

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІДОКРЕМЛЕНИЙ СТРУКТУРНИЙ ПІДРОЗДІЛ
«ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ»
ЛУЦЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
ВИПУСКАЮЧА ЦИКЛОВА КОМІСІЯ «АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ»**

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ ДИСЦИПЛІНИ
«ОТМ і деталі машин»**

Розробник Кленшин А.С.

Мова навчання українська

Луцьк 2022

Розробник: Кленшин А.С., майстер в/н.

РОЗГЛЯНУТО ТА СХВАЛЕНО на засіданні циклової комісії технічних спеціальностей

.....
Протокол № ____ від « ____ » _____ 2022 року

Голова циклової комісії _____ В.М.Придюк

Лекція №1 Вступ. Зміст та сутність дисципліни, її значення для даної спеціальності.	5
Лекція №2 Основні поняття та аксіоми статички.....	7
Лекція № 3 Кінематика. Основні поняття кінематики.....	14
Лекція № 4 Простий рух твердого тіла.....	20
Лекція № 5 Динаміка. Основні поняття і аксіоми динаміки.	25
Лекція № 6 Загальні теореми динаміки матеріальної точки	30
Розділ 2. Опір матеріалів.....	36
Лекція № 7 Основні положення опору матеріалів.....	36
Лекція № 8 Кручення та згин.....	47
Розділ 3. Деталі машин.....	49
Лекція № 9 Основні положення розділу Деталі машин. Деталі машин і їх.....	49
Лекція № 10 Загальні відомості про з'єднання деталей машин.	57
Лекція № 11 Зварні і клейові з'єднання	60
Лекція № 12 Різьбові з'єднання	68
Лекція № 13 Шпонкові і шліцьові з'єднання.....	73
Лекція № 14 Загальні відомості про механічні передачі. Призначення механічних передач.	85
Лекція № 15 Фрикційні передачі. Призначення і особливості фрикційних передач	95
Лекція № 16 Зубчасті передачі. Класифікація, принцип роботи, недоліки та область ...	101
Лекція № 17 Циліндричні зубчасті передачі.....	110
Лекція № 18 Пасові передачі	121
Лекція № 19 Ланцюгові передачі	130
Лекція № 20 Черв'ячні передачі.....	139
Лекція № 21 Планетарні зубчаті передачі.....	145
Лекція № 22 Вали і осі.....	149
Лекція № 23 Підшипники ковзання.	161
Лекція № 24 Підшипники кочення.....	170
Лекція № 25 Муфти.	181
Лекція № 26 Пружні муфти.	189

Лекція № 27 Глухі муфти.	193
Лекція № 28 Редуктори.	200
Лекція № 29 Збірка редукторів.	210

Розділ 1. Теоретична механіка.

Лекція №1 Вступ. Зміст та сутність дисципліни, її значення для даної спеціальності.

План

1. Вступ. Основні етапи розвитку механіки
2. Зміст дисципліни та її зв'язок з іншими дисциплінами
3. Предмет технічної механіки.

1. Вступ. Основні етапи розвитку механіки

Технічна механіка містить багато наукових узагальнень, які допомагають майбутнім інженерам різних спеціальностей правильно розуміти ті явища, які вони спостерігають, і робити науково обґрунтовані висновки. Крім того, ця дисципліна є науковою базою багатьох галузей сучасної техніки. Вона є основою таких загальноосвітніх і спеціальних дисциплін, як опір матеріалів, теорія механізмів і машин, гідравліка, деталі машин, динаміка машин та інші, що вивчаються у вузах. Знання технічної механіки потрібні студентам для успішного вивчення профілюючих предметів, а також для творчої інженерної діяльності на промисловому виробництві після закінчення вузу.

Основні етапи розвитку механіки

1. Донауковий період

Арістотель (384-322 р.р. до н.е.) – давньогрецький філософ

Архімед (287-212 р.р. до н.е.) – давньогрецький фізик, механік, заклав основи статички і гідростатички

Леонардо да Вінчі (1452 -1519) – італійський художник, винахідник

Микола Коперник (1473-1543) – польський астроном, математик

Галілео Галілей (1564-1642) – італійський механік, фізик, основоположник динаміки

2. Класична механіка

Ісаак Ньютон (1642-1727) – “Математичні початки натуральної філософії”

Михайло Ломоносов (1711-1765) – фізик, хімік, перший російський натураліст

Леонард Ейлер (1707-1783) – математик, механік

3. Аналітична механіка

Жозеф Лагранж (1736-1813) – французький математик, механік – аналітична статика

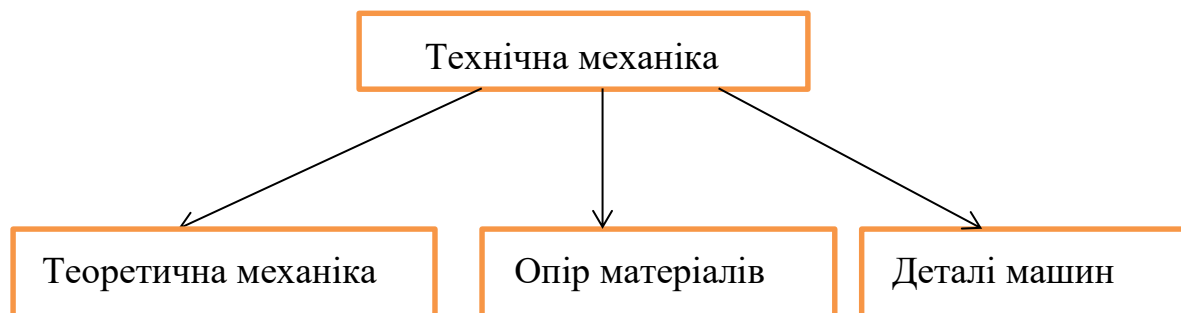
Ж.Д'Аламбер, П.С.Лаплас, К.Якобі, Г.Герц, С.Чаплигін – вчені механіки

4. Релятивістська механіка

Альберт Ейнштейн (1879-1955) – фізик-теоретик

2. Зміст дисципліни та її зв'язок з іншими дисциплінами

Дисципліна «Технічна механіка» включає в себе три частини: теоретичну механіку, опір матеріалів та деталі машин.



Теоретична механіка – це наука що вивчає загальні закони механічного руху матеріальних тіл і встановлює загальні прийоми та методи розв'язку питань пов'язаних з цим рухом. Увага приділяється вивченню основних понять і аксіом статички, умов рівноваги збіжних сил, плоскої системи сил довільно розташованих, просторової системи сил, визначенню центра ваги тіла, розділи кінематика та динаміка



Опір матеріалів – увага приділяється вивченню основних положень, таких видів деформації, як розтяг (стиск); крутіння; згин; гіпотез міцності; розрахунку на міцність; деталі машин – з'єднання деталей, розрахунок цих з'єднань на міцність, загальні відомості про передачі, редуктори, вали,осі, підшипники, муфти.

Деталі машин – це технічна дисципліна в якій вивчають методи, норми і правила розрахунку і конструювання деталей і складальних одиниць загального призначення.

Механіка – це цілий комплекс дисциплін, які вивчають механічний рух різних матеріальних тіл.

3. Предмет технічної механіки.

Механіка – це наука про механічну взаємодію матеріальних тіл.

Механічною взаємодією тіл називаються такі дії матеріальних тіл одне на друге, в результаті яких виникає рух цих тіл або зміна їхньої форми (деформація). За основну міру цих дій прийнято брати умовну величину, яка називається силою.

Механічним рухом тіла називається зміна положення тіла відносно іншого тіла, яка відбувається з плином часу.

Приклади механічних рухів:

- 1) рухи небесних тіл;
- 2) рух наземних, водних і літальних апаратів;
- 3) повітряні і морські течії;
- 4) рухи частин машин і механізмів;
- 5) деформації елементів конструкцій і споруд.

Приклади механічних взаємодій:

- 1) взаємні притягування матеріальних тіл за законом всесвітнього тяжіння;
- 2) взаємні тиски тіл, що співдотикаються або співударяються;
- 3) дії частинок рідини чи газу одних на інші та на тіла, які рухаються в них або перебувають у стані спокою.

Для вимірювання всіх механічних величин досить ввести три основні одиниці виміру. Двома з них прийнято вважати одиниці довжини (м) і часу (с). У міжнародній системі одиниць виміру фізичних величин (SI) третьою одиницею вибрано одиницю виміру маси (кг). Отже, основними одиницями вимірювання механічних величин в SI є метр (1 м), кілограм (1 кг), секунда (1 с). Одиниця виміру сили в системі SI є похідною одиницею, що називається ньютон (1 Н) і дорівнює силі, яка надає масі в 1 кг прискорення 1 м/с^2 , тобто $\text{Н}=\text{кг}\cdot\text{м/с}^2$

Питання для самоперевірки:

1. Що таке механічний рух?
2. Які механічні рухи ви знаєте?
3. Що вивчає технічна механіка?
4. Які розділи теоретичної механіки? 5. Наведіть приклади механічних взаємодій?

Лекція №2 Основні поняття та аксіоми статички

План

1. Основні поняття статички
2. Аксиоми статички

1. Основні поняття статички

Статикою називається розділ теоретичної механіки, в якому:

- 1) викладається загальне вчення про сили;
- 2) вивчаються умови рівноваги систем сил, що прикладені до твердих тіл;
- 3) перетворюються одні системи сил в інші, їм еквівалентні.

Говорячи коротко, статика – це наука про сили.

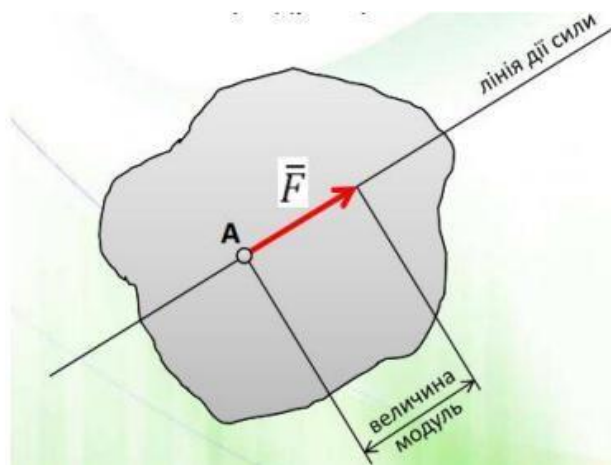
Сила – це кількісна міра взаємодії матеріальних тіл, що визначає інтенсивність та напрям цієї взаємодії.



Сила характеризується:

1. числовими значеннями;
2. напрямом дії;
3. точкою прикладання.

Числове значення сили встановлення за статичним і динамічним її правилами і повністю відповідає визначенню вектора (зображується Z вектором).



Довжина вектора, який зображує силу у відповідному масштабі, дорівнює числовому значенню сили. Вектор сили прикладений в певній точці тілі (точка А) і направлений у бік дії сили. Пряма, за якою направлений вектор сили, називається лінією однієї сили.

Точка А (т. А) – точка прикладання сили

Одиниці виміру сили в системі СІ

1 Ньютон (Н) або 1 кілоНьютон (кН)

1кН = 1000 Н

1кГ = 1 кгс = 9,81 Н \approx 10 Н

Розмірність сили

[сила] = ([маса] · [довжина]) / [час] $1 \text{ Н} = (1 \text{ кг} \cdot 1 \text{ м}) / 1 \text{ с}^2$

Зовнішні сили класифікують за *способом прикладання* і за *характером дії на тіло*

За характером дії на тіло зовнішні сили поділяють на статичні і динамічні.

Статичним називається таке навантаження, при якому прискорення тіла чи його частин відсутні, або настільки малі, що ними можна нехтувати. Таке навантаження має місце при повільному зростанні прикладеної до тіла сили від нуля до кінцевого значення.

Динамічним називають навантаження, при якому виникають значні прискорення тіла чи його частин і пов'язані з ними сили інерції, які необхідно брати до уваги.

За способом прикладання зовнішні сили поділяють на поверхневі і об'ємні.

Взагалі кажучи, всі навантаження, що існують в природі, розподілені по об'єму чи по площі.

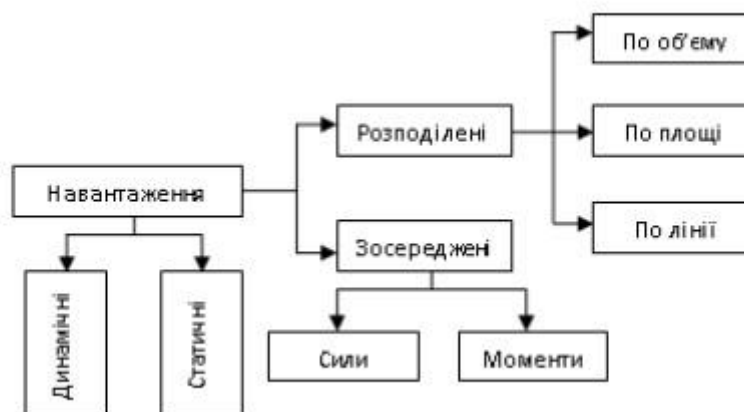


Рисунок 1 – Зовнішні сили

Системою сил ($F_1 F_2.. F_n$) називають сукупність декількох сил, що діють на одне тіло або на систему тіл.

Системи сил бувають:

1. Система сил, що лежать на одній прямій.
2. Плошка паралельна.
3. Плошка збіжна.
4. Плошка довільна.
5. Просторова паралельна.
6. Просторова збіжна.
7. Просторова довільна.
8. Плошка система пар сил.
9. Просторова система пар сил.

Матеріальна точка – тіло, яке має масу, але розмірами якого можна знехтувати (скорочено – точка).

Механічна система – сукупність матеріальних точок, рух і положення яких взаємопов'язані (скорочено – система).

Абсолютно тверде тіло – система матеріальних точок, відстань між якими є незмінною і які безперервно заповнюють деяку частину простору (скорочено – тіло).



Рисунок 2 - Матеріальна точка. Система матеріальних точок. Абсолютне тверде тіло.

2. Аксиоми статички

Статика базується на декількох вихідних положеннях (аксіомах), які беруться без математичних доказів.

Аксиома 1 (про рівновагу системи двох сил)

Дві сили, що діють на абсолютно тверде тіло, взаємно зрівноважуються тоді і тільки тоді, коли вони рівні за модулем і спрямовані по одній прямій у протилежних напрямках (рис.3). Тобто

$$\vec{F}_1 = -\vec{F}_2 \quad |\vec{F}_1| = |\vec{F}_2|$$

Цією аксіомою встановлюється найпростіша зрівноважена система сил.

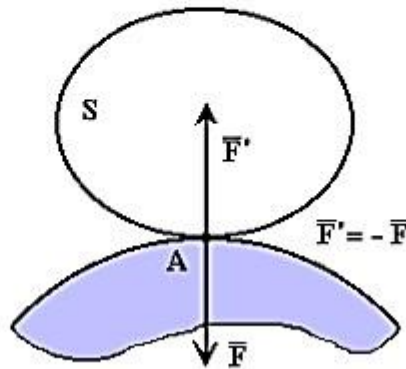


Рисунок 3 - Зрівноважена система сил

Аксиома 2 (приєднання та відкидання зрівноважених сил). Від приєднання до тіла або відкидання від нього зрівноваженої системи сил рівновага тіла не порушується.

Це означає, що коли до системи сил, яка діє на тверде тіло приєднати будь-яку зрівноважену систему сил, то одержимо систему, еквівалентну даній. Якщо ж до складу цієї системи входить кілька сил, які є окремою групою взаємно зрівноважених сил, то цю групу сил можна буде відкинути. Система сил, що залишиться, буде еквівалентна даній.

