і Δ_α . Переважно компенсаційна здатність муфти

становить $\Delta_o=(2\dots4)\text{мм}$, $\Delta_r = (1\dots3)\text{мм}$. $\Delta_\alpha \leq 0,5^\circ$. Розміри муфти вибирають згідно стандарту для діаметрів валів 16 – 150мм і обертових моментів 16 – 16000Нм.

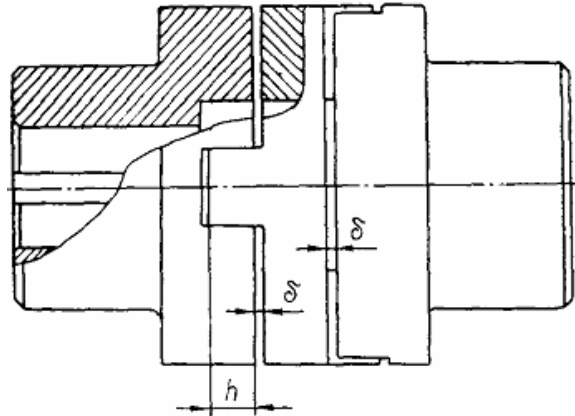


Рис.13.4 Кулачково-дисконна муфта

Не співвісність валів спричиняє ковзання виступів проміжного диску у пазах пів муфт і їхнє спрацювання. Інтенсивність спрацювання зростає зі збільшенням не співвісності та кутової швидкості валів.

Деталі кулачково-дисконних муфт виготовляють із сталей Ст5 або 45Л. Для важко навантажених муфт застосовують леговані сталі типу 15Х, 20Х із цементацією робочих поверхонь.

Зубчаста муфта компенсує осьове, радіальне і кутове зміщення валів, бо її зубчасте зачеплення виготовляють із гарантованим боковим зазором і з можливістю вільного осьового зміщення спряжених зубців, а самі зубці мають бочкоподібну форму зі сферичною зовнішньою поверхнею.

Компенсаційна здатність зубчастих муфт: $\Delta_o=(3\dots4)\text{мм}$, $\Delta_r=(1,5\dots2)\text{мм}$; $\Delta_\alpha=(0,5\dots1,0)^\circ$.

Широке використання у машинобудуванні зубчастих муфт пояснюється їхніми перевагами: невеликою масою і габаритними розмірами; високою несучою здатністю, що визначається великою кількістю зубців у зачепленні: допускає високі колові швидкості.

Зубчасті муфти стандартизовані для діаметрів валів 40 – 200мм і обертових моментів 1000 – 63000Нм.

Контрольні питання до теми № 13

1. Для чого використовують муфти?
2. Класифікація муфт?
3. Конструкції втулкових муфт?
4. Конструкції фланцевої муфти?
5. Компенсуючі пружні муфти?

6. Компенсуючі жорсткі муфти?

7. Які існують відхилення осів валів від номінального?

Тема № 14

КЕРОВАНІ МУФТИ

Конструкція та область використання

До класу керованих належать муфти, за допомогою яких з'єднують і роз'єднують вали під час зупинки і роботи привода. Ці муфти поділяють на кулачкові і фрикційні.

Кулачкова муфта у найпростішому вигляді складається з двох пів муфт, на торцях яких розміщені кулачки. Одна пів муфта закріплюється на валу нерухомо, а інша, що знаходиться на другому валу, може переміщатися уздовж цього вала. Рухому пів муфту переміщують за допомогою спеціального пристрою – механізму керування муфтою. Вилку механізму керування розміщують у кільцевому пазу рухомої пів муфти. Із введенням у зачеплення кулачків двох пів муфт здійснюється передавання обертового моменту від одного вала до другого.

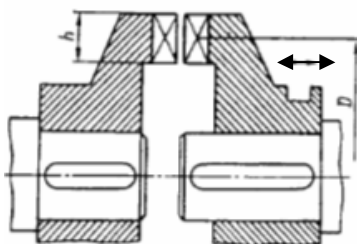


Рис.14.1 Кулачкова муфта

Вмикання кулачкових муфт під час обертання валів завжди супроводжується ударами, які можуть спричинити руйнування кулачків. Тому такі муфти не рекомендують використовувати для вмикання приводів під навантаженням і при великих швидкостях відносно обертання валів (відносна колова швидкість кулачків $V > 1 \text{ м/с}$).

Пів муфти кулачкових муфт виготовляють із сталей, що підлягають цементації, 15, 20, 15X, 20X, а при великих розмірах – із сталей 45, 40X, 40XH. Твердість кулачків повинна бути $\geq 50 \dots 55 \text{ HRC}$.

Фрикційні муфти передають обертовий момент за рахунок моменту сил тертя на робочих поверхнях їхніх деталей.

Під час вмикання фрикційних муфт обертовий момент на веденому валу зростає поступово і пропорційно збільшенню сили притискання поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням і зі значною початковою різницею їх кутових швидкостей. У процесі вмикання муфта пробуксовує, а розгін веденого вала відбувається плавно без ударів. Фрикційні муфти за формою робочих поверхонь бувають таких видів: дискові, конусні і циліндричні, які мають циліндричну робочу поверхню.

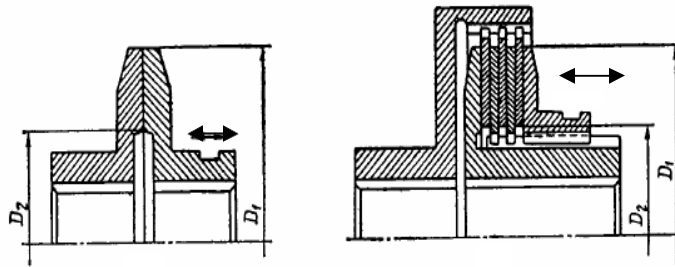


Рис.14.2 Фрикційні муфти

Дискові фрикційні муфти бувають із однією парою поверхонь тертя і з багатьма парами поверхонь тертя.

У відповідних муфт сила притискання дисків залежить від коефіцієнту тертя ковзання на поверхнях дисків та кількості пар (z) поверхонь тертя (для муфт, які приведені на рис.14.2 а, $z = 1$, а для муфти на рис.14.2 б, $z = 6$).

Таким чином, із застосуванням багатодискових муфт можна збільшити обертовий момент, що передається у z разів порівняно з дводисковою муфтою, якщо зберігається та сама сила стискання дисків і їхні діаметри.

Контрольні питання до теми № 14

1. Для чого використовують керовані муфти?
2. Конструкція кулачкових муфт?
3. Конструкції фрикційних муфт?
4. Принцип роботи фрикційних муфт?

Тема № 15

САМОКЕРОВАНІ МУФТИ

15.1 Конструкція та область використання

Самокеровані муфти автоматично з'єднують або роз'єднують вали, якщо параметри роботи машини недопустимі за тими чи іншими показниками. В разі потреби з'єднання валів залежно від швидкості обертання одного з них застосовують відцентрові муфти; із обмеженням напрямку обертання і передавання навантаження використовують обгінні муфти, а із обмеженням робочого навантаження – запобіжні муфти.

Відцентрові муфти автоматично з'єднують (роз'єднують) вали з досягненням певної кутової швидкості. Такі муфти керуються відцентровою силою.

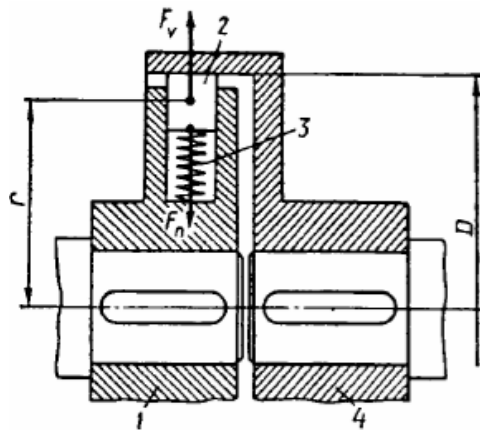


Рис.15.1 Відцентрова муфта

Муфта складається зі з'єднаної з ведучим валом пів муфтою 1, у пазах якої розміщені колодки 2, що утримуються пружинами 3, та пів муфти 4 у вигляді барабана, закріпленої на веденому валу.

Під час обертання ведучого вала колодки знаходяться під дією відцентрової сили F_v та сили пружини F_n . Якщо швидкість вала мала, то $F_n > F_v$ і колодки не притиснуті до барабана, тобто муфта не передає обертового моменту (ведений вал не обертається). Із збільшенням кутової швидкості ω_1 зростає і відцентрова сила F_v , а при $F_v > F_n$ колодки стикаються з барабаном і за рахунок сил тертя між колодками і барабаном передається обертовий момент до веденого вала (вал почне обертатися). Відповідно зі зменшенням кутової швидкості ведучого вала муфта розмикається.

Запобіжні муфти використовуються для захисту окремих органів машини від перевантажень. Вони бувають із не руйнованими елементами та з руйнованими елементами.

Запобіжні муфти із руйнованим елементом застосовують при відносно рідких перевантаженнях привода машини. Недоліком цих муфт є

потреба заміни зруйнованих елементів.

На рис.15.2 зображена муфта із запобіжним штифтом. Тут обертовий момент від однієї пів муфти до іншої передається через штифт, який зрізується при перевантаженні.

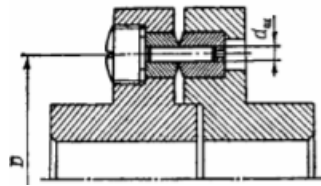


Рис.15.2 Запобіжна муфта

Для відновлення роботи муфти штифт замінюють. Загартовані втулки, в яких знаходиться штифт, запобігають зминанню більш м'якого матеріалу пів муфт штифтом і тим самим наближають дійсні умови зрізу штифта до розрахункових. Переважно кількість штифтів у муфті $z = 1$, рідше $z = 2$. Матеріал штифтів – середньо вуглецева сталь.

Контрольні питання до теми № 15

1. Для чого використовують самокеровані муфти?
2. Конструкція та принцип роботи відцентрових муфт?
3. Конструкції запобіжних муфт?
4. Принцип роботи запобіжної муфти?

ТЕМА VI**З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ**

Деталі машин зв'язані між собою тим чи іншим способом. Відповідні в'язі розподіляють на: рухомі та нерухомі.

Нерухомі в'язі в техніці називають з'єднанням.

По принципу роз'ємності всі види з'єднань можна розділити на: роз'ємні та нероз'ємні.

Роз'ємні з'єднання – дозволяють роз'єднувати деталі без їх ушкодження. До них відносяться: різьбові; шпонкові; шліцові, штифтові; клеєві та профільні.

Нероз'ємні з'єднання – не дозволяють роз'єднувати деталі без їх ушкодження. До них відносяться: зварні; заклепкові; пресові; клеєні та паяні. Пресові відносяться до групи умовно, так як в процесі демонтажу має місце деяка залишкова деформація поверхонь.

Основним критерієм працездатності з'єднань є міцність. Необхідно прагнути, щоб з'єднання були рівно міцні з з'єднувальними елементами.

Тема № 16
РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ
План

1. Різьбові з'єднання
2. Шпонкові з'єднання
3. Штифтові з'єднання
4. Шліцові з'єднання

16.1 Різьбові з'єднання

Різьбовими називаються такі з'єднання, які виконуються за допомогою деталей, що мають різьбу. Широке використання різьбових з'єднань у машинобудуванні обумовлене їхньою простотою, високою несучою здатністю, надійністю, а також зручністю з'єднання та роз'єднання деталей. Застосуванню різьбових з'єднань сприяють також наявність значної номенклатури спеціальних різьбових деталей, пристосованих до різних конструктивних варіантів з'єднань, їхня широка стандартизація та мала вартість в умовах масового виготовлення.

Обмеження у використанні різьбових з'єднань пов'язані з наявністю значної кількості концентраторів напружень на поверхнях різьбових деталей, що зменшує їх втомну міцність при дії змінних напружень.

Кріпильні різьби застосовують у деталях різьбових з'єднань. Залежно від форми поверхні, на якій нарізана різьба, розрізняють циліндричні та конічні різьби. В основному використовуються циліндричні кріпильні різьби. Конічну різьбу застосовують у випадках, коли треба забезпечити герметичність з'єднання.

Кріпильні різьби бувають: метричні, трубні та круглі.

Метрична різьба є основною кріпильною різьбою. Вона має назву метричної тому, що всі її розміри задаються в міліметрах (на відміну від мало розповсюдженої дюймової різьби, розміри якої задаються в дюймах). Метрична різьба має трикутний профіль витків із кутом профілю $\alpha = 60^\circ$. Вершини витків та впадин притуплені по прямій або по дузі кола, по вершинах та впадинах утворений зазор. Така конструкція полегшує обробку різьби, зменшує концентрацію напружень та запобігає пошкодженням складальних робіт.