Висновок: не змінюючи кінематичного стану абсолютно твердого тіла, силу можна переносити вздовж лінії її дії, зберігаючи незмінними її модуль і напрям. Для доведення наслідку розглянемо силу F_A , прикладену в точці А (рис. 4,а). У точці В на лінії дії сили прикладемо зрівноважену систему сил.

$$(\bar{F}_B, \bar{F}'_B) \sim 0, \text{ де}$$

$$\bar{F}_B = \bar{F}_A; \bar{F}'_B = -\bar{F}_A.$$

Тоді відповідно до аксіоми 2 одержимо:

$$\bar{F}_A \sim (\bar{F}_A, \bar{F}_B, \bar{F}'_B)$$

(рис. 4,б). Згідно з аксіомою 1 система сил $(F_A, F'_B) \sim 0$, а згідно з аксіомою 2 їх можна відкинути

(рис. 4,в), тобто $F_A \sim F_B$. Таким чином, наслідок доведено

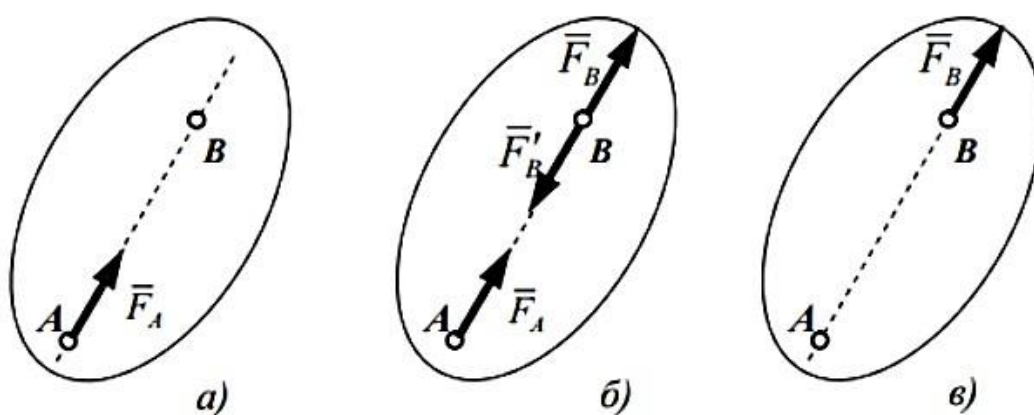


Рисунок 4 - Зрівноважена система сил

Аксіома 3 (паралелограм сил). Рівнодійна двох сил, прикладених в одній точці, прикладена в тій самій точці і є діагоналлю паралелограма, побудованого на цих силах як на сторонах (рис.5).

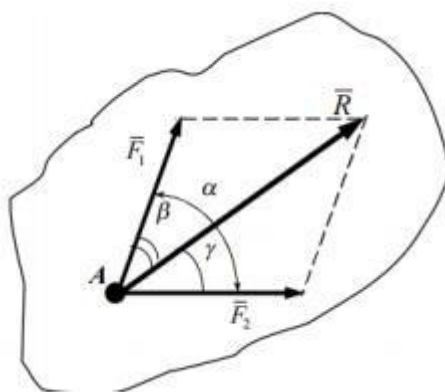


Рисунок 5 - Паралелограм сил

Це положення математично можна виразити таким геометричним рівнянням:

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2,$$

Модуль рівнодіючої знаходять як величину діагоналі паралелограма, побудованого на силах, як на сторонах:

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\alpha)}$$

де α – кут між лініями дії сил F_1 та F_2 .

Аксиома 4 рівності дії та протидії. *Будь-які дії відповідає рівна та протилежно направлена протидія* (рис.6). Згідно з цією аксіомою сили дії двох тіл рівні за модулем і направлені по одній прямій у протилежні сторони.

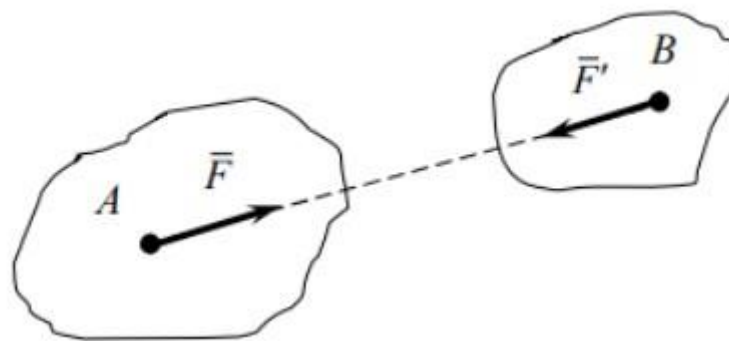


Рисунок 6 - Рівності дії та протидії сил

Аксиома 5 (принцип затвердіння). *Рівновага тіла, яке деформується, не порушиться, якщо його вважати абсолютно твердим.* Ця аксіома дозволяє застосовувати методи статички абсолютно твердого тіла для тіл, які деформуються, та змінних конструкцій, вважаючи їх абсолютно жорсткими. Але хибним буде твердження про те, що рівновага твердого тіла обов'язково збережеться, якщо воно перестане бути твердим. Питання для самоперевірки:

1. Що вивчає теоретична механіка? Які задачі розглядаються в статичці?
2. Що являється мірою механічної взаємодії матеріальних тіл? В яких одиницях вимірюється ця величина?
3. Під дією яких двох сил вільне тіло буде знаходитись у стані спокою?
4. Чи можна переносити силу вздовж лінії дії, не змінюючи її дію на тіло? Обґрунтуйте відповідь.
5. Що називають системою сил?
6. Яка сила називається рівнодіючою системи сил? Чому дорівнює рівнодіюча система сил, прикладених до матеріальної точки?

Лекція № 3 Кінематика. Основні поняття кінематики.

План

1. Вступ до кінематики. Основні поняття і визначення
2. Основні визначення кінематики
3. Способи задавання руху точки
4. Швидкість точки

1. Вступ до кінематики. Основні поняття і визначення

Кінематика – це розділ теоретичної механіки, який вивчає рух тіл без урахування причин, що викликали цей рух.

Основною задачею кінематики є встановлення завдання руху точок (тіл) і методів визначення кінематичних величин, які характеризують цей рух.

Рух тіл відбувається в просторі і часі. Простір у класичній механіці вважається евклідовим, тобто таким, що не залежить від часу і від характеристик руху тіл у цьому просторі.

Простір є тривимірним і однорідним. Одиниці виміру простору – метр (м) і похідні від нього (мм, см). Розмірність простору – [довжина].

Час вважається універсальним, тобто однаковим в усіх системах відліку і не залежить від руху. Одиниці виміру часу – секунда (с) і похідні від неї (хв., год.).

Проміжок часу – це перебіг часу між двома фізичними явищами.

Момент часу – це границя між двома суміжними проміжками часу.

Початковий момент часу – момент, з якого починається відлік.

В курсі теоретичної механіки кінематика ділиться на кінематику точки і кінематику твердого тіла.

Рух тіла може бути вимірний тільки відносно інших тіл. Тіло, відносно якого вимірюється рух і яке умовно вважається нерухомим, називається **тілом відліку**.

Система відліку – це система координат, що незмінно пов'язана з тілом відліку, і годинник.

Рух тіла вважається кінематично визначеним, якщо відоме положення тіла і його точок (координати) у будь-який момент часу.

Рух тіла визначається рівняннями, в яких координати точок є функціями часу. Ці рівняння називаються законами руху.

Сукупність (послідовність) положень точки в просторі – це **траєкторія руху**

Якщо траєкторія точки є прямою лінією, то рух називається прямолінійним, якщо траєкторія є кривою – то **криволінійним**. Основними кінематичними характеристиками руху точки є її *положення, швидкість і прискорення*.

2. Основні визначення кінематики

Щоб зрозуміти сенс визначень кінематики слід ознайомитися з поняттями і визначеннями іншого розділу технічної механіки - теорією механізмів і машин, яка займається додатком законів теоретичної механіки для практичних розрахунків деталей, механізмів і машин.

Механізмом називається сукупність пов'язаних між собою тіл, що мають певні рухи і службовців для передачі і перетворення руху.

Машиною називають механізм або поєднання механізмів, які служать для перетворення енергії (енергетичні машини), зміни форми, властивостей, стану і положення предмета праці (робочі машини), або для збору, переробки та використання інформації (інформаційні машини).

Таким чином, будь-яка машина складається з одного або декількох механізмів, але не всякий механізм є машиною, т. т. Машина - поняття більш широке.

Найпростішою частиною будь-якої машини є її **ланка** - одне тіло або незмінне під час роботи машини поєднання групи тіл.

Два ланки, з'єднані між собою і допускають відносний рух, називаються **кінематичної парою**.

Кінематичні пари бувають нижчі і вищі. Ланки нижчих пар стикаються з поверхонь (поступальні, обертальні і гвинтові пари), ланки вищих пар стикаються по лініях і точкам (зубчасті пари, підшипники кочення і т. п.).

Сукупність кінематичних пар називається **кінематичним ланцюгом**.

Кінематичні пари і ланцюги можуть бути плоскими і просторовими.

Механізм - це кінематичний ланцюг, у якій одна з ланок позбавлене руху (закріплено). Таку ланку називають станиною або стійкою.

Ланка, що обертається навколо нерухомої осі, називають кривошипом, хитається навколо нерухомої осі - балансиром або коромислом.

Ланка, яка вчиняє складний рух паралельно якійсь площині, називають шатуном. Ланка, яка вчиняє зворотно-поступальний рух по станини або стійці, називають повзуном.

Провідною ланкою механізму є те, яким ззовні повідомляється певний рух, передане у вигляді цієї ланки іншим ланкам, ланкою веденою.

Кінематика вивчає закономірності відносного руху і переміщення окремих ланок механізмів, без урахування сил, що викликають ці рухи і переміщення.

Основними фізичними величинами, якими оперує кінематика, є відстань (довжина) і час. Одиницею вимірювання довжини в системі СІ є метр (м), одиницею виміру часу - секунда (с).

2. Способи задавання руху точки

Знання законів руху тіла означає знання законів руху кожної його точки, тому вивчення кінематики ґрунтується на вивченні геометрії руху точки.

Траєкторією точки називається безліч (геометричне місце) положень рухається точки в даній системі відліку. Простіше кажучи, траєкторія руху - це лінія, яку описує рухома точка щодо обраної системи відліку. Залежно від форми траєкторії розрізняють прямолінійний і криволінійний рух.

Рух будь-якої точки тіла можна описати (задати) трьома способами - природним, векторних і координатним

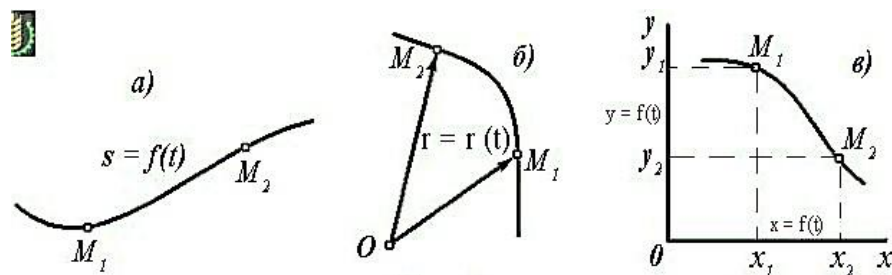


Рисунок 1 - Способи задавання руху точки

Природний спосіб (рис. 1а) полягає в тому, що рух точки задається її траєкторією, початком відліку і рівнянням руху по цій траєкторії (законом руху).

У загальному вигляді рівняння руху записується так: $s = f(t)$, де s - відстань від точки до початкового положення (початку відліку), що є функцією часу; t - час руху точки від початкового відліку.

Знаючи траєкторію і закономірність (рівняння) руху точки по цій траєкторії, можна в будь-який момент часу визначити, де вона знаходиться.

При своєму русі точка проходить певний шлях, який також є функцією часу. Слід зазначити, що шлях, пройдений точкою, збігається з відстанню від початку відліку лише в тому випадку, якщо траєкторія руху точки є прямою лінією, і точка рухається по ній в одному напрямку, а початок руху точки збігається з початком відліку.

Векторний спосіб (рис. 1б) ґрунтується на тому, що положення точки в просторі однозначно визначається радіусом-вектором r , проведеним з деякого нерухомого центру до даного пункту. При цьому положення точки в даний момент часу визначається напрямом і модулем вектора. Математично функція зміни радіуса-вектора від часу записується так: $r = rf(t)$

Координатний спосіб (рис. 1в) полягає в тому, що рух точки задається рухом її проєкцій уздовж осей координат. У загальному вигляді рівняння руху точки можна записати в такий спосіб:

$$x = f(t), y = f_1(t), z = f_2(t).$$

Знаючи рівняння руху точки в координатній формі, можна, підставивши в ці рівняння час, визначити положення проєкцій точки, а отже, і самої точки в будь-який момент часу.

Якщо точка рухається в площині, то для визначення її місця розташування в даний момент часу достатньо знати дві координати, якщо рух відбувається по прямій - досить однієї координати.

4. Швидкість точки

Швидкість - це кінематична міра руху точки, що характеризує швидкість зміни її положення в просторі.

Швидкість є векторною величиною, тобто вона характеризується не тільки модулем (скалярної складової), а й напрямком в просторі.

Що таке швидкість і прискорення точки?

Як відомо з фізики, при рівномірному русі швидкість може бути визначена довжиною шляху, пройденого за одиницю часу: $v = s / t = const$

(передбачається, що початок відліку шляху і часу збігаються).

При прямолінійному русі швидкість постійна і по модулю, і по напрямку, а її вектор збігається з траєкторією.

Одиниця швидкості в системі СІ визначається співвідношенням *довжина / час*, тобто m / s .

Очевидно, що при криволінійному русі швидкість точки буде змінюватися у напрямку.

Для того, щоб встановити напрям вектора швидкості в кожен момент часу при криволінійному русі, розіб'ємо траєкторію на нескінченно малі ділянки шляху, які можна вважати (внаслідок їх малості) прямолінійними. Тоді на кожній ділянці умовна швидкість v_n такого прямолінійного руху буде направлена по хорді, а хорда, в свою чергу, при нескінченному зменшенні довжини дуги (Δs прагне до нуля), збігатиметься з дотичній до цієї дузі.

З цього випливає, що при криволінійному русі вектор швидкості в кожен момент часу збігається з дотичною до траєкторії (рис. 2а). Прямолінійний рух можна уявити, як окремий випадок криволінійного руху по дузі, радіус якої прагне до нескінченності (траєкторія збігається з дотичною).

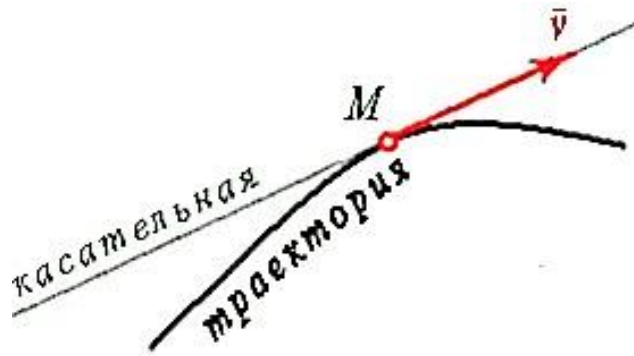


Рисунок 2 – Швидкість точки при криволінійному русі

При нерівномірному русі точки модуль її швидкості з плином часу змінюється.

Уявімо собі точку, рух якої задано природним способом рівнянням

$$s = f(t).$$

Якщо за невеликий проміжок часу Δt точка пройшла шлях Δs , то її середня швидкість дорівнює: $v_{cp} = \Delta s / \Delta t$.

Середня швидкість не дає уявлення про справжню швидкості в кожен даний момент часу (справжню швидкість інакше називають миттєвою). Очевидно, що чим менше проміжок часу, за який визначається середня швидкість, тим ближче її значення буде до миттєвої швидкості.

Справжня (миттєва) швидкість є межа, до якої прагне середня швидкість при Δt , яка прагне до нуля: $v = \lim v_{cp}$ при $t \rightarrow 0$ або $v = \lim (\Delta s / \Delta t) = ds / dt$. Таким чином, числове значення істинної швидкості одно $v = ds / dt$.

Справжня (миттєва) швидкість при будь-якому русі точки дорівнює першій похідній координати (тобто. відстані від початку відліку переміщення) за часом.

При Δt прагне до нуля, Δs теж прагне до нуля, і, як ми вже з'ясували, вектор швидкості буде направлений по дотичній (тобто збігається з вектором істинної швидкості v). З цього випливає, що межа вектора умовної швидкості v_n , рівний межі відносини вектора переміщення точки до нескінченно малому проміжку часу, дорівнює вектору істинної швидкості точки.

Питання для самоперевірки:

- 1.Що вивчає розділ Кінематика?
- 2.Якими способами можна задати рух точки?
3. Що називається траєкторією точки?
4. Які форми траєкторії точки ви знаєте? Від чого її форма?
5. Назвіть окремі випадки руху точки.

Лекція № 4 Простий рух твердого тіла.