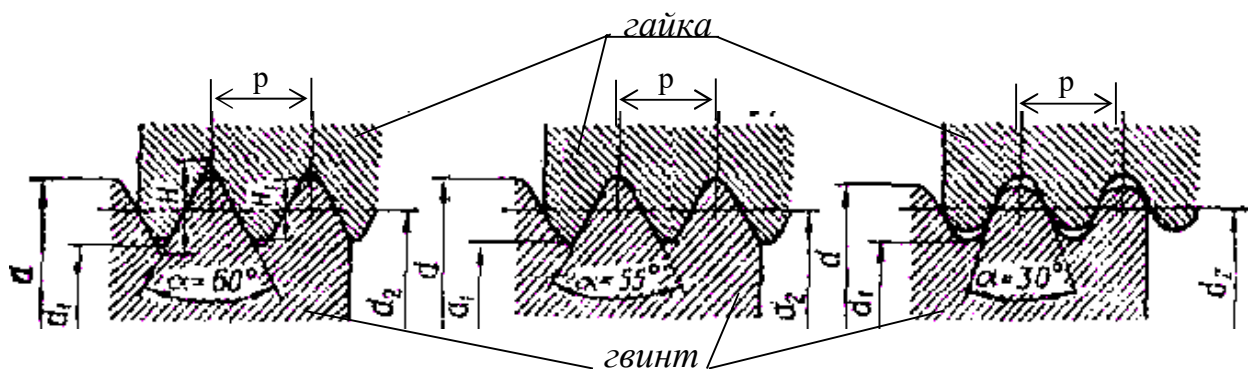


Рис.16.1 Кріпильні різьби (метрична, кругла і трубна)

Метрична різьба характеризується такими основними геометричними параметрами:

- $d(D)$ – зовнішній (номінальний), $d_1 (D_1)$ - внутрішній і середній $d_2 (D_2)$ діаметри різьб. Діаметри, що відносяться до зовнішньої різьби – болт, шпилька і т. п. – d, d_1 і d_2 , діаметри, що відносяться до внутрішньої різьби – гайка, різьбовий отвір і т. п. – D, D_1 і D_2 ;

- p – крок різьби (відстань між однойменними сторонами двох сусідніх витків, виміряна в напрямі осі гвинта);

- $H=0,54p$ – робоча висота профілю, на якій дотикаються витки гвинта і гайки.;

- n – число заходів різьби (для кріпильних метричних різьб $n=1$);

- ψ - кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру.

Позначення метричної різьби: M20 – метрична різьба з нормальним кроком і зовнішнім діаметром $d=20$ мм; M20× 1,5 - метрична різьба з малим кроком витків $p=1,5$ мм і зовнішнім діаметром $d=20$ мм.

Основні геометричні параметри метричних різьб регламентовані стандартами.

Трубна різьба використовується для герметичного з'єднання труб арматури. Ця різьба має кут профілю витків $\alpha = 55^\circ$, вершини та впадини витків закруглені і відсутній зазор між вершинами та впадинами, що надає з'єднанню деталей високу щільність.

Трубна різьба має малий крок витків, оскільки нарізується на трубі з малою товщиною стінки. За номінальний діаметр трубної різьби беруть внутрішній діаметр труби. Зовнішній діаметр такої різьби в дійсності більший номінального на дві товщини стінки труби.

У міжнародному стандарті для трубної різьби зберігається дюймове вимірювання ($1' = 25.4$ мм). Позначення трубної різьби в технічній документації таке: Трубн. 2.кл.2 – трубна різьба із номінальним діаметром 2 дюйми за другим класом точності. Нині замість трубних різьб часто застосовують метричні різьби з малим кроком витків.

Кругла різьба зручна для виготовлення накатуванням або витисканням на тонкостінних металевих та пластмасових деталях, а також відливанням на чавунних, скляних, пластмасових та інших виробках. Профіль витків круглої різьби утворюється спряженими дугами кіл, а кут профілю $\alpha = 30^\circ$.

Круглі різьби мають обмежене застосування, і в основному вони використовуються для деталей, що часто загвинчуються та відгвинчуються в умовах забруднення (пожежна арматура, вагонні стяжки, цоколі електроламп та ін.). Параметри круглої різьби регламентовані стандартом.

16.2 Шпонкові з'єднання

Шпонкою називається деталь, яку вставляють у пази вала і маточини (втулки) з метою утворення з'єднання, здатного передавати обертовий момент від вала до маточини або від маточини до вала.

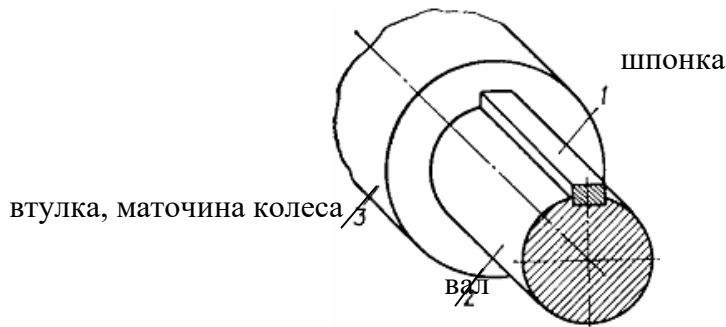


Рис.16.2 Шпонкове з'єднання

Завдяки простоті та надійності конструкції, порівняно низькій вартості, а також зручності складання шпонкові з'єднання широко застосовують у машинобудуванні. До недоліків шпонкових з'єднань належать послаблення вала та маточини шпонковими пазами, які зменшують поперечний переріз і спричиняють значну концентрацію напружень, що сприяє втомному руйнуванню валів.

Розрізняють ненапружені та напружені шпонкові з'єднання. Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою призматичних та сегментних шпонок.

Призматичні шпонки за призначеннями бувають звичайні та напрямні. Звичайні призматичні шпонки призначені для нерухомого з'єднання маточини (втулки) з валом. Вони бувають із округленими або плоскими торцями. Направні шпонки застосовують у тих випадках, коли деталі, розміщені на валах, можуть рухатись уздовж валів. Направну шпонку закріплюють до вала гвинтами.

Згідно із стандартом ширину призматичної шпонки b і висоту h вибирають залежно від діаметра вала d . Стандарт також регламентує глибину паза на валу t_1 і у втулці t_2 . Довжину шпонки l вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу, перевіряють розрахунком на міцність і також узгоджують зі стандартом.

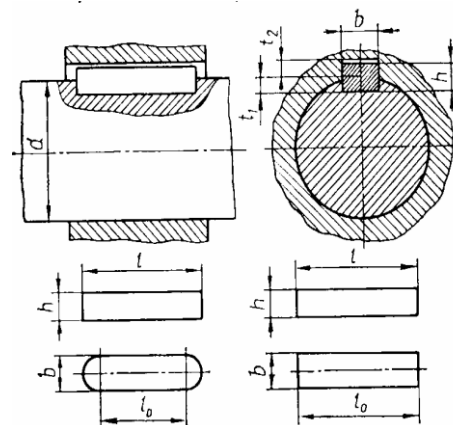


Рис.16.3 Геометрія призматичних шпонок

Робочими гранями призматичних шпонок є їхні бічні грані, які контактують з бічними гранями пазів. Робоча довжина призматичної шпонки зі округленими торцями $l_0 = l - b$, а шпонки з плоскими торцями $l_0 = l$.

З'єднання за допомогою сегментної шпонки. Глибока посадка шпонки на валу забезпечує їй більш стійке положення, ніж призматичної шпонки. Це запобігає перекошуванню шпонок під навантаженням. Однак глибокий паз значно послаблює вал, тому сегментні шпонки використовують головним чином для з'єднання деталей на ділянках валів з невеликим навантаженням, наприклад на кінцях валів.

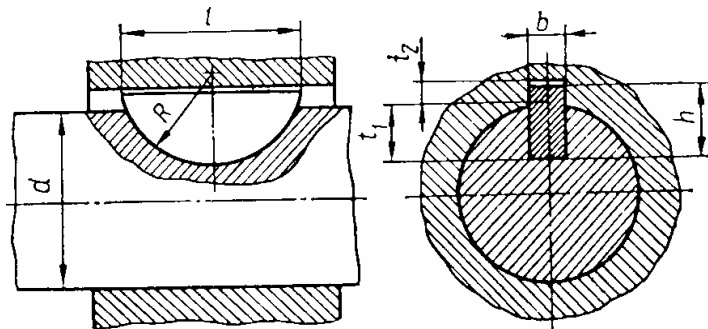


Рис.16.4 Геометрія сегментної шпонки

З'єднання сегментними шпонками є технологічними, оскільки виготовлення як шпонок, так і пазів на валах досить просте. Сегментні шпонки стандартизовані. Розміри сегментних шпонок та пазів для них вибирають за стандартом залежно від діаметру валу.

Ненапружені шпонкові з'єднання є найбільш розповсюдженими. Вони використовуються в поєднанні з перехідними посадками деталей на вал або з посадками із гарантованим натягом. У таких випадках забезпечується достатнє центрування деталей та висока надійність з'єднання.

Напружені шпонкові з'єднання здійснюються за допомогою клинових та циліндричних шпонок.

Оскільки шпонкові з'єднання стандартизовані і їхні розміри вибирають залежно від діаметра вала за відповідними стандартами, розрахунок шпонкових з'єднань у більшості випадків виконують як перевірочний.

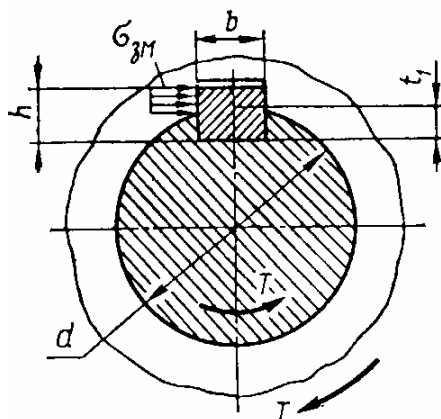


Рис.16.5 Розрахункова схема шпонки

Розрахунок з'єднання призматичною шпонкою. В з'єднанні обертовий момент T передається від валу до маточини деталі, розміщеної на ньому, за допомогою взаємодії бічних вузьких граней шпонки з бічними стінками пазів на валу та в маточині в наслідок чого навантажені поверхні зминаються. Основним розрахунком з'єднання призматичною шпонкою є розрахунок за умови обмеження напружень зминання

$$\sigma_3 = \frac{2T}{dl_0(h - t_1)} \leq [\sigma_3].$$

Коли умови міцності шпонкового з'єднання не виконуються, то тоді треба збільшити довжину шпонки, якщо дозволяє довжина маточини, або передбачити в з'єднанні дві шпонки, взаємно зміщені на 180° , або три шпонки, взаємно зміщені на 120° , але це застосовують дуже рідко.

Розрахунок з'єднання сегментною шпонкою виконують так, як і розрахунок з'єднання призматичною шпонкою, бо умови роботи цих з'єднань аналогічні.

16.3 Штифтові з'єднання

Штифти застосовують в основному для точного установлення з'єднуючих деталей машин. Штифтами користуються для фіксації положення редуктора відносно його корпусу. Рідше штифти застосовують для скріплення деталей машин, які передають невеликі навантаження.

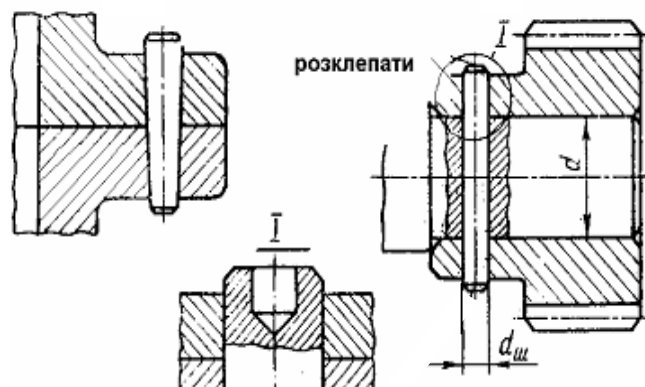


Рис.16.6 Штифтові з'єднання

По формі розрізняють конічні і циліндричні штифти. Конічні штифти виконують із конусністю 1:50, яка забезпечує самогальмування. Циліндричні штифти встановлюють на робоче місце з натягом, а в рухомих з'єднаннях – із розклепуванням кінців. Звичайні конічні штифти встановлюють при прохідних отворах, коли їх можливо вибивати з протилежного боку. Штифти виготовляють із сталей Ст4, Ст5, 35, 40 і 45.

16.4 Шліцові з'єднання

Шліцові з'єднання – утворюються виступами на валу, що входять в зв'язані пази маточини колеса. Як на вигляд, так і за динамічними умовами роботи шліци можна вважати з'єднаннями багато шпонковим з'єднанням. Деякі автори називають їх зубчатими з'єднаннями.