План

1. Поступальний рух
2. Обертання навколо нерухомої осі
3. Різні випадки обертального руху

Розрізняють два види найпростішого руху твердого тіла:
поступальний рух і обертання навколо нерухомої осі.

Рух тіла, при якому будь-яка пряма, проведена в тілі, залишається паралельною свого початкового стану, називається **поступальним**.

Так, наприклад, поршень двигуна щодо інших деталей і вузлів (гільзи, блоку, головки циліндрів і т. п.) Робить поступальний рух.

Закономірності переміщення всіх точок тіла при поступальному русі можна описати рухом будь-якої з його точок. Цей висновок спирається на твердження теореми про поступальний рух твердого тіла.

Теорема: при поступальному русі всі точки твердого тіла мають однакові траєкторії, швидкості і прискорення.

Нехай за час Δt тіло, рухаючись поступально, перемістилося з положення AB в положення A_1B_1 , причому довільна точка A пройшла шлях Δs_A , а інша довільна точка B пройшла шлях Δs_B за деякими траєкторіях (дуг) AA_1 і BB_1 (див. рис. 1).

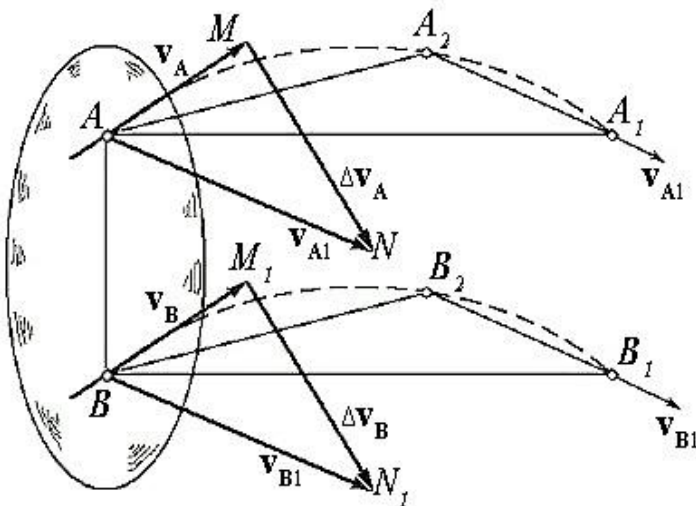


Рисунок 1

Потрібно довести, що траєкторії, швидкості і прискорення точок A і B при поступальному переміщенні були однакові.

З'єднаємо точки A і A_1 , B і B_1 хордами. Так як $AB = A_1B_1$

то фігура ABB_1A_1 - паралелограм. Отже, хорда AA_1 дорівнює і паралельна хорді BB_1 .

Візьмемо проміжне положення прямої A_2B_2 і з'єднаємо кінці цього відрізка з точками A і A_1 , B і B_1 , як показано на малюнку.

Аналогічно до попереднього можна довести, що вписані ломані лінії AA_2A_1 і BB_2B_1 мають попарно рівні і паралельні сторони.

Якщо нескінченне число разів подвоювати число сторін цих ломаних ліній, то в межі вони дадуть дуги Δs_A і Δs_B . Але так як ці ломані лінії завжди однакові, то вони однакові і в межі, отже, траєкторії довільних точок А і В будуть однакові.

Оскільки точки А і В обрані довільно, то, отже, траєкторії всіх точок тіла будуть однакові.

Доведемо тепер, що швидкості і прискорення довільних точок А і В, а, отже, і всіх інших точок тіла в кожен даний момент часу будуть рівні.

Так як вектори переміщень точок А і В рівні між собою ($AA_1 = BB_1$), то, розділивши обидві частини цього векторної рівності на Δt і перейшовши до межі при Δt прагне до нуля, отримаємо: $\lim AA_1/\Delta t = \lim BB_1/\Delta t$ при $\Delta t \rightarrow 0$. Оскільки ці межі є векторами швидкостей точок, отже $V_A = V_B$.

Перенесемо вектори швидкостей V_{A1} і V_{B1} в точки А і В і знайдемо вектори збільшення швидкостей ΔV_A і ΔV_B . Розглянемо трикутники AMN і BM_1N_1 . Ці трикутники конгруентний (рівні), і їх рівні сторони попарно паралельні, отже, $\Delta v_A = \Delta v_B$.

Розділимо обидві частини цього векторної рівності на Δt і перейшовши до межі при Δt прагне до нуля, отримаємо: $\lim \Delta v_A / \Delta t = \lim \Delta v_B / \Delta t$ при $\Delta t \rightarrow 0$ або $a_A = a_B$. Теорема доведена.

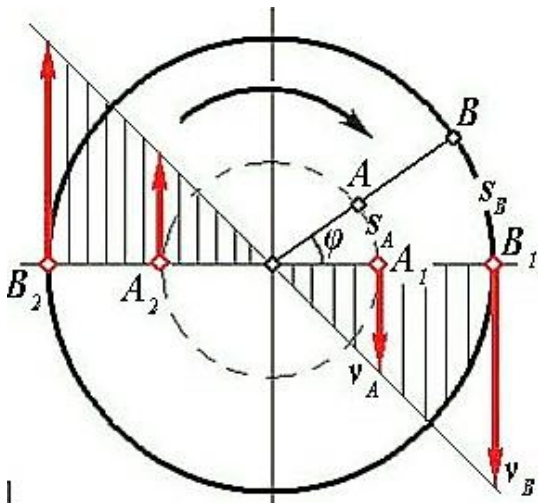
Таким чином, поступальний рух твердого тіла цілком визначається рухом однієї з його точок і, отже, всі формули кінематики точки застосовні для тіла, що рухається поступально.

2. Обертання навколо нерухомої осі

Рух, при якому принаймні дві точки твердого тіла або незмінної системи залишаються нерухомими, називається **обертальним**; пряма лінія, що з'єднує ці дві точки, називається **віссю обертання**.

У визначенні обертального руху говориться про незмінної системі, тому що вісь обертання може лежати і поза тілом.

Обертальний рух в техніці зустрічається дуже часто. У багатьох машинах є ланки, які вчиняють обертальний рух, наприклад, вали, шківви, зубчасті колеса, маточини і т. п.



Слід зазначити, що поняття обертального руху може ставитися лише до тіла, але не до окремої точки, і, наприклад, рух точки по колу є не обертальним, а криволінійним рухом.

Розглянемо диск, що обертається навколо осі, перпендикулярної площині креслення (див. рис. 2). Точка O - слід цієї осі.

Рисунок 2.

Очевидно, що траєкторії точок обертального тіла є окружності різних радіусів, розташовані в площинах, перпендикулярних осі обертання, з центрами, що лежать на цій осі.

Нехай за час Δt диск повернувся на кут φ . При цьому точка A пройшла шлях S_A , а точка B - шлях S_B .

Так як точки, що знаходяться на різній відстані від осі обертання, за один і той же проміжок часу проходять різні шляхи, то, отже, вони мають різні швидкості і прискорення.

Звідси випливає, що лінійне переміщення (шлях), лінійні швидкість і прискорення точок не можуть характеризувати обертальний рух тіла в цілому.

Обертальний рух тіла можна характеризувати кутом φ , на який повернувся тіло за даний проміжок часу. Цей кут називається кутовим переміщенням тіла.

Кутове переміщення тіла виражається в радіанах (рад) або оборотах (про); в останньому випадку кутове переміщення позначають N . Для встановлення залежності між цими величинами складемо пропорцію:

$$1 \text{ об} = 2\pi \text{ рад}, N \text{ об} = \varphi \text{ рад}, \text{ звідки } \varphi = 2\pi N \text{ рад},$$

де N - число обертів тіла.

Кутове переміщення є функція часу, отже, закон обертального руху в загальному вигляді можна записати так: $\varphi = f(t)$.

З рис. 2 видно, що шлях будь-якої точки тіла, що обертається може бути визначений з рівняння:

$$s = r\varphi, \text{ де } r - \text{відстань від точки до осі обертання.}$$

Швидкість будь-якої точки тіла визначається так:

$$v = ds / dt = d(r\varphi) / dt = r(d\varphi / dt)$$

(r винесли за знак похідної, так як для даної точки твердого тіла ця величина постійна).

Вираз $d\varphi / dt$ називається кутовою швидкістю і позначається ω .

Кутова швидкість є кінематична міра руху тіла, що обертається, що характеризує швидкість його кутового переміщення: $\omega = d\varphi / dt$.

Кутова швидкість дорівнює першій похідній кутового переміщення за часом. Одиниця кутової швидкості - радіан в секунду (рад / с).

Формула для визначення швидкості будь-якої точки тіла, що обертається має наступний вигляд:

$$v = \omega r.$$

Швидкість точки в кожен момент часу прямо пропорційна її відстані від осі обертання, отже, графік швидкостей точок, наприклад, діаметра B_1B_2 , буде являти собою два трикутника. Очевидно, що вектор швидкості точки обертового тіла спрямований перпендикулярно радіусу, що з'єднує цю точку з віссю обертання.

Якщо точка лежить на поверхні тіла, що обертається, то її швидкість називають **окружний**.

У техніці часто швидкість обертання висловлюють в оборотах на хвилину, позначають буквою n і називають частотою обертання. Залежність між кутовою швидкістю і частотою обертання виглядає так: $\omega = \pi n / 30$ рад / с, де n = частота обертання тіла (об / хв).

3. Різні випадки обертального руху

Рівномірний обертальний рух

Якщо тіло обертається навколо нерухомої осі з постійною кутовою швидкістю, то рух називається **рівномірним**.

При цьому:

$$\omega = \text{const}; \varphi = \omega t.$$

Дотичне, нормальне і повне прискорення будь-якої точки рівномірно обертового тіла визначають так:

$$a_\tau = 0; a_n = \omega^2 r; a = a_n = \omega^2 r.$$

Нерівномірний обертальний рух

Якщо кутова швидкість тіла, що обертається з плином часу змінюється, то рух називається **нерівномірним**.

У найзагальнішому вигляді формули нерівномірного обертального руху виглядають так: $\varphi = f(t); \omega = \Delta\varphi / \Delta t$.

Дотичне рух будь-якої точки нерівномірно тіла, що обертається визначають наступним чином:

$$a_\tau = dv / dt = d(\omega r) / dt = r (d\omega / dt).$$

Вираз $d\omega / dt$ позначають α (альфа) і називають **кутовим прискоренням**.

Кутове прискорення є кінематична міра зміни кутової швидкості тіла, що обертається:

$$\alpha = d\omega / dt = d^2\varphi / dt^2.$$

Кутове прискорення дорівнює першій похідній кутової швидкості або другій похідній кутового переміщення за часом. Одиниця кутового прискорення - радіан на секунду в квадраті (рад / с²).

Формулу для визначення дотичного прискорення будь-якої точки нерівномірно тіла, що обертається можна записати в такому вигляді: $a_\tau = \alpha r$.

Нормальне прискорення визначається за такою самою формулою, як і в разі рівномірного обертання:

$$a_n = \omega^2 r.$$

Повне прискорення: $a = \sqrt{[(a_\tau)^2 + (a_n)^2]} = \sqrt{[(\alpha r)^2 + (\omega^2 r)^2]}$, звідки $a = r \sqrt{(\alpha^2 + \omega^4)}$.

Направляючий тангенс повного прискорення можна визначити так: $\text{tg}(a, a_n)$

$$= a_\tau / a_n = \alpha r / (\omega^2 r), \text{ звідки } \text{tg}(a, a_n) = \alpha / \omega^2.$$

Якщо напрямок кутового прискорення збігається з напрямком обертання, то обертальний рух є прискореним, і навпаки.

Питання для самоперевірки:

1. Назвіть два види найпростішого руху твердого тіла.
2. Який рух називають поступальним?
3. Який рух називають обертальним?
4. У чому виражається кутове переміщення?
5. Залежність між кутовою швидкістю і частотою обертання
6. Який рух називають рівномірним і нерівномірним?

Лекція № 5 Динаміка. Основні поняття і аксіоми динаміки.

План

1. Предмет динаміки.
2. Основні поняття і визначення
3. Основне рівняння динаміки та аксіоми

1. Предмет динаміки.

Динаміка — це розділ механіки, який вивчає причини зміни швидкості руху тіл під впливом інших тіл.



2. Основні поняття і визначення

Вивчення динаміки починається з вивчення руху найпростішого об'єкта – матеріальної точки.

Матеріальною точкою, як нам відомо, називається таке матеріальне тіло, розмірами якого можна знехтувати в умовах даної задачі. Нагадаємо, що за матеріальну точку ми можемо прийняти не тільки тіло зникаюче малих розмірів, але іноді і тіло скінчених розмірів (і, може бути, значних і дуже великих розмірів), якщо тільки в умовах даних досліджень ці розміри не мають значення.

Абсолютно тверде тіло можна також розглядати як систему матеріальних точок, відстані між якими не змінюються ні при яких обставинах, тобто як незмінну систему. Розділи динаміки

1. Динаміка матеріальної точки

Матеріальна точка – тіло, яке має масу, але розмірами якого можна знехтувати.

2. Динаміка механічної системи

Механічна система – сукупність матеріальних точок, рух і положення яких взаємопов'язані.

3. Динаміка твердого тіла

Абсолютно тверде тіло – система матеріальних точок, відстань між якими є незмінною, і які безперервно заповнюють деяку частину простору.

Встановлення основних законів динаміки було започатковано італійським вченим Галілеєм (1564-1642) і продовжено Ньютоном. Динаміка спирається на ряд положень, які являються аксіомами і називаються законами динаміки. Перш ніж перейти до розгляду цих законів, уведемо нове для нас поняття ізольованої матеріальної точки, на яку не діють другі матеріальні точки. В дійсності ізольовані тіла в природі не існують і поняття ізольованої матеріальної точки є умовним.

Перший закон Ньютона (перший закон динаміки)

Перший закон динаміки, званий аксіомою інерції, формулюється в застосуванні до матеріальної точці так: ізольована матеріальна точка або знаходиться в спокої, або рухається прямолінійно і рівномірно.

У кінематиці було встановлено, що прямолінійний рівномірний рух є єдиним видом руху, при якому прискорення дорівнює нулю, тому аксіому інерції можна сформулювати наступним чином: прискорення ізольованою матеріальною точкою дорівнює нулю.

Отже, ізольована від впливу навколишніх тіл матеріальна точка не може сама собі повідомити прискорення. Це властивість тіл називають інерцією або інертністю, тобто **інертність (інерція)** - властивість тіл зберігати швидкість по модулю і напрямку (в т. Ч. І спокій - стан, при якому швидкість дорівнює нулю). Змінити швидкість, тобто повідомити матеріальній точці прискорення здатна тільки прикладена до неї сила.

Другий закон Ньютона (другий закон динаміки)

Залежність між силою і повідомляються нею прискоренням встановлює другий закон Ньютона, який говорить, що прискорення, що повідомляється матеріальній точці силою, має напрямок сили і пропорційно її модулю.

Якщо сила F_1 повідомляє матеріальній точці прискорення a_1 , а сила F_2 повідомляє цій же точці прискорення a_2 , то на підставі другого закону Ньютона можна записати:

$$F_1 / F_2 = a_1 / a_2 \text{ або } F_1 / a_1 = F_2 / a_2.$$

Отже, для даної матеріальної точки відношення будь-якої сили до викликається нею прискоренню є величина постійна. Цю величину (відношення сили до прискорення) називають **масою матеріальної точки**, і позначають її m :

$$F / a = m = \text{const.}$$

На підставі цієї рівності можна зробити висновки:

- дві матеріальні точки, що мають однакові маси, отримують від однієї і тієї ж сили однакові прискорення;
- чим більше маса точки, тим більшу силу необхідно прикласти, щоб надати цій точці необхідну прискорення.

Що таке маса тіла?

Маса - одна з основних характеристик будь-якого матеріального об'єкта, що визначає його інертні і гравітаційні властивості. Ньютон називав масою кількість матерії, яка є в тілі, вважаючи масу кожного тіла величиною постійною.

Сучасне уявлення про світ, після відкриттів, зроблених А. Ейнштейном, спростовує цей висновок І. Ньютона - маса не є постійною величиною для тіла, вона залежить від швидкості, з якою це тіло рухається. Так, наприклад, спостереження за рухом заряджених частинок в прискорювачах показали, що інертність частки (тобто здатність зберігати свою швидкість) зростає зі збільшенням її швидкості.