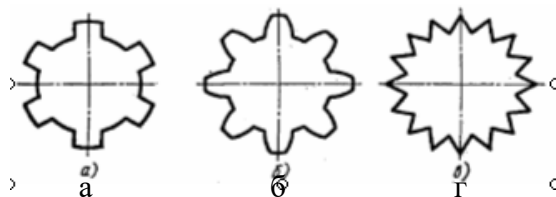


Рис.16.7 Види шліців

В основному використовуються прямо бічні шліци (а), рідше зустрічаються евольвентні (б) і трикутні (в) профілі шліців. Прямо бічні шліци можуть центрувати колесо по бічних поверхнях, по зовнішніх поверхнях та по внутрішніх поверхнях.

Порівняно з шпонками шліци мають велику несучу здатність, краще центрують колесо на валу, підсилюють перетин валу за рахунок більшого моменту інерції ребристого перетину в порівнянні з круглим, але вимагають спеціального устаткування для виготовлення отворів.

Змінання і знос робочих поверхонь обумовлено контактними напруженнями. Це дозволяє розраховувати шліці по узагальненому критерію. Допустимі напруження призначають на основі досвіду експлуатації подібних конструкцій.

При розрахунку враховується нерівномірність розподілу навантаження по зубах

$$\sigma_3 = \frac{8T}{z h l d_{сер}} \leq [\sigma_3],$$

де: z – число шліців; h – робоча висота шліців; l – робоча довжина шліців; $d_{сер}$ – середній діаметр шліцевого з'єднання.

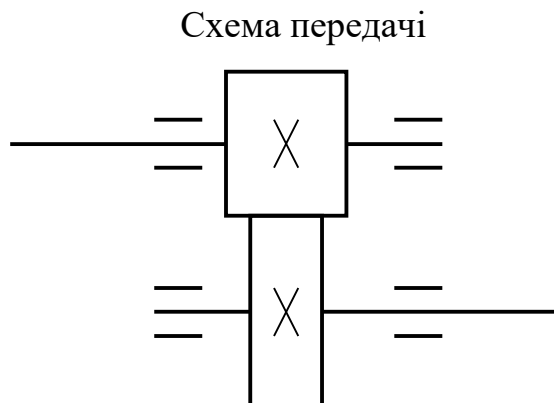
Для евольвентних шліців робоча висота приймається рівною модулю профілю, за $d_{сер}$ приймають ділильний діаметр.

Контрольні питання до теми № 16

1. Для чого необхідно з'єднання деталей?
2. Які існують з'єднання?
3. Які існують різьбові з'єднання?
4. Основна геометрія різьби?
5. Види шпонок?
6. Конструкція з'єднання призматичною шпонкою?
7. Конструкція з'єднання сегментною шпонкою?
8. Розрахунок шпонкового з'єднання?
9. Штифтові з'єднання?
10. Шліцеві з'єднання?

Приклад розрахунку роз'ємних з'єднань

1. Розрахувати шпонкові з'єднання тихохідного валу циліндричної передачі з косим зубом.



Параметри передачі:

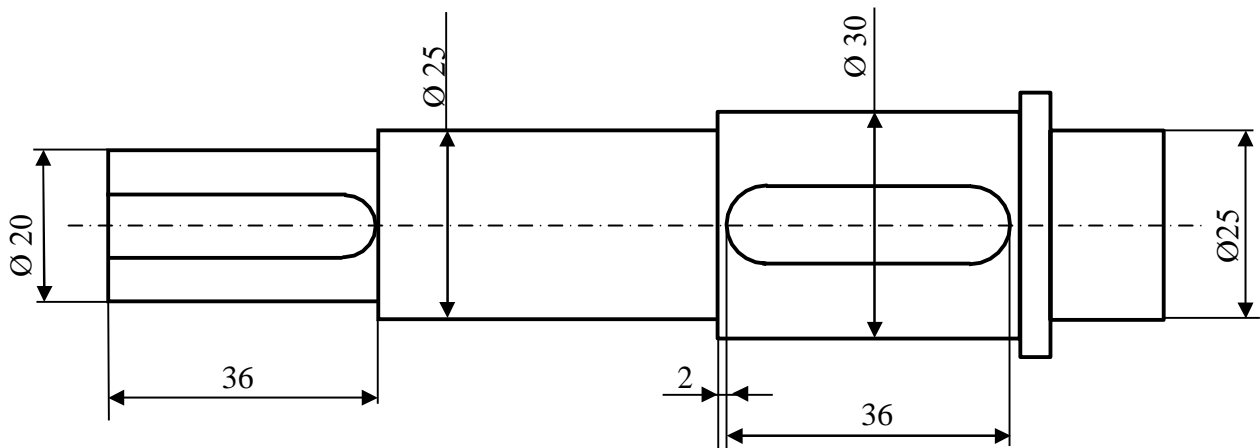
1. Величина обертального моменту на валу $T_2 = 29 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
2. Діаметр вихідної ділянки валу $d_b = 20\text{мм}$;
3. Довжина вихідної ділянки валу $l_b = 36\text{мм}$;
4. Діаметр валу під колесо $d_K = 30\text{мм}$;
5. Довжина маточини колеса $l_K = 40\text{мм}$.

Згідно [1,4,7] за діаметром валу та довжиною відповідної ділянки вибираємо призматичні шпонки розміром $b \times h \times l$:

вихідна ділянка валу $8 \times 7 \times 36$, глибина пазу $t_1 = 3,5 \text{ мм}$, $t_2 = 2,8\text{мм}$;

ділянка вала під колесом $10 \times 8 \times 36$, глибина пазу $t_1 = 4 \text{ мм}$,

$t_2 = 3,3\text{мм}$.



Ескіз тихохідного валу

Вибрану шпонку на вихідній ділянці валу $8 \times 7 \times 36$, (глибина пазу $t_1 = 3,5 \text{ мм}$) розраховуємо на міцність по напруженням змінання

$$\sigma_3 = \frac{2T_2}{d(h - t_1)(l - b)} \leq [\sigma_3].$$

Допустимі напруження змінання при сталеві маточині для сталі 45 – нормалізованої $[\sigma_3] = 100 \div 120 \text{ МПа}$.

$$\sigma_3 = \frac{2 \times 29 \times 10^3}{20(7 - 3,5)(36 - 8)} = 30 \text{ МПа} < [\sigma_3] = 100 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

Вибрану шпонку під колесом $10 \times 8 \times 36$, (глибина пазу $t_1 = 4 \text{ мм}$) розраховуємо на міцність по напруженням змінання

$$\sigma_3 = \frac{2T_2}{d(h - t_1)(l - b)} \leq [\sigma_3].$$

Шліцьові з'єднання перевіряємо на міцність по напруженням змінання

$$\sigma_3 = \frac{T_2}{0,75zFR_{cp}} \leq [\sigma_3],$$

де: 0,75 – враховує нерівномірність розподілення тиску по шліцам;
z – число зубів; F – розрахункова площа змінання,

$$F = \left(\frac{D-d-2f}{2} \right) l;$$

$$R_{cp} = \frac{D+d}{4}.$$

Допустимі напруження змінання для поверхонь шліців, без термообробки при спокійному навантажуванні та нерухомому з'єднанні $[\sigma_3] = 100$ МПа.

Розраховуємо з'єднання водило, вал – втулка

$$F = \left(\frac{68-62-2 \times 0,5}{2} \right) 18 = 36 \text{ мм}^2,$$

$$R_{cp} = \frac{68+62}{4} = 32,5 \text{ мм}.$$

$$\sigma_3 = \frac{139000}{0,75 \times 8 \times 36 \times 32,5} = 20 \text{ МПа} \ll [\sigma_3] = 100 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

Розраховуємо з'єднання вал – втулка, сонячне колесо

$$F = \left(\frac{50-46-2 \times 0,4}{2} \right) 18 = 21,6 \text{ мм}^2,$$

$$R_{cp} = \frac{50+46}{4} = 24 \text{ мм}.$$

$$\sigma_3 = \frac{139000}{0,75 \times 8 \times 21,6 \times 24} = 45 \text{ МПа} < [\sigma_3] = 100 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

Тема № 17

НЕРОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ

План

1. Навантаження в машинах
2. Заклепкові з'єднання
3. З'єднання паянням та склеюванням

17.1 Зварні з'єднання

Зварювання – технологічний процес з'єднання деталей, який здійснюється при місцевому нагріванні стику деталей до розплавленого або пластичного стану їх із подальшим взаємним деформуванням.

Утворення такого типу з'єднань базується на використанні сил молекулярного зчеплення. Тому, зварні з'єднання є найдосконалішими з нероз'ємних з'єднань, оскільки вони у значній мірі наближають з'єднані деталі до цілісних.

Зварювання використовують не тільки як спосіб з'єднання деталей, а й як технологічний метод виготовлення самих деталей. Зварені деталі в багатьох випадках із успіхом замінюють деталі ковани, штамповані або виготовлені литтям. Зварюванням виготовляють станини, рами і основи машин, шківів, зірочки, маховики, барабани, ферми, колони, різні резервуари, труби, корпуси річкових та морських суден.

Із всіх видів зварювання найбільш широко розповсюджена електрична. В основному використовують два види електричної зварки: дугову та контактну.

Електродугова зварка основана на використанні теплоти електричної дуги.

Контактна зварка основана на використанні підвищеного омичного опору в стику деталей.

Основними перевагами зварних з'єднань є:

- відсутність додаткових з'єднуючих елементів;
- рівномірність шва щодо з'єднуваних елементів деталей,
- економія матеріалу та зменшення маси виробів;
- висока продуктивність та простота процесу зварювання.

До недоліків зварних з'єднань належать:

- поява температурних напружень;
- значна концентрація напружень в області зварних швів;
- знижена стійкість проти корозії та ін.

Залежно від взаємного розміщення з'єднуваних елементів деталей розрізняють такі основні види зварних з'єднань: стикові, напускові, таврові та кутові.

Стикове з'єднання є найраціональнішим видом зварних з'єднань. Воно утворюється за допомогою дугового або контактного зварювання. Таке з'єднання виконується стиковим зварним швом.

Зварні стикові з'єднання (рис.17.1) бувають з прямим (а), косим (б) та кільцевим (в) швами.

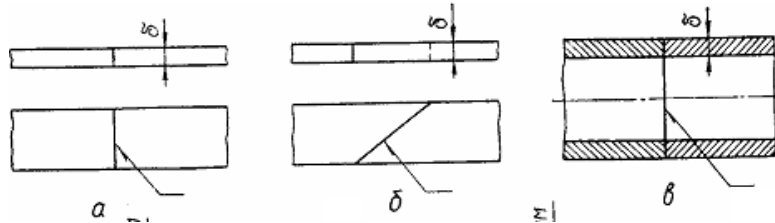


Рис.17.1 Стикові зварні з'єднання

Деталі поблизу стику повинні мати рівну товщину δ для забезпечення їхнього однакового нагрівання. Залежно від товщини δ зварювані елементи деталей виготовляють із підготовленими або непідготовленими кромками рис.17.2.

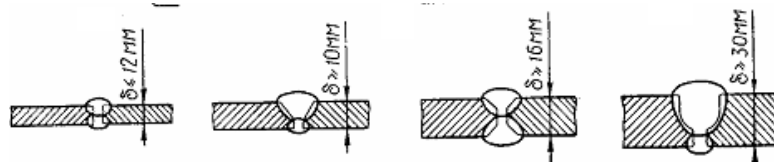


Рис.17.2 Види кромки

Напускові з'єднання виконують за допомогою кутових (валоподібних) швів. Залежно від розміщення шва щодо лінії дії сили F кутові шви рис.17.3 називаються лобовими (а), які розташовані перпендикулярно лінії дії сили F , косими, які розташовані під кутом до лінії дії сили F , фланговими (б), які розташовані паралельно до лінії дії сили F , комбінованими (в) і кільцевими (г).

Довжина лобових швів l_n у напускових з'єднаннях не обмежується, а довжина флангових швів l_f не повинна бути більш ніж $50k$, оскільки збільшенням довжини l_f підвищується нерівномірність розподілення напруги у шві.