Теорія відносності встановлює наступну залежність між масою тіла, що знаходиться в спокої, і масою тіла, що рухається:

$$m = m_0 / \sqrt{1 - v^2 / c^2},$$

де m - маса тіла, що рухається, m_0 - маса покоїться тіла (маса спокою), v - швидкість руху тіла, c - швидкість світла.

З цієї формули видно, що чим більше швидкість руху тіла, тим більше його маса і, отже, тим важче повідомити йому подальше прискорення. При швидкостях близьких до швидкості світла маса тіла прагне до нескінченності, і для подальшого прискорення такого тіла потрібна сила нескінченної величини.

Очевидно, що матеріальне тіло не може рухатися зі швидкістю світла, оскільки не існує реальна сила, здатна прискорити його до такого стану.

На підставі теорії відносності сучасна наука дає масі таке визначення: маса є міра інертності тіла.

Однак помітна зміна маси (інертності) тіла спостерігається лише при дуже великих швидкостях, близьких до швидкості світла, тому в класичній фізиці масу приймають величиною постійною, при цьому похибки, що виникають під час розрахунків, є мізерно малими.

Другий закон Ньютона виражається рівністю: $F = ma$, яке називається основним рівнянням динаміки і читається так: сила є вектор, що дорівнює добутку маси точки на її прискорення.

Основне рівняння динаміки є рівнянням руху матеріальної точки у векторній формі.

Прискорення вільного падіння

Дослідним шляхом встановлено, що під дією тяжіння Землі в вакуумі тіла падають з однаковим прискоренням, яке називається прискоренням вільного падіння.

Слід зазначити, що це явище буде вірним для конкретного географічного місця на поверхні планети або над її поверхнею - прискорення вільного падіння не є постійною величиною і залежить, зокрема, від відстані між центром ваги тіла і центром тяжіння нашої планети, а також від існування відцентрової сили інерції, що викликається обертанням Землі.

Так, на полюсах прискорення вільного падіння $g \approx 9,83 \text{ м / с}^2$, а на екваторі $g \approx 9,78 \text{ м / с}^2$. Але в наближених розрахунках приймають середнє значення, рівне приблизно $g \approx 9,81 \text{ м / с}^2$, при цьому похибки результатів незначні.

Отже, сила тяжіння тіла дорівнює його масі, помноженої на прискорення вільного падіння. Якщо сила тяжіння одного тіла $G_1 = m_1 / g$, а другого тіла - $G_2 = m_2 / g$, то

$$G_1 / G_2 = (m_1 g) / (m_2 g) = m_1 / m_2,$$

тобто. сили тяжіння тіл пропорційні їх масам, що дозволяє порівнювати маси різних тіл шляхом зважування (порівнювання їх сил тяжіння за допомогою ваг).

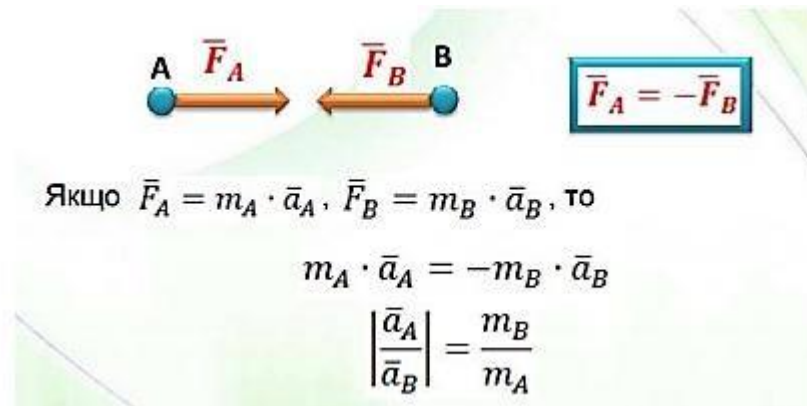
Рух під дією постійної сили може бути і прямолінійним і криволінійним (в останньому випадку матеріальна точка має початкову швидкість, вектор якої не збігається з вектором сили). Приклад руху під дією постійної сили - вільне падіння тіл.

Третій закон Ньютона

До основних законів динаміки відноситься і розглянута в статичі аксіома взаємодії, або третій закон Ньютона.

Стосовно до матеріальної точки закон формулюється так: сили взаємодії двох матеріальних точок по модулю рівні між собою і спрямовані в протилежні сторони (дія дорівнює протидії).

На підставі цього закону можна зробити висновок, що сила, як міра взаємодії між тілами, не може проявлятися без пари, тобто якщо виникає якесь силове вплив, то існує і "двійник" цього силового впливу, рівний по модулю і протилежний по вектору.



Питання для самоперевірки:

1. Що вивчає розділ динаміки?
2. Дайте визначення поняттю інерціальні системи координат?
3. Сформулюйте другий і третій закон Ньютона.
4. Яке є основне рівняння вільної матеріальної точки? 5. Що називається інертністю тіла?

Лекція № 6 Загальні теореми динаміки матеріальної точки

План

1. Основні теореми динаміки як методи дослідження механічного руху
2. Кількість руху і імпульс сили
3. Механічна енергія та її види
4. Розв'язування задачі

1. Основні теореми динаміки як методи дослідження механічного руху

Існує багато задач динаміки, розв'язання яких не потребує повної інформації про всі властивості досліджуваного руху системи, які містяться у диференціальних рівняннях. Це задачі, які пов'язані з визначенням зовнішніх сил, що діють на матеріальні точки системи або з визначенням руху центра мас і мір механічного руху системи: головного вектора кількості руху, головного моменту кількості руху, кінетичної енергії. До ефективних методів розв'язування цих задач належать загальні теореми динаміки, що встановлюють співвідношення між мірами механічного руху і мірами дії сил: імпульс сили, робота. Загальні теореми динаміки характеризують окремі властивості механічного руху і надають часткову інформацію про цей рух.

Для розв'язання задач динаміки матеріальної точки та динаміки матеріальної системи широко застосовуються загальні теореми динаміки, до яких належать: теорема про зміну кількості руху, теорема про зміну моменту кількості руху і теорема про зміну кінетичної енергії, які випливають з основного закону динаміки матеріальної точки.

Загальні теореми динаміки дозволяють уникнути складних операцій інтегрування диференціальних рівнянь руху матеріальної точки і матеріальної системи, що значно спрощує розв'язання ряду задач динаміки.

До основних мір руху належать кількість руху і кінетична енергія. До мір дії сил належать імпульс сили і робота сили. Із диференціальних рівнянь руху випливають співвідношення між зміною протягом часу сумарних мір руху системи і мір дії сил – загальні теореми динаміки, які називають загальними інтегралами диференціальних рівнянь руху. Міри руху є основою для встановлення загальних теорем динаміки.

Цікава дискусія точилася в XVII-XVIII століттях між прихильниками Р.Декарта і Г.Лейбніца про те, яка з мір механічного руху – кількість руху або кінетична енергія – визначає динамічні властивості тіл. Вона закінчилась безрезультатно. Тільки в XIX ст. вчені прийшли до висновку, що обидві міри руху мають право на існування одночасно в кожному тілі. Перша характеризує здатність механічного руху тіла

переходити до другого тіла в формі самого механічного руху. Друга міра, кінетична енергія, характеризує здатність механічного руху тіла перетворюватись в еквівалентну кількість потенціальної, теплової і інших видів енергії. Тільки релятивістська механіка (XX ст.) об'єднала ці дві міри руху в одну – тензор енергії (імпульс).

2. Кількість руху і імпульс сили

Загальні теореми динаміки матеріальної точки встановлюють залежність між змінами динамічних заходів руху матеріальної точки і заходами дії сил, прикладених до цієї точки.

Кількістю руху mv матеріальної точки називають вектор, що дорівнює добутку маси точки на її швидкість і має напрямок швидкості.

Кількість руху є динамічною мірою руху матеріальної точки.

Одиницею вимірювання кількості руху, в відповідно до наведеного визначення, є $(\text{кг} \times \text{м}) / \text{с}$.

Імпульсом Ft постійної сили F називається вектор, що дорівнює добутку сили на час її дії.

Імпульс сили є мірою її дії за часом.

Одиниця імпульсу сили, згідно з наведеним вище визначенням, є $\text{Н} \times \text{с}$.

Якщо силу замінити твором маси на прискорення (другий закон Ньютона), то отримаємо:

$$[Ft] = [F] [t] = [a] [m] [t] = (\text{кг} \times \text{м} / \text{с}^2) \times \text{с} = (\text{кг} \times \text{м}) / \text{с}.$$

Очевидно, що кількість руху і імпульс сили виражаються в однакових одиницях, тому між цими динамічними заходами існує залежність, що встановлюється теоремою про зміну кількості руху.

Рух під дією постійної сили може бути і прямолінійним і криволінійним (в останньому випадку матеріальна точка має початкову швидкість, вектор якої не збігається з вектором сили). Приклад руху під дією постійної сили - вільне падіння тіл.

Теорема про зміну кількості руху

Теорема: зміна кількості руху матеріальної точки за деякий проміжок часу дорівнює імпульсу прикладеної до неї сили за той же проміжок часу.

Доведемо цю теорему для випадку прямолінійного руху матеріальної точки під дією постійної сили F , в цьому випадку рух буде рівнопеременне, і швидкість в кожен момент часу може бути визначена за формулою: $v = v_0 + at$.

Перетворимо цей вираз: перенесемо v_0 в ліву частину і помножимо кожне з доданків рівняння на масу m матеріальної точки: $mv - mv_0 = mat$.

Але добуток маси точки на її прискорення є сила, під дією якої точка рухається, отже, рівняння буде справедливо у вигляді: $mv - mv_0 = Ft$.

У лівій частині отриманого рівності маємо зміна кількості руху за час t , а в правій - імпульс сили за цей же час, що й треба було довести.

Якщо рух уповільнений ($v < v_0$), то вектор сили направлений в сторону, протилежну вектору швидкості, і, отже, в подальші формулу силу слід підставляти з негативним знаком.

У разі криволінійного руху матеріальної точки під дією змінної по модулю і напрямку сили весь проміжок часу t можна розбити на нескінченно малі проміжки, в межах яких вектор сили можна вважати постійним, а шлях - прямолінійним, тоді імпульс сили за кінцевий проміжок часу t буде дорівнює сумі елементарних імпульсів.

В цьому випадку математичне вираз теореми про зміну кількості руху набуває такого вигляду:

$$mv - mv_0 = \int F dt.$$

Якщо до матеріальної точці докладено кілька постійних сил, то зміна кількості руху дорівнюватиме сумі (алгебраїчної, якщо сили діють по одній прямій, і векторної, якщо сили діють під кутом один до одного) імпульсів даних сил: $mv - mv_0 = \Sigma (Fit)$.

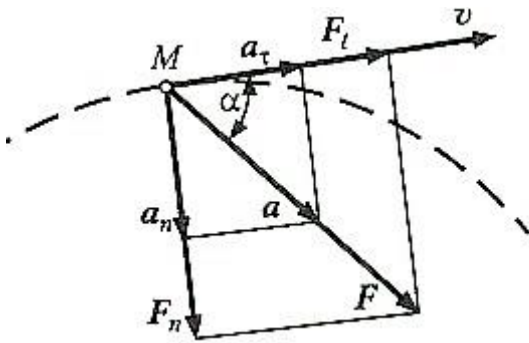
3. Механічна енергія та її види

Слово "енергія" в перекладі з грецького означає "дія". У попередній статті було дано визначення енергії, як здатності матерії здійснювати роботу при переході з одного стану в інший.

Механічною енергією називають енергію переміщення і взаємодії тіл, при цьому розрізняють два види механічної енергії: кінетичну і потенційну.

Потенційною енергією називають енергію взаємодії між матеріальними тілами (точками) будь-якої системи. Потенційна енергія, як частина загальної механічної енергії системи матеріальних тіл, залежить від взаємного розташування тіл (частин) цієї системи, і від їх положень в зовнішньому силовому полі (наприклад, гравітаційному).

Так, потенційну енергію сили тяжіння (енергією положення) мають тіла, що знаходяться над поверхнею землі, а стиснута пружина або ресора - потенційною енергією сили пружності.



Мірою потенційної енергії є робота, яку зробить матеріальне тіло (точка) при звільненні від зв'язків, які дозволяють виплеснути цю енергію.

Кінетична енергія - це енергія руху, тобто її володіє будь-яка рухається матеріальна точка. Кінетична

енергія є динамічною мірою руху матеріальної точки; це скалярна і завжди позитивна величина.

Оскільки кінетична енергія є енергією руху, очевидно, що її величина залежить від швидкості, з якою рухається матеріальна точка (тіло). Величина кінетичної енергії, яку має ця матеріальна точка, може бути визначена за формулою:

$$K = mv^2 / 2.$$

Неважко помітити, що кінетична і потенційна енергія матеріальної точки є величинами відносними, оскільки вони мають сенс лише в межах певної системи матеріальних точок - або відносним розташуванням, або відносною швидкістю по відношенню до інших матеріальних точок цієї системи.

Одиниця виміру кінетичної енергії - *Джоуль (Дж)*:

$$1 \text{ Дж} = \text{кг} \times (\text{м} / \text{с})^2 = (\text{кг} \times \text{м} / \text{с}^2) \text{ м} = \text{Н} \times \text{м}.$$

З наведених співвідношень видно, що кінетична енергія має розмірність роботи; зв'язок між цими фізичними величинами встановлює теорема про зміну кінетичної енергії.

Теорема про зміну кінетичної енергії

Теорема: зміна кінетичної енергії матеріальної точки на деякому шляху дорівнює роботі сили, прикладеного до точки на тому ж шляху.

Доведемо цю теорему для самого загального випадку руху матеріальної точки, тобто для випадку криволінійного руху під дією змінної сили (рис. 1).

Запишемо для цієї точки основне рівняння динаміки (другий закон Ньютона):

$$F = ma,$$

m - маса точки; a - повне прискорення точки; F - сила, що діє на точку.

Спроектуємо векторне рівність на напрямок швидкості v точки: $ma \cos \alpha =$

$$F_{\tau} = F \cos \alpha.$$

Як відомо з кінематики, $a \cos \alpha = a_{\tau} = dv / dt$, отже, $m dv / dt$

$$= F \cos \alpha.$$

Помноживши обидві частини рівності на нескінченно мале переміщення ds , отримаємо:

$$m dv ds / dt = F ds \cos \alpha.$$

Вираз, що стоїть в лівій частині перетворимо наступним чином:

$$m dv ds / dt = m dv (ds / dt) = mv dv, \text{ отже } mv dv = F ds \cos \alpha.$$

Інтегруючи обидві частини цієї рівності в межах для швидкості від v_0 до v і для шляху від 0 до s , отримаємо: $m \int v dv = \int F \cos \alpha ds$ або $mv^2 / 2 - mv_0^2 / 2 = W$,

де W - робота сили F на шляху s .

Теорема доведена.

При уповільненому русі ($v < v_0$) складова F_t , що викликає дотичне прискорення a_t , буде направлена в сторону, протилежну напрямку вектора швидкості v , і робота сили F буде негативною.

Складова F_n , що викликає нормальне (доцентрове) прискорення a_n , роботи не робить, оскільки ця складова в кожен даний момент часу перпендикулярна елементарного переміщення точки прикладання сили F .

Якщо до матеріальної точки докладено кілька сил, то зміна кінетичної енергії дорівнює алгебраїчній сумі робіт цих сил:

$$mv^2 / 2 - mv_0^2 / 2 = \sum W_i.$$

Закон збереження механічної енергії

Закон збереження механічної енергії матеріальної точки можна сформулювати так: сума потенційної і кінетичної енергії матеріальної точки є величина постійна, при цьому один вид енергії може переходити в інший при зміні механічного стану точки.

Цей закон наочно проявляється при розгляді механічної енергії тіл, піднятих над поверхнею Землі і зміні їх механічного стану при вільному падінні.

Так, потенційна енергія положення тіла, обумовлена силою тяжіння, може бути визначена, як твір сили тяжіння тіла G на висоту його підйому h над поверхнею Землі:

$$П = Gh.$$

Нехай матеріальна точка масою m , падаючи під дією однієї лише сили тяжіння G в положенні M_1 перебувала на висоті h_1 , мала початкову швидкість v_1 і володіла потенційною енергією $П_1$ (рис. 2).

У положенні M_2 точка виявилася на висоті h_2 , її швидкість стала v_2 , а потенційна енергія $П_2$.

При падінні точки під дією однієї лише сили тяжіння відбувається робота

$$W = G(h_1 - h_2) = Gh_1 - Gh_2 = \Pi_1 - \Pi_2.$$

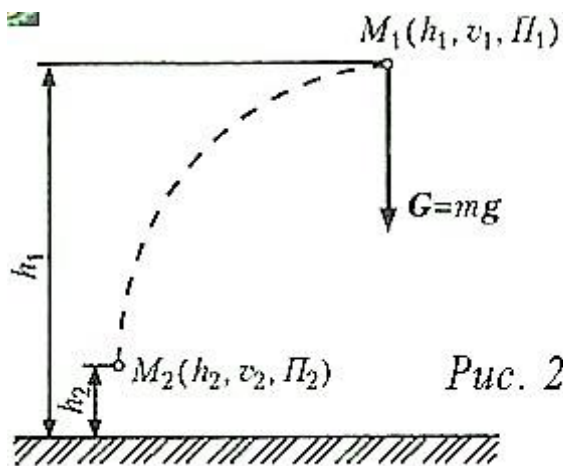
Згідно з теоремою, доведеною вище, ця робота дорівнює зміні кінетичної енергії:

$$W = mv_2 / 2 - mv_0^2 / 2 = K_2 - K_1,$$

або

$$\Pi_1 - \Pi_2 = K_2 - K_1, \text{ або } \Pi_1 + K_1 = \Pi_2 + K_2 \text{ отже, } \Pi + K = const.$$

Це рівність і є математичним виразом закону збереження механічної енергії, сформульованого вище.



На підставі закону збереження механічної енергії неважко довести, що якщо тіло кинути з поверхні Землі вертикально вгору, то його кінетична енергія в нижньому положенні буде дорівнює потенційної енергії в верхньому положенні.

Закон збереження механічної енергії справедливий при русі під дією будь-якої потенційної сили; при русі під дією чи потенційних сил (наприклад, сили тертя), механічна енергія переходить в

інші види енергії.

На закінчення слід зазначити, що закон збереження механічної енергії є окремим випадком загального закону збереження матерії і енергії, сформульованого М. В. Ломоносовим (1711-1765). Встановлення цього закону є одним з найбільших відкриттів свого часу.

У минулому столітті ще один найбільший фізик - А. Ейнштейн створив теорію відносності, одним з висновків якої є закон пропорційності маси і енергії, математична суть якого виражається формулою: $E = mc^2$, де E - повна енергія (що включає всі види енергії - механічну, теплову, хімічну, ядерну, електромагнітну і т. п.), якою володіє будь-яка матеріальна точка; m - маса матеріальної точки, c - швидкість світла.

На підставі формули, запропонованої Ейнштейном, можна підрахувати, що 1 грам матерії має повну енергією, еквівалентної 25 млн кВтг електроенергії - величина колосальна, над безпечним і дешевим вивільненням якої для потреб людства працюють кращі наукові уми.

4.Задача: матеріальна точка кинута з Землі вертикально вгору з початковою швидкістю $v_0 = 20 \text{ м/с}$.

Нехтуючи опором повітря, визначити максимальну висоту підйому h , на яку підніметься точка. Рішення.

Для вирішення завдання запишемо вираз для кінетичної і потенційної точки енергії в момент початку руху:

$$K_1 = mv^2 / 2; \Pi_1 = 0$$

і в момент максимального підйому:

$K_2 = 0; \Pi_2 = mgh$, де m - маса матеріальної точки. Відповідно до закону збереження механічної енергії можна записати: $K_1 + \Pi_1 = K_2 + \Pi_2$ або $mv^2 / 2 = mgh$. Скоротивши обидві частини рівності на m , визначимо висоту h максимального підйому матеріальної точки:

$$h = v_0^2 / 2g = 202 / (2 \times 9,81) \approx 20,4 \text{ м.}$$

Завдання вирішена.

Питання для самоперевірки:

1. Що таке кількість руху матеріальної точки і системи, яка її розмірність?
2. Які міри руху існують в тілі, що рухається?
3. Як визначити імпульс змінної і сталої сили?
4. Сформулюйте теорему про зміну кількості руху матеріальної точки і системи.
5. Напишіть теорему про зміну кількості руху точки в диференціальній формі.

Розділ 2. Опір матеріалів.

Лекція № 7 Основні положення опору матеріалів

План

1. Завдання і методи опору матеріалів
2. Основні поняття опору матеріалів
3. Класифікація тіл, що приймається в опорі матеріалів
4. Поняття про деформації та сили
5. Розтягування і стиснення

1. Завдання і методи опору матеріалів

Опір матеріалів – це наука про інженерні методи розрахунку на міцність, жорсткість і стійкість елементів конструкцій, деталей машин і приладів.

Що ж таке міцність, жорсткість та стійкість? Чому саме інженерні методи розрахунку? Що слід розуміти під терміном конструкція?

Міцність – це здатність тіл протидіяти зовнішнім силам, не руйнуючись.

Жорсткість – це здатність тіл протидіяти зовнішнім силам, якомога менше деформуючись.

Стійкість – це здатність тіл протидіяти зовнішнім силам, зберігаючи первісну форму пружної рівноваги.

Як бачимо, опір матеріалів вивчає поведінку тіл у полі зовнішніх сил. Але ж цим займається і теоретична механіка. Чим тоді відрізняються курси опору матеріалів і теоретичної механіки? Якщо в теоретичній механіці всі тіла вважають абсолютно твердими і розглядають закономірності руху цих тіл, то в задачах опору матеріалів усі тіла вважають твердими, але здатними до деформацій, і розглядають процеси, пов'язані з цими деформаціями, а рух цих тіл цікавить тільки з точки зору утворення додаткових сил (наприклад, сил інерції).

Під терміном «конструкція» будемо розуміти сукупність елементів (тіл), які функціонально пов'язані між собою та виконують певне технічне завдання. Тіло, в свою чергу, теж може виступати в ролі конструкції, якщо, наприклад, у постановці задачі потрібно враховувати неоднорідну побудову (композитні матеріали).

Опір матеріалів є наукою інженерних методів розрахунку саме тому, що постановка задач передбачає рівень абстрагування та спрощення таким, щоб інженер-практик міг розв'язати ці задачі, використовуючи доступний для нього математичний апарат.

Таким чином, **опір матеріалів** – це загальна наука про міцність і надійність конструкцій та їх елементів. Ці ж питання вивчають й інші суміжні дисципліни: будівельна механіка стержневих систем, яка в більшості розглядає закономірності, пов'язані зі створенням цілих систем стержнів, функціонально пов'язаних між собою; математична теорія пружності, теорія пластичності, теорія повзучості, реологія та ін.

Але ці науки використовують більш розвинений апарат математики.

При вирішенні основної задачі опору матеріалів – вибору матеріалу й поперечних розмірів для елементів споруд і машин, крім уміння обчислювати напруження, необхідне знання механічних властивостей реальних матеріалів. Це зумовлює необхідність лабораторних експериментальних досліджень. Глибокі знання про міцність матеріалів, що використовуються, і не менш глибоке і чітке уявлення про розподіл напружень в елементах конструкцій – ось що повинен дати курс опору матеріалів інженеру, аби достатньо озброїти його для вирішення практичних задач.

Задачі опору матеріалів

При проектуванні конструкцій і машин інженеру доводиться вибирати матеріал і поперечні розміри для кожного елемента конструкції так, щоб він надійно, без ризику руйнуватися або спотворити свою форму, чинив опір дії зовнішніх сил, які передаються на нього від сусідніх частин конструкції, тобто, щоб була забезпечена нормальна робота цього елемента. Підстави для правильного вирішення цієї задачі дає інженеру наука про опір матеріалів.

Опір матеріалів, вивчаючи поведінку різних матеріалів під впливом сил, вказує, як підібрати для кожного елемента конструкції необхідний матеріал і поперечні розміри за умови повної надійності роботи і найбільшого здешевлення конструкції.

Іноді в опорі матеріалів доводиться вирішувати видозмінену задачу — перевіряти достатність розмірів уже запроектованої або існуючої конструкції. Вимоги надійності та найбільшої економії суперечать одна одній. Перше, зазвичай, призводить до збільшення матеріалоємності, друге ж вимагає її зниження. Ця суперечність є найважливішим елементом наукової методики, що зумовлює розвиток опору матеріалів як науки.

Часто настає момент, коли існуючі матеріали і методи перевірки міцності не в змозі задовольнити потреби практики, що ставить на чергу вирішення нових задач (наприклад, використання великих швидкостей в техніці взагалі, в авіації та турбобудуванні зокрема, перекриття великих прольотів, динамічні задачі та ін.). Тоді починаються пошуки нових матеріалів, дослідження їх властивостей, поліпшення і створення нових методів розрахунку та проектування. Опір матеріалів повинен встигати за загальним прогресом техніки.

У деяких випадках інженеру, крім основних вимог – надійності й найбільшої економії, – при виконанні конструкції доводиться задовольняти й інші умови, наприклад, вимоги до підвищення темпів спорудження (при відновленні зруйнованих споруд), мінімальної ваги (при конструюванні літаків) і т.п. Ці обставини також відображаються на виборі матеріалу, розмірів і форм самої конструкції та її елементів.

Коротка історична довідка

Початок розвитку опору матеріалів як науки відносять до 1638 р. і пов'язують з ім'ям Галілео Галілея, знаменитого італійського вченого. Він був професором математики в Падуї, жив у період розпаду феодального ладу, розвитку торгового капіталу, налагодження міжнародних морських зв'язків, зародження гірничої та металургійної промисловості. Нова економіка того часу поставила за мету вирішення ряду нових технічних проблем. Пожвавлення зовнішніх торговельних відносин зумовило завдання збільшення вантажопідйомності суден, а це спричинило необхідність зміни їх конструкції. Водночас постало питання реконструкції та створення нових внутрішніх водних шляхів, включаючи розбудову каналів і шлюзів.

Ці технічні завдання не могли бути вирішені простим копіюванням існуючих раніше конструкцій суден і споруд, виявилось, що необхідно навчитися шляхом розрахунку оцінювати міцність елементів конструкції залежно від їх розмірів і величини діючих на них навантажень. Значна частина робіт Галілея була присвячена вирішенню задач про залежність між розмірами балок та інших стержнів із тими навантаженнями, які можуть витримати ці елементи конструкції. Він вказав, що отримані ним результати можуть «принести велику користь при спорудженні великих суден, особливо при зміцненні палуб і покриттів, оскільки в таких спорудах легкість має величезне значення». Дослідження Галілея опубліковані в його книзі „*Discorsi e Dimostrazioni matematiche*” (1638, Лейден, Голландія). Подальший розвиток опору матеріалів відбувався паралельно з розвитком техніки будівництва і машинобудування, що пов'язало його з цілим рядом робіт видатних вчених - математиків, фізиків та інженерів, у тому числі й вітчизняних. Слід навести і негативний приклад, який досить сильно вплинув на розвиток опору матеріалів. І. Ньютон, якому завдячують бурхливим розвитком математика й механіка в цілому, у зв'язку з особистою неприязню до Р. Гука, зробив багато для того, щоб опір матеріалів - галузь науки, якою плідно займався Гук, вважалася недостойною уваги видатних умів того часу. Це було причиною того, що механіка твердого деформованого тіла, зокрема опір матеріалів, були загальмовані в своєму розвитку роки на півтора століття. Великий внесок в науку про опір матеріалів в XVIII столітті вніс дійсний член Петербурзької Академії наук Леонард Ейлер, що вирішив задачу про стійкість стиснутих стержнів.

2. Основні поняття опору матеріалів

Опір матеріалів, як і будь-яка інша наука, базується на певних гіпотезах (аксіомах), основними з яких є:

- гіпотеза про суцільність матеріалу – матеріал заповнює все тіло;
- гіпотеза про однорідність та ізотропність – матеріал вважають однорідним та ізотропним;
- гіпотеза про малі деформації – розглядають деформації, які значно менші за розміри самих тіл (на 2 порядки і більше);
- гіпотеза про ідеальну пружність (пружність – здатність тіл відновлювати свою форму та розміри при розвантаженні);
- закон Гука – приймається лінійна залежність між величинами сил і деформаціями, які викликані ними. Більшість задач опору матеріалів розв'язують саме в цій постановці.

Гук Роберт (1635 – 1703) – англійський вчений- енциклопедист. Вивчав питання тиску повітря, розробив теорію капілярності, відкрив закон пропорційності між силами та деформаціями тіл, займався теорією планетарних рухів, висловлював ідею всесвітнього тяжіння, вивчав питання, пов'язані з природою світла, побудував перший повітряний насос та інші прилади, працював над проектами літальних апаратів. Після Великої лондонської пожежі брав активну участь у відбудові міста – багато споруд було виконано за його проектами.

- принцип суперпозиції – вважають, що результат від суми дій дорівнює сумі результатів від кожної дії окремо;

– принцип Сен-Венана – якщо тіло навантажене силами і при цьому розміри зони прикладання цих сил незначні в порівнянні з розмірами тіла, то в перерізах, достатньо віддалених від місць прикладання сил, напруження практично не залежить від способу навантаження.

Барре де Сен-Венан (1797 – 1886) – французький вчений у галузі математики та механіки. Основні дослідження відносяться до механіки твердого тіла, теорії пружності, гідростатики, гідродинаміки та векторного числення. Хоча наведені гіпотези дають дуже великі наближення при дослідженні процесів, які відбуваються в тілах при навантаженні, інженерна практика дає змогу оцінити розрахунки, які базуються на цих гіпотезах як такі, що досить добре описують загальний стан навантажених тіл.

3. Класифікація тіл, що приймається в опорі матеріалів

В опорі матеріалів, як і в будь-якій науці, розглядають не самі конкретні тіла, а якийсь спрощений їх символ, модель, абстрагуючись від другорядних ознак цього тіла.

Усі тіла при розгляді задач опору матеріалів можна віднести до однієї з відповідних моделей:

– стержень (брус) – це тіло, в якого один із розмірів значно більший, ніж два інших (рис.1). При цьому стержень може бути з прямою віссю (прямий стержень) або ламаною віссю (рама). Стержні можуть бути як призматичні (рис.1а,б). так і змінного поперечного перерізу (рис.1в);



Рисунок 1 - Типи стержнів (а – кривий, б – прямий, в – змінного поперечного перерізу)

– оболонка – це тіло, в якого один із розмірів значно менший, ніж два інших (рис.2а). За формою серединної поверхні оболонки поділяють на циліндричні, конічні, сферичні. Якщо серединна поверхня є площиною, то таку оболонку називають пластиною (рис.2б).



Рисунок 2 - Оболонка (а) та пластина (б)

– масиви – тіла, в яких усі розміри приблизно одного порядку (рис.3).



Рисунок 3 - Масив

Прикладами деталей, які розглядають як прямі стержні, є вали, балки, осі. Криві стержні – крюки підйомних кранів, віконні ручки і т.п. Як оболонки можна розглядати стінки котлів, обшивку крила літака, корпус підводного човна й т.п. До пластин відносять плоскі кришки люків, панелі перекриття, диски турбомашин і т.п. Масивами можуть бути представлені куски каменю, блоки фундаментів та ін.

4. Поняття про деформації та сили

Під **деформаціями** розуміють будь-які зміни розмірів або форми тіла. Деформації можуть бути абсолютні та відносні (коли їх вимірюють відношенням зміни величини до її початкового значення). У більшості випадків деформація тіла складається з двох частин: пружної та пластичної (залишкової).

Пружні – це деформації, які зникають при розвантаженні тіла.

Пластичні – такі, що залишаються після розвантаження.

За нормальної експлуатації інженерних конструкцій не допускаються пластичні деформації, коли розміри і форми елементів конструкцій незворотно змінюються.

Визначення умов виникнення та зростання пластичних деформацій має велике значення для знаходження тих навантажень, які безпечно можуть передаватися на конструкцію.

Сили та їх класифікація.

Сили, що діють на тіло, можна класифікувати за різними ознаками. Вони можуть бути зовнішніми та внутрішніми. **Зовнішні** – це сили, які прикладаються до тіла за рахунок інших тіл. Зовнішні сили, розподілені по всьому об'єму тіла або його частині, називають об'ємними або масовими.

Зовнішні сили, прикладені по поверхні, називають поверхневими.

Навантаження – це система зовнішніх сил, що діють на тіло.