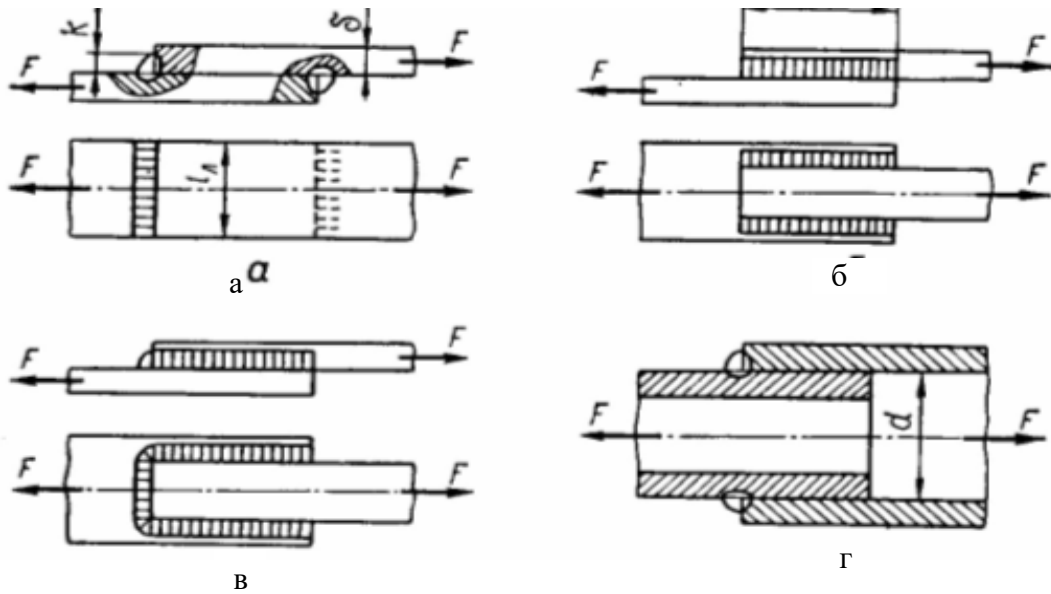


Рис.17.3 Напускні зварні з'єднання

Кутові шви розподіляються на: нормальні; вгнуті та випуклі. Найбільш розповсюджені нормальні шви. Основною геометричною характеристикою кутового шва є катет k і висота h . Величина висоти визначається $h = k \sin 45^\circ$, в основному $k = \delta$.

Таврове з'єднання використовують при розміщенні з'єднаних деталей у взаємно перпендикулярних площинах.

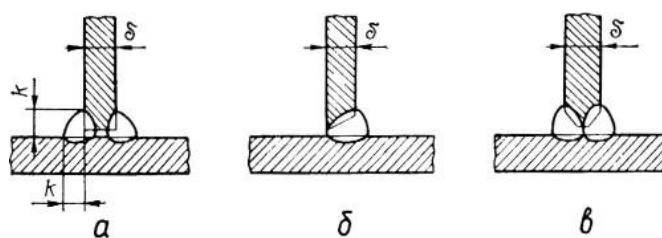


Рис.17.4 Таврове з'єднання

Кутове з'єднання рис.17.5 здійснюється без попередньої підготовки кромки (а) і з підготовкою кромки (б, в, г).

У більшості випадків такі з'єднання є мало навантаженими і використовуються для забезпечення щільності.

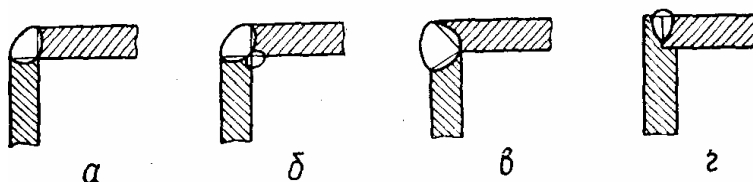


Рис.17.5 Кутове з'єднання

17.2 Заклепкові з'єднання

Заклепкове з'єднання здійснюється за допомогою спеціальної деталі – заклепки, яку встановлюють у отвори з'єднаних деталей. Заклепка має циліндричний стержень і закладну головку на одному кінці.

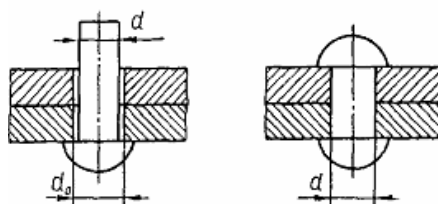


Рис.17.6 Заклепкове з'єднання

Після пластичного деформування другого кінця утворюється замикаюча головка, і таким чином маємо з'єднання деталей. Для зручності вставлення заклепки діаметр отвору d_0 у з'єднаних елементах дещо більший, ніж діаметр стержня d заклепки.

Під час клепаання (щоб мати замикаючу головку) стержень заклепки збільшує свій діаметр і щільно заповнює отвір. В готовому заклепковому з'єднанні діаметр заклепки дорівнює діаметру отвору під заклепку. Заклепки стягують з'єднувані деталі, завдяки чому частина навантаження з'єднання передається за рахунок сил тертя в площині стику, а частина сприймається стержнем заклепки.

Форма та розміри основних видів заклепок стандартизовані. Широке застосування мають заклепки рис.17.7 з напівкруглою (а), потайною (б) та наполовину потайною (в) головками. Крім цих заклепок із суцільним стержнем у машинобудуванні та приладобудуванні використовують трубчасті пістони, що виготовляють точінням (г) або штампуванням (д, е).

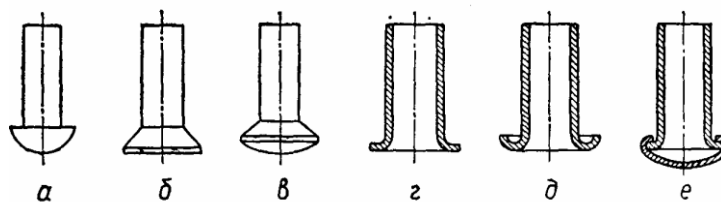


Рис17.7 Форми заклепок

Матеріал заклепки повинен бути достатньо пластичним, щоб забезпечити формування головок при виготовленні і клепаанні заклепок. Заклепки бувають сталеві, алюмінієві, латунні, мідні та ін.

Матеріал заклепок повинен бути таким самим, як і матеріал металевих з'єднаних деталей для запобігання хімічної корозії в з'єднаннях. Заклепки із кольорових металів та їх сплавів широко застосовують для з'єднання деталей із неметалевих матеріалі. Взагалі заклепкові з'єднання застосовують у конструкціях, що не допускають зварювання.

17.3 З'єднання паянням та склеюванням

За конструкцією з'єднання паянням та склеюванням подібні до зварних з'єднань. На відміну від зварювання, паяння та склеювання здійснюється без розплавлення деталей, що з'єднуються. Зв'язок між елементами тут забезпечується силами молекулярної взаємодії або адгезії поверхонь деталей із додатковим матеріалом – припоєм або клеєм.

Паянням та склеюванням можна з'єднувати деталі не тільки з однорідних, а й неоднорідних матеріалів. За допомогою паяння з'єднують деталі з чорних та кольорових металів та сплавів, деталі зі скла, кераміки, графіту. Склеювати можна деталі з металів із деталями зі скла, фарфору, кераміки, дерева, гуми.

За міцністю паяні та клейові з'єднання поступаються перед зварними, виконаними якісним зварюванням. Тільки при з'єднанні

тонкостінних конструкцій можна досягти рівномірності з'єднання паянням та склеюванням і матеріалу деталей.