Внутрішніми силами називають сили взаємодії між частинами твердого тіла. Зовнішні сили викликають деформації тіл, що призводить до виникнення вже внутрішніх сил. Навантаження тіла може бути статичним або динамічним.

Статично прикладені – це сили, при дії яких практично немає прискорень тіла (чи його частин). Це має місце, коли навантаження тіла проводять, повільно змінюючи від нуля до повного прикладання сили.

Динамічним називають навантаження, при якому виникають прискорення тіла (чи якоїсь його частини) і, як наслідок, сили інерції. Навантаження може бути зосередженим (діяти в досить локальній зоні – практично в точці) (рис.4а) та розподіленим (тобто діяти або на певній площадці, або на певній довжині) (рис.4б,в).

Якщо розподіл має рівномірний характер (рис.4в), навантаження називають рівномірно-розподіленим. Для того, щоб порахувати повне навантаження Q в цьому випадку, рівномірно - розподілене навантаження q треба помножити відповідно на площу, по якій воно розподіляється (або на довжину – у випадку розповсюдження по довжині). Тобто у випадку, зображеному на рис. 4в. $Q = qa$.

Зосереджені сили, як правило, позначають великими літерами F, R, Q, H ; вони мають розмірність одиниць сили (Н), (кН) та (МН).

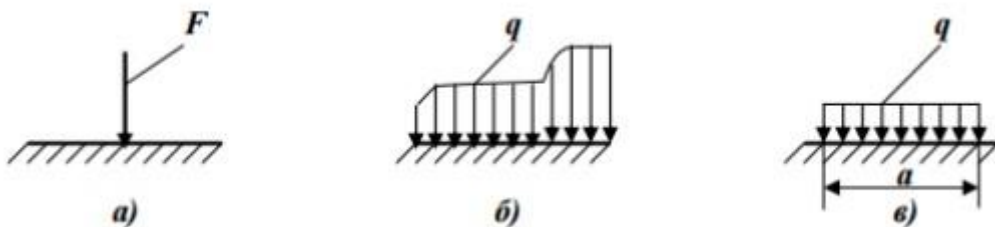


Рисунок 4 - Види навантажень: а) зосереджене, б) розподілене, в) рівномірно розподілене

Розподілене навантаження, як правило, позначають літерою q і воно має розмірність сили, віднесеної до площі (або сили, віднесеної до довжини) ($\text{Н}/\text{м}^2$), ($\text{кН}/\text{м}^2$) та ($\text{МН}/\text{м}^2$), або ($\text{Н}/\text{м}$), ($\text{кН}/\text{м}$) та ($\text{МН}/\text{м}$).

Момент сили відносно точки (осі) – це добуток сили на плече (рис 5).

Плече – це відстань від точки (осі), відносно якої визначають момент, до лінії дії сили (а не до точки прикладання сили, як дехто помилково думає).

Тобто момент сили F відносно точки (осі) A розраховують так:

$$M_A = F \cdot a ,$$

де a – це і є плече – довжина перпендикуляра, встановленого від т. A до

лінії дії сили F .

Моменти сил позначають літерами M або T ; вони мають розмірність добутку сили на довжину - (Нм), (кНм) та (МНм).

При цьому треба зауважити: якщо силу F переміщувати вздовж лінії її дії, момент її відносно точки (осі) A буде залишатися незмінним.

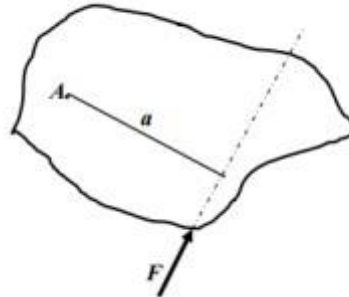


Рисунок5. Обчислення моменту сили F відносно точки (осі) A

Цілком зрозуміло також, що у випадку, коли напрямок дії сили проходить через точку (вісь), момент сили відносно цієї точки (осі) дорівнює нулю. Позначають моменти сил як показано на рис. 6 а,в. T M а) б)



Рисунок 6 - Моменти сил: а) крутний, б) згинаючий

5. Розтягування і стиснення

Напруги і характер деформацій при розтягуванні і стисненні

Розтягуванням або стисненням називається такий вид деформації, при якому в будь-якому поперечному перерізі бруса виникає тільки поздовжня сила.

Бруси з прямолінійною віссю, що працюють на розтяг або стиск, часто називаються **стрижнями**.

Розглянемо невагомий, затиснений лівим кінцем прямий брус, уздовж осі якого діють активні сили F і $2F$ (рис. 7). Частини бруса постійного перерізу, укладені між поперечними площинами (перетинами), в яких прикладені однакові зовнішні сили (навантаження або реакції зв'язків) будемо називати ділянками тобто ділянка - це однорідний шматок бруса і за формою, і по навантаженнях, і по площі перетину.

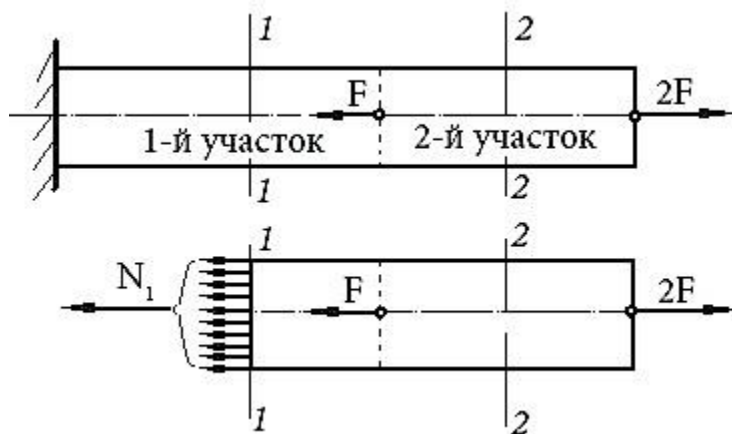


Рисунок 7 - невагомий, затиснений лівим кінцем прямий брус

Зображений на рис. 7 брус складається з двох ділянок - від защемленого кінця до місця прикладання сили F , і від сили F до вільного кінця, до якого прикладена сила $2F$.

Застосуємо метод перетинів і визначимо поздовжні внутрішні сили N_1 і N_2 на цих ділянках.

Спочатку розсічемо брус площиною 1-1 і подумки відкинемо праву частину бруса, замінивши її еквівалентними внутрішніми і зовнішніми силами.

Застосуємо рівняння рівноваги для цієї частини бруса:

$$\sum Z = 0, \text{ отже: } 2F - F - N_1 = 0, \text{ звідки } N_1 = 2F - F = F.$$

Очевидно, що для збереження рівноваги частини бруса досить прикласти поздовжню силу. Неважко зрозуміти, що на другій ділянці бруса поздовжня сила в перерізі 2-2 матиме інше значення: $N_2 = 2F$.

Таким чином, поздовжня сила в поперечному перерізі бруса дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх сил, розташованих по одну сторону від розглянутого перерізу і в межах кожної ділянки має однакове значення.

Останнє твердження не зовсім справедливо, оскільки в місцях прикладання зовнішніх сил внутрішні сили розподіляються по складним закономірностям, але з урахуванням розглянутого раніше принципу пом'якшення граничних умов (принципу Сен-Венана), ми допускаємо деяку умовну похибка, незначно впливає на підсумковий результат розрахунку.

При визначенні величини поздовжньої сили алгебраїчним складанням зовнішніх сил слід звертати увагу на знаки (векторні значення) цих сил. При розрахунках в спрямують зазвичай приймають навантаження, що розтягують (спрямовані від перетину) позитивними, а стискають - негативними.

При вивченні ряду деформацій ми будемо подумки представляти бруси що складаються з нескінченної кількості волокон, розташованих паралельно осі бруса, і припускати, що при деформації розтягування і стиснення ці волокна не натискають один на одного (гіпотеза про НЕ натисканні волокон).

Щоб зрозуміти характер напружень і деформацій, що виникають в стисливому або розтягуючому брусі, уявімо собі прямий брус з гуми, на якому нанесена сітка з поздовжніх і поперечних ліній. Якщо такий брус піддати деформації розтягування, можна помітити, що:

- поперечні лінії на брусі залишаються рівними і перпендикулярними осі бруса, а відстані між ними збільшуються;
- поздовжні лінії залишаються прямими, а відстані між ними зменшуються.

З цього експерименту випливає, що при розтягуванні справедлива гіпотеза плоских перетинів (гіпотеза Бернуллі), і, отже, всі волокна бруса повздовжуються на одну і ту ж величину. Все це дозволяє зробити висновок, що при розтягуванні і стисненні в поперечних перетинах бруса виникають тільки нормальні напруження, рівномірно розподілені по перерізу. Ці напруження можна визначити за формулою:

$$\sigma = N / A,$$

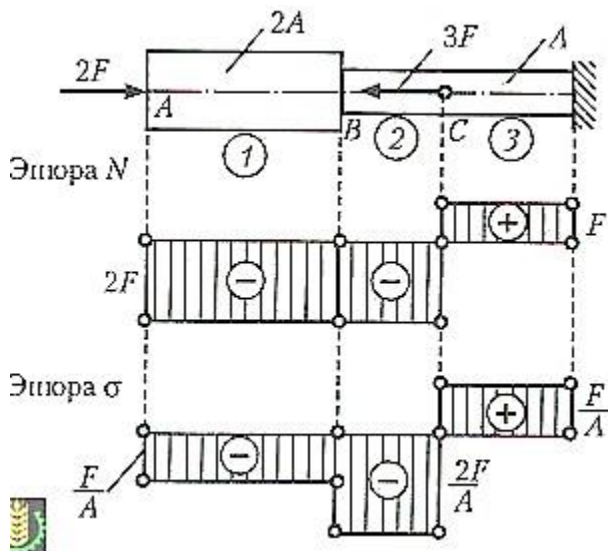
де N - поздовжня сила, A - площа поперечного перерізу бруса.

Очевидно, що при розтягуванні і стисненні форма перетину бруса на величину напружень не впливає.

Для наочного зображення розподілу поздовжніх сил і нормальних напружень вздовж осі бруса будують графіки, звані епюрами (від французького "*epure*" - креслення, графік), при цьому на епюрах при побудові враховують знаки (векторні значення) поздовжніх сил і напружень.

Для ступеневої бруса, до якого прикладені стискає $2F$ і розтягує $3F$ сили на рис. 8 показані відповідні епюри поздовжніх сил N і нормальних напружень σ .

Порядок побудови епюр такий: спочатку під кресленням бруса проводять пряму лінію, паралельну осі бруса (ця лінія умовно представляє брус), потім навпаки кожного перетину бруса відкладають по цій лінії величину силових факторів: для позитивних - вгору, для негативних - вниз. Масштаб при цьому вибирається довільний. Зрозуміло, перед побудовою епюри необхідно підрахувати величину силових факторів (сил, моментів сил або напружень) в кожній ділянці бруса.



На отриманому графіку в гуртках вказуються знаки силових факторів по ділянках, на зовнішніх кутах східчастих переходів ставляться числові значення цих силових факторів, а вся площа графіка заштриховується тонкими лініями, перпендикулярними осі.

Зліва від осі епюри вказується, який силовий фактор на ній представлений.

Рисунок 8 – Побудова епюр

За епюрах, представленим на рис. 8 можна помітити, що в місцях прикладання зовнішніх навантажень і реакцій внутрішні силові фактори змінюються стрибкоподібно (принцип Сен-Венана).

Візуальне дослідження епюри дозволяє визначити критичні ділянки бруса, що знаходяться в найбільш напруженому стані. Так, за представленими на рис. 2 епюрах напружень, що виникають в брусі, можна визначити, що критичним є 2-у ділянку, оскільки тут виникає найбільше напруження (по епюрі видно, що ця напруга стиснення, так як воно має від'ємне значення).

Крім того, епюра будь-якого силового фактора дозволяє (без застосування зайвих розрахунків) визначити силу або момент, що діють на брус з боку, наприклад, закладення, оскільки після побудови епюри з боку вільного кінця бруса ці силові фактори відобразяться графічно, без обчислень.

Питання для самоперевірки:

1. Назвіть основні гіпотези, прийняті в курсі опору матеріалів.
2. Що таке переміщення, деформація?
3. Що таке абсолютне та відносне подовження, вкорочення стержня?
4. Що являють собою діаграми деформування пластичного та крихкого матеріалу?

Лекція № 8 Кручення та згин

План

1. Основні поняття при крученні.
2. Основні поняття про вигин

1. Основні поняття при крученні. Кручення круглого бруса

Крученням називається такий вид деформації, при якому в будь-якому поперечному перерізі бруса виникає тільки крутний момент, тобто силовий фактор, що викликає круговий рух перетину щодо осі, перпендикулярної цьому перетину, або перешкоджає такому переміщенню. Іншими словами - деформації кручення виникають, якщо до прямого бруса в площинах, перпендикулярних його осі докласти пару або пари сил.

Моменти цих пар сил називають крученими або обертають. Момент, що обертає позначають T .

Таке визначення умовно поділяє силові фактори деформації кручення на зовнішні (скручують, обертаючі моменти T) і внутрішні (крутний момент $M_{кр}$).

У машинах і механізмах крученню найбільш часто піддаються круглі або трубчасті вали, тому розрахунки на міцність і жорсткість найчастіше роблять для таких вузлів і деталей.

2. Основні поняття про вигин

Деформація вигину характеризується втратою прямолінійності або первісної форми лінією балки (її віссю) при додатку зовнішнього навантаження. При цьому, на відміну від деформації зсуву, лінія балки змінює свою форму плавно.

Легко переконатися, що на опірність вигину впливає не тільки площа поперечного перерізу балки (бруса, стержня і т. д.), але і геометрична форма цього перетину.

Оскільки вигин тіла (балки, бруса і т. П.) Здійснюється щодо будь-якої осі, на опірність вигину впливає величина осьового моменту інерції перерізу тіла відносно цієї осі.

Для порівняння - при деформації кручення перетин тіла піддається закручуванню щодо полюса (точки), тому на опір крученню впливає полярний момент інерції цього перерізу.



На вигин можуть працювати багато елементів конструкцій - осі, вали, балки, зуби зубчастих коліс, важелі, тяги і т. д

В опорі матеріалів розглядають кілька типів вигинів:

- в залежності від характеру зовнішнього навантаження, прикладеного до бруса,

розрізняють чистий вигин і поперечний вигин; - в залежності від

розташування площини дії згинального навантаження щодо осі бруса -
прямий ви

Розділ 3. Деталі машин

Лекція № 9 Основні положення розділу Деталі машин. Деталі машин і їх класифікація. Основні вимоги до машин

План

1. Поняття машини та деталей машин
2. Основні вимоги, що ставляться до сучасних машин та їх деталей
3. Основні напрямки розвитку конструкцій машин та їх розрахунку
4. Основні критерії працездатного стану деталей машин

1. Основні положення розділу Деталі машин

Сучасне суспільство відрізняється від первісного використання машин. Застосування предметів, що розширюють можливості рук, і особливе освоєння додаткових джерел енергії не тільки дозволило людству вижити, але й забезпечило в подальшому перемогу над переважаючими силами природи.

Життя людей, навіть самих відсталих племен, тепер немислима без різних механічних пристроїв і пристосувань (грецьк. "механа" – хитрість).

І хоча різні механічні хитрості використовувалися вже в древньому Єгипті при будівництві пірамід, всерйоз говорити про застосування машин можна лише з епохи промислової революції XVIII століття, коли винахід парової машини дало гігантський технологічний ривок і сформувало сучасний світ у його нинішньому виді. Тут важливий енергетичний аспект проблеми.

З тих пір намітилися основні закономірності пристрою й функціонування механізмів і машин, були складені найбільш раціональні й зручні форми їх складових частин - деталей. У процесі механізації виробництва й транспорту, зі збільшенням навантажень і складності конструкцій, зросла потреба не тільки в інтуїтивному, але й у науковому підході до створення та експлуатації машин.

Розвиток промисловості зажадало великої кількості інженерів-механіків. Тому в провідних університетах Заходу вже з 30-х років XIX століття читається самостійний курс "Деталі Машин". Без цього курсу тепер неможлива підготовка інженера-механіка будь-якої спеціальності.

Деталі машин - це дисципліна, що вивчає основи розрахунку і конструювання деталей і вузлів машин загального призначення.

2. Основні вимоги, що ставляться до сучасних машин та їх деталей

Під час розробки механічних систем і об'єктів користуються такими основними поняттями:

Машина – виріб, який виконує механічні рухи для перетворення енергії, руху, матеріалів з метою підвищення продуктивності, заміни чи полегшення фізичної і розумової праці людини.

Механізм – це система деталей, призначена для перетворення одного виду руху в інший. За функціональною ознакою він може бути передавальним (змінює швидкості, сили і моменти), виконавчим (безпосередньо діє на об'єкт), а також таким, що здійснює контроль, управління чи регулювання.

Виріб – будь - який предмет чи сукупність предметів, що виготовляє підприємство.

Деталь – виріб, виготовлений із одного матеріалу без використання складальних операцій (гайка, болт, вал).

Складальна одиниця – виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою за допомогою складальних операцій на підприємстві.

Часто користуються поняттям «вузол» – сукупність складальних одиниць або деталей, що мають спільне функціональне призначення (редуктор, муфта, підшипник кочення).

Агрегат – автономна складальна одиниця, яка здатна виконувати певні функції в складі виробу або поза ним (оброблювальні блоки, поворотні столи, механізми синхронізації, мотор - редуктори і т. ін.) і має певну взаємозамінність за приєднувальними розмірами і експлуатаційними показниками.

Ланка механізму – одна чи декілька нерухомо з'єднаних деталей.

Кожен механізм має вхідну і вихідну ланки (наприклад вхідний і вихідний вали редуктора), в кожній парі сумісно працюючих ланок в напрямі силового потоку розрізняють ведучу і ведену ланки.

Кінематична пара – дві з'єднані ланки, що забезпечують той чи інший вид руху.

Кінематичний ланцюг – система з'єднаних кінематичних пар.

Кожна деталь і вузол машини, як і машина загалом мають відповідати певним вимогам. Ці вимоги визначають напрями розвитку конструкцій машин.

Основні з них:

- **роботоздатність** – здатність машини виконувати задані функції з параметрами, встановленими нормативно - технічною документацією; забезпечується відповідними розмірами і формами деталей, вибором матеріалів, застосуванням зміцнювальних технологій, антикорозійного захисту та відповідного змащення;

- **високі експлуатаційні показники:** продуктивність, коефіцієнт корисної дії (к.к.д.), менші витрати на обслуговування та ремонт, відповідність принципам енергоресурсозбереження;
- надійність і захист від аварійних руйнувань, небезпечних для обслуговуючого персоналу;
- **технологічність** – мінімум засобів, часу і праці під час виготовлення, експлуатації і ремонту машини; забезпечується виконанням деталей найпростішими поверхнями, зручними для обробки, використанням матеріалів, придатних для безвідходної обробки і ресурсозберігальної технології, системою допусків і посадок тощо;
- **економічність** – найменші матеріальні витрати на проектування, виготовлення, експлуатацію і ремонт;
- **естетичність** – досконалість зовнішніх форм деталей, вузлів і машин загалом, гарний зовнішній вигляд;
- **екологічність** – здатність машини виконувати свої функції без шкідливого впливу на навколишнє середовище.

3. Основні напрямки розвитку конструкцій машин та їх розрахунку

Розділ «Деталі машин» вивчає розрахунки і принципи проектування та конструювання деталей і вузлів загального призначення, які є подібними для багатьох машин.

Вказані деталі машин можна класифікувати таким чином:

- 1) з'єднання – з'єднують деталі між собою;
- 2) механічні передачі обертального руху;
- 3) вали та осі – несуть на собі обертові деталі передач;
- 4) муфти – з'єднують між собою вали й передають крутний момент;
- 5) підшипники, напрямні прямолінійного руху;
- 6) пружні елементи – зм'якшують вібрацію й удари, накопичують енергію, забезпечують постійний стиск деталей;
- 7) пристрої для змашування та захисту від забруднення;
- 8) корпусні деталі – організують усередині себе простір для розміщення всіх інших деталей, забезпечують їх захист; 9) механізми управління.

Машини, як і інші вироби, виготовляються тільки за проектом, що, у кожному разі, є сукупністю графічних і текстових документів. Правила й порядок розробки, оформлення й обліку цих документів установлюється комплексом стандартів – Єдиною системою конструкторської документації (ЄСКД), розробленої в 70-і роки ХХ ст.

Проектування машин виконують у кілька стадій, встановлених ГОСТ 2.103-68.

Для одиничного виробництва це:

1. Розробка технічної пропозиції за ДСТ 2.118-73.
2. Розробка ескізного проекту за ДСТ 2.119-73.
3. Розробка технічного проекту за ДСТ 2.120-73.
4. Розробка документації для виготовлення виробу.
5. Коректування документації за результатами виготовлення й випробування виробу.

Стадії проектування при серійному виробництві ті ж, але тільки коректування документації доводиться повторювати кілька разів: спочатку для досвідченого екземпляра, потім для досвідченої партії, потім за результатами виготовлення й випробувань першої промислової партії.

У кожному разі, приступаючи до кожного етапу конструювання, як і взагалі до будь-якої роботи, необхідно чітко позначити три позиції:

Вихідні дані – будь-які об'єкти й інформація, які відносяться до справи ("що ми маємо?").

Мета – очікувані результати, величини, документи, об'єкти ("що ми хочемо отримати?").

Засоби досягнення мети – методики проектування, розрахункові формули, інструментальні засоби, джерела енергії й інформації, конструкторські навички, досвід ("що і як робити?").

Діяльність конструктора-проектувальника знаходить зміст тільки за наявності замовника - особи або організації, що бідують у виробі й фінансують розробці.

Теоретично замовник повинен скласти й видати розроблювачеві Технічне Завдання - документ, у якому грамотно й чітко позначені всі технічні, експлуатаційні й економічні параметри майбутнього виробу. Але, на щастя, цього не відбувається, оскільки замовник поглинений своїми відомчими завданнями, а, головне, не має достатніх навичок проектування. Таким чином, інженер не залишається без роботи.

Робота починається з того, що замовник і виконавець спільно становлять (і підписують) Технічне Завдання. При цьому виконавець повинен одержати максимум інформації про потреби, побажання, технічних і фінансових можливостях замовника, обов'язкових, кращих і бажаних властивостях майбутнього виробу, особливостях його експлуатації, умовах ремонту, можливого ринку збуту. Ретельний аналіз цієї інформації дозволить проектувальникові правильно вибудувати логічний ланцюжок

"Завдання - Мета - Засобу" і максимально ефективно виконати проект.

Розробка Технічної Пропозиції починається з вивчення Технічного Завдання. З'ясовуються призначення, принцип пристрою й способи з'єднання основних складальних одиниць і деталей. Все це супроводжується аналізом науково-технічної інформації про аналогічні конструкції. Виконуються кінематичний розрахунок, проектувальні розрахунки на міцність, жорсткість, зносостійкість і за критеріями працездатності. З каталогів попередньо вибираються всі стандартні вироби - підшипники, муфти й т.п.

Виконуються перші ескізи, які поступово уточнюються. Необхідно прагнути до максимальної компактності розташування й зручності монтажудемонтажу деталей.

На стадії Ескізного Проекту виконуються уточнені й перевірені розрахунки деталей, креслення виробу в основних проекціях, проробляється конструкція деталей з метою їх максимальної технологічності, вибираються з'єднання деталей, проробляється можливість складання-розбирання й регулювання вузлів, обирається система змащення й ущільнення. Ескізний проект повинен бути розглянутий і затверджений, після чого він стає основою для Технічного Проекту. При необхідності виготовляються й випробовуються макети виробу.

Технічний Проект повинен обов'язково містити креслення загального виду, відомість технічного проекту й пояснювальну записку. Креслення загального виду за ДСТ 2.119-73 повинен дати відомості про конструкцію, взаємодію основних частин, експлуатаційно-технічних характеристиках і принципах роботи виробу. Відомість Технічного Проекту й Пояснювальна Записка, як і всі текстові документи повинні містити вичерпну інформацію про конструкцію, виготовлення, експлуатацію й ремонті виробу. Вони оформляються в точній відповідності з нормами і правилами ЄСКД (ГОСТ 2.104-68; 2.105-79; 2.106-68). Таким чином, проект здобуває остаточний вид – креслень і пояснювальної записки з розрахунками, названими робочою документацією.

4. Основні критерії працездатного стану деталей машин

Успішна робота деталей і машин полягає в забезпеченні роботоздатності й надійності.

Роботоздатність деталей і машин визначається як властивість виконувати свої функції із заданими показниками й характеризується наступними критеріями:

Міцність - здатність деталі чинити опір руйнуванню або незворотній зміні форми (деформації);

Жорсткість - здатність деталі чинити опір будь-якій деформації;

Зносостійкість - здатність зберігати первісну форму своєї поверхні, без зношування;

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

Вібростійкість - здатність працювати в потрібному діапазоні режимів без неприпустимих коливань.

Надійність визначається як властивість деталі й машини виконувати свої функції, зберігаючи задані показники протягом заданого часу й, по суті, виражає собою перспективи збереження працездатності.

У процесі роботи деталі й машини піддаються не тільки розрахунковим навантаженням, які конструктор очікує й ураховує, але й попадають у позаштатні ситуації, які дуже важко передбачити, як, наприклад, удари, вібрація, забруднення, екстремальні природні умови й т.п. При цьому виникає відмова – втрата роботоздатності внаслідок руйнування деталей або порушення їхньої правильної взаємодії. Відмови бувають повні й часткові; раптові (поломки) і поступові (зношування, корозія); небезпечні для життя; важкі й легкі; усунні й неусунні; приробочні (виникають на початку експлуатації) і пов'язані з наявністю дефектних деталей; відмови через зношування, втоми й старіння матеріалів.

Надійною можна вважати машину, яка має наступні властивості.

Безвідмовність - здатність зберігати свої експлуатаційні показники протягом заданого наробітку без змушених перерв.

Довговічність - здатність зберігати задані показники до граничного стану з необхідними перервами для ремонтів і технічного обслуговування.

Ремонтпридатність - пристосованість виробу до попередження, виявленню й усуненню відмов і несправностей за допомогою техобслуговування й ремонту.

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

Надійність важко розрахувати кількісно, вона зазвичай оцінюється як імовірність безвідмовної роботи на підставі статистики експлуатації групи ідентичних машин.

При всій значимості всіх описаних критеріїв, неважко помітити, що міцність є найважливішим критерієм роботоздатності й надійності. Невиконання умови міцності автоматично робить непотрібними всі інші вимоги й критерії якості машин. Дійсно, небагато коштує технологічна, жорстка, зносостійка, теплостійка, вібростійка, дешева в експлуатації, ремонтпридатна конструкція самого передового дизайну, якщо вона зламалася при першому ж навантаженні.

Вимоги до машин і критерії їх якості

Оскільки людині властиво хотіти всього й відразу, то вимоги до машин різноманітні й часто суперечливі, однак їх можна умовно розділити на основні взаємозалежні групи:

- технологічні вимоги; -
- економічні вимоги; -
- експлуатаційні вимоги.

Якість машини, тобто її максимальна відповідність всім вимогам неможливо без безустанної уваги інженера на всіх стадіях "життя" машини. Якість заставляється на стадії проектування, забезпечується на стадії виробництва й підтримується в процесі експлуатації.

Ступінь відповідності вимогам характеризують критерії якості (гречк. "критеріон" – вузьке місце) – якісь конкретні параметри (гречк. "параметрос" – вимірюваний), тобто вимірювані або обчислювані величини.

Однак відомо, що повне задоволення всіх вимог - абсолютно нездійсненне завдання, тому завжди доводиться йти на компроміс, позначаючи головні вимоги й забезпечуючи відповідні їм критерії якості. Відзначимо тому лише основні вимоги до деталей і машин.

Технологічність - виготовлення виробу при мінімальних витратах праці, часу й засобів при повній відповідності своєму призначенню.

Економічність - мінімальна вартість виробництва й експлуатації.

Працездатність - стан об'єкта, при якому він здатний виконувати задані функції.

Надійність - властивість об'єкта зберігати в часі здатність до виконання заданих функцій (ГОСТ 27.002-83)

Основними критеріями якості машин вважають:

Потужність - швидкість перетворення енергії;

Продуктивність - обсяг роботи (продукції, інформації), виконуваної в одиницю часу;

Коефіцієнт корисної дії - частка енергії (потужності), що дійшла до споживача;

Габарити - граничні розміри;

Енергоємність - витрата палива або електрики віднесений до обсягу роботи (пройденій відстані, зробленій продукції);

Матеріалоемність - кількість конструкційного матеріалу машини, зазвичай віднесеної до одиниці потужності;

Точність - здатність максимально відповідати заданому положенню

(швидкості й т.п.);

Плавність ходу - мінімальні прискорення при роботі машини.

Питання для самоперевірки:

1. Назвіть деталі і вузли, які вивчаються в курсі «Деталі машин»
2. Що таке технологічність конструкції? Якими показниками її оцінюють?
3. Як оцінюють трудомісткість, матеріаломісткість і енергоємність конструкції
4. Які групи вимог пред'являються до машин ?
5. Які основні вимоги до деталей і машин ?
6. Які основні критерії якості деталей і машин ?
7. Що таке роботоздатність і які її критерії ?
8. Що таке надійність і які її критерії ?
9. Що є найголовнішим критерієм працездатності й надійності ? 10.У чому полягає загальна умова міцності деталей машин ?

Лекція № 10 Загальні відомості про з'єднання деталей машин.

План

1. Поняття і визначення сполук деталей машин
2. Область застосування з'єднань
3. Вимоги до з'єднань деталей машин

1. Поняття і визначення сполук деталей машин

Кожна машина складається з деталей, число яких залежить від складності та розмірів машини. Так автомобіль містить близько 16 000 деталей (включаючи двигун), великий карусельний верстат має більше 20 000 деталей і т.д.

Щоб виконувати свої функції в машині деталі з'єднуються між собою певним чином, утворюючи рухомі та нерухомі з'єднання. Наприклад, з'єднання колінчастого вала двигуна з шатуном, поршня з гільзою циліндра (рухливі з'єднання). З'єднання штока гідроциліндра з поршнем, кришки рознімного підшипника з корпусом (нерухоме з'єднання).

Рухливі з'єднання визначають кінематику машини, а нерухомі - дозволяють розчленувати машину на окремі блоки, елементи, деталі.

З'єднання складаються із з'єднувальних деталей і прилеглих частин деталей, що з'єднуються, форма яких підпорядкована завданню з'єднання. В окремих конструкціях спеціальні сполучні деталі можуть бути відсутні.

З точки зору спільності розрахунків всі з'єднання ділять на дві великі групи: нероз'ємні і роз'ємні з'єднання.

Нероз'ємними називають з'єднання, які неможливо розібрати без руйнування або пошкодження деталей. До них відносяться заклепувальні (клепані), зварні, клейові з'єднання, а також з'єднання з гарантованим натягом. Нероз'ємні з'єднання здійснюються силами молекулярного зчеплення (зварювання, пайка, склеювання) або механічними засобами (клепка, вальцевание, пресування).

Рознімними називають з'єднання, які можна багаторазово збирати і розбирати без пошкодження деталей. До роз'ємним відносяться різьбові, шпонкові і шліцьові з'єднання, штифтові і клинові з'єднання.

За формою поверхонь, що сполучаються з'єднання ділять на плоске, циліндричний, конічний, сферичне, гвинтове і т.д.

Вибір типу і виду з'єднання визначається умовами взаємодії деталей, вимогами до міцності з'єднання, умовами роботи, вимогами до надійності, довговічності та ін.

2. Область застосування з'єднань

Як вже зазначалося вище, рухомі та нерухомі з'єднання деталей машин для відмінності вузлів, агрегатів і механізмів підбираються з урахуванням найбільшої доцільності - міцності, особливостей монтажу, економічності (вартості виготовлення і експлуатації) і т. Д.

Зварні з'єднання застосовуються зазвичай для з'єднання деталей, що зазнають значні по потужності, але постійні по напрямку навантаження. Отримують зварні з'єднання за допомогою зварювальних апаратів різних типів (електродугове зварювання, газозварювання і т.д.). Зварні шви можуть бути суцільними, переривчастими, круговими.

Буває так же точкове зварювання; застосовуються т.зв. "Електрозаклепки", що представляють собою зварні шви, укладені всередині отвору однієї з деталей, що з'єднуються на поверхню іншої деталі.