Область використання паяних та клейових з'єднань у техніці все більше розширюється у зв'язку із застосуванням нових конструкційних матеріалів, високоміцних легованих сталей, багато з яких важко піддаються зварюванню. На сьогодні паяння широко застосовують в авіабудуванні.

Паяння використовують при виготовленні камер згорання сучасних реактивних двигунів, ядерних реакторів та інших об'єктів (радіаторів автомобілів і тракторів, паливних та масляних трубопроводів). Паяні з'єднання можуть працювати при високих тисках, температурах та в агресивних середовищах. Клейові з'єднання також застосовують у відповідних конструкціях, у будівництві мостів, авіа будівництві. Паяні та клейові з'єднання дуже широко розповсюджені в приладобудуванні.

Конструкції клейових з'єднань подібні до конструкцій паяних з'єднань, тільки замість припою використовується клей. Після затвердіння клею виникають сили адгезії, за рахунок яких передається з'єднанням деяке навантаження. Процес склеювання відбувається без нагрівання або в умовах порівняно невеликого нагрівання з'єднуваних деталей (для прискорення затвердіння клею). Перед склеюванням поверхні деталей повинні бути очищені та оброблені наждачним папером, оскільки шорсткість збільшує поверхню склеювання.

На сьогодні виготовляються клейові суміші з вибірковою адгезією до будь-яких певних матеріалів (спеціальні клеї) або з високою адгезією до різних матеріалів (універсальні клеї, наприклад, типу БФ).

Контрольні питання до теми № 17

- 1. Які існують нероз'ємні з'єднання ?*
- 2. Які існують зварні з'єднання?*
- 3. Які існують види зварних швів?*
- 4. Основна геометрія кутового шва?*
- 5. Види заклепок?*
- 6. Конструкція заклепкового з'єднання?*
- 7. Паяні та клеєні з'єднання ?*

ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д.Н. Детали машин. 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1974. – 655с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. 3-е изд. – М.: Высшая школа, 1976. – 399с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. 2-е изд. – М.: Высшая школа, 1975. – 424с.
4. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин – М.: Высшая школа, 1978. – 352с.
5. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов/ С.А. Чернавский и др. – 5-е изд., – М.: Машиностроение, 1984. – 560с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. 6-е изд. – М.: Машиностроение, 1982. т. 1. 728с.; т. 2. 584с.; т. 3. 575с.
7. Бейзельман Р.Д., и др. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 575с.

ЗМІСТ

Тема I Загальні поняття	3
Лекція №1 Основні критерії працездатності і розрахунку деталей машин	3
1.1 Навантаження в машинах	3
1.2 Критерії працездатності деталей машин	3
1.3 Критерії надійності деталей машин	8
Тема II Механічні передачі	9
Лекція №2 Циліндричні зубчасті передачі	11
2.1 Типи циліндричних передач	11
2.2 Геометричні параметри прямозубого зачеплення	12
2.3 Особливості геометрії косозубих передач	13
Лекція №3 Розрахунок на міцність циліндричних зубчастих передач	15
3.1 Основні види руйнування зубів коліс	15
3.2 Контактні напруження	16
3.3 Визначення зусиль в зачепленні прямозубої передачі	16
3.4 Розрахунок зубів по контактним напруженням	17
3.5 Розрахунок зубів по напруженням згину	19
3.6 Особливості розрахунку косозубих передач	19
Приклад розрахунку зубчастих передач	21
Лекція №4 Конічні зубчасті передачі	28
4.1 Основні відомості	28
4.2 Геометричні параметри конічної передачі	28
4.3 Зусилля в зачепленні прямозубої конічної передачі	30
4.4 Розрахунок на міцність прямозубої конічної передачі	30
Лекція №5 Черв'ячні передачі	31
5.1 Основні відомості	31
5.2 Геометричні параметри передачі	32
5.3 Кінематичні параметри передачі	34
5.4 Зусилля в зачепленні	35
5.5 Розрахунок на міцність черв'ячних передач	36
5.6 Тепловий розрахунок передачі	37
Лекція №6 Фрикційні передачі	38
6.1 Основні відомості та групи фрикційних передач	38
6.2 Фактори визначаючі якість фрикційних передач	40
6.3 Основи розрахунку на міцність фрикційних передач	41
Лекція №7 Пасові передачі	42
7.1 Основні відомості та класифікація	42
7.2 Геометричні та кінематичні параметри передачі	43
7.3 Сили та силові залежності	44
7.4 Основи розрахунку передач	45
7.5 Плоско пасові та клиноремінні передачі	45
Лекція №8 Ланцюгові передачі	48

8.1 Основні відомості	48
8.2 Основні характеристики передачі	48
8.3 Приводні ланцюги	49
8.4 Зірочки приводних ланцюгів	51
8.5 Зусилля в ланцюговій передачі	51
8.6 Критерії працездатності та розрахунок	51
Тема III Вали та осі	52
Лекція №9 Класифікація валів та їх розрахунок	53
9.1 Типи валів	53
9.2 Конструктивні елементи валів	53
9.3 Матеріали валів. Критерії працездатності	54
9.4 Проектний розрахунок валів	55
Лекція №10 Розрахунок валів на втомливість	56
Приклад розрахунку валів	58
Тема IV Підшипники	64
Лекція №11 Підшипники ковзання	64
11.1 Конструкція та область використання	64
11.2 Умови роботи та види руйнування	65
11.3 Розрахунок підшипників ковзання	66
Лекція №12 Підшипники кочення	67
12.1 Конструкція та область використання	67
12.2 Класифікація підшипників кочення і їх манкіровка	68
12.3 Практичний розрахунок (вибір) підшипників кочення	70
Приклад перевірки підшипників на довговічність	71
Тема V Муфти	73
Лекція №13 Некеровані муфти	75
13.1 Конструкція та область використання	75
Лекція №14 Керовані муфти	78
14.1 Конструкція та область використання	78
Лекція №15 Самокеровані муфти	80
15.1 Конструкція та область використання	80
Тема VI З'єднання деталей	81
Лекція №16 Роз'ємні з'єднання	82
16.1 Різьбові з'єднання	82
16.2 Шпонкові з'єднання	84
16.3 Штифтові з'єднання	86
16.4 Шліцові з'єднання	87
Приклад розрахунку роз'ємних з'єднань	88
Лекція №17 Нероз'ємні з'єднання	91
17.1 Зварні з'єднання	91
17.2 Заклепкові з'єднання	94
17.3 З'єднання паянням та склеюванням	95
Література	97