Пайка, в загальному, за технологією і характеристиками схожа зі зварюванням, але відрізняється тим, що для пайки застосовуються спеціальні склади (припої), як правило на основі олова, свинцю і флюсових добавок. Найбільш широко пайка застосовується в радіотехніці, електроніці, при з'єднанні деталей гідравлічних систем (пайка трубок і штуцерів) і т.д.

Заклепувальне (клепання) з'єднання застосовується у випадках, коли з'єднуються деталі відчувають знакозмінні навантаження малої і середньої потужності (в тому числі вібрації), або знакозмінні навантаження великої потужності, що виключають роботу на зріз. Приклад: рами, корпусу, кріплення незнімних облицювань і т.п.

Різьбові з'єднання застосовуються повсюдно і є найбільш поширеним видом з'єднання в техніці. Суть нарізного сполучення в застосуванні пари додаткових деталей, що з'єднуються за допомогою закручування однієї деталі в іншу по різьбі, і тим самим з'єднують основні деталі.

Надійність нарізного сполучення забезпечується за рахунок сили тертя в витках різьблення. Коефіцієнт тертя в правильно з'єднаних деталях повинен перевищувати коефіцієнт зсуву основних деталей. Величина коефіцієнта тертя залежить від моменту затягування нарізного сполучення, розмірів і властивостей різьбовій пари.

Найбільш поширеними елементами різьбових з'єднань є болти, гвинти, шпильки, гайки.

Шпонкові та шліцьові з'єднання застосовуються при з'єднанні деталей спільного обертання. Найчастіше це вали і зубчасті колеса, вали і шківни, вали і муфти, а так само вали і всілякі рукоятки, штовхачі і т.п. Шліцьові з'єднання забезпечує передачу значно більшого моменту, ніж шпонкові і застосовується в більш навантажених вузлах.

Штифтове з'єднання забезпечує нерухомість і точну орієнтацію деталей відносно один одного і застосовується, наприклад, для забезпечення співвісності отворів в деталях різних корпусів (корпуси редукторів, коробок передач і т.д.).

3. Вимоги до з'єднань деталей машин

Проектування з'єднань є дуже відповідальним завданням, оскільки більшість руйнувань в машинах відбувається саме в місцях з'єднань.

До сполукам в залежності від їх призначення пред'являються вимоги міцності, щільності (герметичності) і жорсткості.

При оцінці міцності з'єднання прагнуть наблизити його міцність до міцності елементів, що з'єднуються, тобто прагнуть забезпечити рівнопрочність конструкції.

Вимога щільності є основним для судин і апаратів, що працюють під тиском. Ущільнення роз'ємного з'єднання досягається за рахунок: - сильного стиснення досить якісно оброблених поверхонь; - введення прокладок з легко деформується матеріалу.

При цьому робоче питомий тиск q в площині стику має лежати в межах $q = (1,5 \dots 4) p$, де: p - внутрішній тиск рідини в посудині.

Експериментальні дослідження показали, що жорсткість з'єднання у багато разів менше жорсткості з'єднуються, а оскільки жорсткість системи завжди менше жорсткості найменш жорсткого елемента, то саме жорсткість з'єднання визначає жорсткість системи.

Питання для самоперевірки:

1. Які з'єднання називають рознімними, а які не рознімними?
2. Назвіть області застосування з'єднань.
3. Якими вимоги повинні застосовуватись до деталей машин?

Лекція № 11 Зварні і клейові з'єднання

План

1. Класифікація нероз'ємних з'єднань
2. Зварні з'єднання
3. З'єднання пайкою
4. Заклепувальні (клепані) з'єднання
5. Клейові з'єднання

1. Класифікація нероз'ємних з'єднань

Нерознімним називають таке з'єднання деталей і вузлів, розбирання якого неможлива без пошкодження деталей. Часто нероз'ємні з'єднання використовують для отримання деталей складної форми і геометрії з простих дешевих елементів.

До нерознімним відносять зварні, паяні, заклепочні, клейові і формувальні з'єднання (з'єднання з гарантованим натягом).



2. Зварні з'єднання

Зварюванням називають процес з'єднання металевих і пластмасових деталей шляхом встановлення міжатомних зв'язків між сполучаються частинами при місцевому нагріванні, пластичній деформації або одночасній дії того

й іншого.

Розрізняють термічну, термомеханічну і механічну зварювання. Найбільш поширеними видами зварювання є електродугове, електроннопроменева, газова (термічні); контактна і термокомпресійна (термомеханічні); тертям, холодна і ультразвукова (механічні).

При зварці електричною дугою в місці контакту електрода і деталей, що з'єднуються розплавляється метал деталей і електрода і утворюється міцний шов (див. Малюнок).

Захисна обмазка металевого електрода утворює при зварюванні велика кількість шлаку і газу, які забезпечують стійке горіння дуги і захищають розплавлений метал від окислення. У місці зварювання сильно окислюються при нагріванні алюмінієвих і магнієвих сплавів, сплавів титану, високолегованих сталей

електричну дугу оточують шаром інертного газу, аргону або гелію, що сильно здорожує зварювання.

При газовому зварюванні для нагрівання і плавлення металів використовують теплоту газового полум'я при спалюванні ацетилену в кисні. Таку зварювання часто застосовують для тонкостінних і легко окислюється деталей з металів, що володіють різними температурами плавлення, зокрема, для зварювання деталей з конструкційних сталей товщиною до 2 мм, міді - до 4 мм. Газове зварювання викликає невеликі деформації і структурні зміни.

Електронно-променеве (лазерне) зварювання виробляють потоком електронів (часток світла) великої енергії. Цим способом зазвичай зварюють тугоплавкі і сильно окислюються метали і сплави. Зварювання виробляють у вакуумі або в атмосфері аргону.

Контактне зварювання - найпродуктивніший спосіб зварювання в масовому виробництві.

Розрізняють точкове, стикове та роликове (шовний) контактні зварювання.

При точковому зварюванні (рис. 1, б) тонкостінні деталі з'єднують внахлестку. Під дією тиску електродів, які проводять струм до місця зварювання, утворюються точкові зварні з'єднання. Так як високі температури діють на невеликих ділянках (точках), відсутній викривлення деталей, що з'єднуються. Точкове зварювання використовують при виготовленні кожухів, панелей, шасі, стійок і інших деталей.

При стиковому зварюванні (рис. 1, в) з'єднуються деталі стискають і в зоні контакту при проходженні електричного струму виділяється велика кількість теплоти. Стиковим зварюванням з'єднують деталі різних форм і перетинів (коло, квадрат, труба, куточок і т.д.).

Шовну зварювання (рис. 1, г) здійснюють обертовими дисковими електродми. При цьому виходить безперервний зварений шов, що забезпечує герметичне з'єднання тонкостінних деталей.

Різновидом контактного зварювання є конденсаторна зварювання - струм до місця зварювання подається у вигляді короткого імпульсу при розряді конденсаторів. Контактна зварювання дозволяє зварювати різні матеріали, деталі малих товщин і перетинів (зварювання в «кульку» монтажних приводів) і деталі різних перетинів.

При зварюванні тертям нагрівання в місці з'єднання здійснюється за рахунок теплоти, що виділяється в місці контакту притиснутих один до одного і обертаються по відношенню один до одного деталей.

Холодне зварювання здійснюється без нагріву деталей, що з'єднуються за рахунок їх стиснення за допомогою механічних та гідравлічних пресів до появи пластичних деформацій. Холодним зварюванням зварюють метали з хорошими

пластичними властивостями - алюміній і його сплави, мідь та її деякі сплави; нікель; олово; срібло; різномірні метали, наприклад, алюміній і мідь.

Для отримання міцних і щільних швів необхідно попередньо очистити поверхні контакту від оксидів. Міцність з'єднання при точкової холодної зварюванні може бути вище, ніж при точкового контактного зварювання, але при цьому значно гірше зовнішній вигляд з'єднання через вм'ятин і пластичної деформації.

Ультразвукове зварювання засноване на створенні в місці з'єднання деталей змінних напруг зсуву з частотою ультразвукових генераторів, що перетворюють коливання електричних величин в механічні коливання. Ультразвукове зварювання дозволяє зварювати метали з різними, в тому числі неметалевим покриттями, пластмаси.

Залежно від обраного виду зварювання і вимог, що пред'являються до з'єднання, застосовують різні види з'єднань.

Залежно від взаємного розташування елементів, що з'єднуються розрізняють наступні види зварних з'єднань: стикові, нахлесткові, кутові і таврові.

Форму крайок і розміри поперечного перерізу стикових швів визначають залежно від товщини зварювальних деталей і способу зварювання. Кутові шви в поперечному перерізі мають форму прямокутного трикутника.

Залежно від розташування по відношенню до напрямку навантаження зварні шви ділять на лобові - шов перпендикулярний напрямку навантаження, флангові - шов паралельний напрямку навантаження, косі і комбіновані.

Перевагами зварних з'єднань є висока продуктивність, рівнопрочність, герметичність, можливість з'єднання різних матеріалів і деталей різних форм.

Недоліки зварних з'єднань: поява залишкових напруг в місцях зварювання, недостатня вібраційна і ударна міцність; необхідність проведення термічної обробки для зняття залишкових напруг; складність контролю дефектів і якості з'єднання.

Зварні з'єднання позначають прямою лінією, що закінчується стрілкою, спрямованої до зварного шва. Лінія з'єднана з полицею, над якою вказують параметри зварного шва. Якщо лицьова сторона зварного шва не видно, позначення параметрів поміщають під полицею.

Властивості зварного з'єднання визначаються властивостями матеріалів або їх поєднань, включаючи покриття деталей, що з'єднуються; видом і технологічними параметрами зварювання; формою і розмірами шва.

З матеріалів та їх сплавів зварюються добре, без застосування особливих методів маловуглецеві конструкційні та низьколеговані сталі (Ст0 ... Ст3, 08 ... 25, 15Х, 15Г і ін.), Алюміній і його сплави (Д1, Д16, АМц, АМг3, АЛ2, АЛ4), мідь і її сплави (М3, ЛС59-1, Л63, БрАЖ9-4, БрОФ10-1, БрОЦ4-3 і ін.); зварюються обмежено тільки спеціальними методами або за певних режимах зварювання середньовуглецеві

стали (30 ... 45, 30Г, 30ХГС і ін.); зварюються погано високовуглецеві і високолеговані сталі 65Г, У8, У10, чавуни.

З неметалічних матеріалів зварюванні піддаються тільки термопластичні пластмаси (поліетилен, полістирол, поліпропілен та ін.. Відомі такі способи зварювання пластмас: ультразвуком, струмами високої частоти, тертям, газовими теплоносіями і нагрітими інструментами.

3. З'єднання пайкою

Пайкою називають процес з'єднання металевих або металізованих деталей за допомогою додаткового сполучного матеріалу - припою, температура плавлення якого нижче температури плавлення матеріалу деталей, що з'єднуються.

У розплавленому стані припій змочує поверхні деталей, що з'єднуються. З'єднання відбувається шляхом міжатомного зчеплення, розчинення і дифузії матеріалу деталей і припою. На відміну від зварювання пайка зберігає незмінними структуру, механічні властивості і склад матеріалу деталей, викликає значно менші залишкові напруги. Міцність паяного з'єднання визначається міцністю припою і зчеплення припою з поверхнями деталей, що з'єднуються.

В якості припою застосовують як чисті метали, так і сплави. Залежно від температури плавлення припої бувають легкоплавкі (м'які) і среднетугоплавкі (тверді). До легкоплавким м'яким припою з температурою плавлення до 450 ° С відносяться олов'янистими-свинцеві сплави з вмістом олова від 18 до 90%, наприклад ПОС-61 (61% олова). Для зниження температури плавлення в ці сплави вводять вісмут і кадмій, а для збільшення міцності - сурму.

Тверді припої містять в своєму складі мідь, цинк, нікель, срібло і мають температуру плавлення вище 500 ° С.

М'які припої застосовують для отримання головним чином надійних електричних контактів при пайку і герметичних з'єднань.

Тверді припої забезпечують достатню міцність шва при температурі понад 100 ° С, стійкі до вібрацій, ударів і агресивних середовищ.

Добре сполучення пайкою можна отримати тільки при чистих поверхнях спаюється деталей, вільних від оксидів і забруднень і при заповненні зазору між деталями припоєм. Для очищення і захисту поверхонь, що з'єднуються й зварювання від окислення, поліпшення змочуваності і кращого розтікання припою застосовують флюси. Вони сприяють очищенню поверхонь від забруднень, розчиняють окисні плівки, покращують змочуваність поверхонь припоєм, забезпечують краще затікання припою в зазори між споює деталями.

Флюси діляться на хімічно активні (бура, хлористий цинк і ін.) І хімічно неактивні (каніфоль і спиртові розчини). Застосування перших вимагає ретельного промивання деталей після пайки.

З'єднання пайкою можуть виконуватися при різних способах нагріву деталей і припою. Найбільш поширеними видами пайки є пайка паяльником, газовим пальником, в печі, індукційна, пайка в рідких середовищах, ультразвукова, вільний припою, лазером, електронним променем і інші. Спосіб нагріву залежить від конструкції з'єднання, матеріалу деталей, що з'єднуються, необхідної кількості теплоти і температури нагріву.

Якість з'єднання визначається величиною зазору і щільністю його заповнення припоєм, міцністю припою і міцністю зв'язку припою з поверхнями деталей, що з'єднуються.

Перевагами пайки є простота і дешевизна технологічного процесу, широкі можливості його механізації та автоматизації, можливість з'єднання всіх металів і різнорідних матеріалів (метал з керамікою, склом, гумою), малі залишкові температурні напруги і деформації, мале електроопір місць з'єднання.

Так як безпосередня пайка при з'єднанні металів з неметалами неможлива, то на поверхні неметалічних матеріалів створюють проміжний шар з міді, нікелю, срібла, який добре зчіплюється з поверхнею цих матеріалів і забезпечує якісну пайку з металом.

Недоліком з'єднань паянням є їх невисока механічна і термічна міцність.

Розрізняють паяні з'єднання внахлестку і встик. Найбільшу міцність має з'єднання внахлестку, але при цьому збільшуються габарити з'єднання. З'єднання встик має малі габарити, але невисоку міцність.

4. Заклепувальні (клепані) з'єднання

Заклепувальні (клепані) з'єднання виконують за допомогою спеціальних кріпильних деталей - заклепок або безпосереднім розкльопуванням цапф деталей. Заклепка є циліндричний стержень з двома головками, одна з яких, звана заставної, виконана заздалегідь, а друга, яка замикає, виходить в процесі складання під ударами інструменту. З'єднуються деталі при цьому сильно стискаються.

Форма і розміри заклепок стандартизовані. Стержень заклепки може бути суцільним або порожнистим; головки за формою бувають напівкруглі, потаємні, напівпотайною, плоскі.

Заклепки виготовляють з пластичних матеріалів: низьковуглецевих сталей (Ст2, Ст3, 08, 10), міді (М1), латуні (Л62), алюмінієвих сплавів.

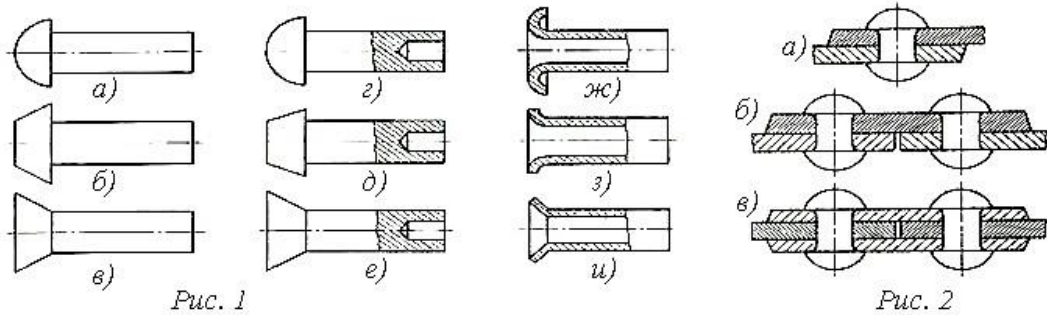


Рис. 1

Рис. 2

Матеріал деталей, що з'єднуються може бути твердіше або м'якше матеріалу заклепок. Бажано, щоб коефіцієнти лінійного розширення заклепок і деталей, що з'єднуються були рівними або близькими один одному. В іншому випадку при зміні температури виникнуть додаткові напруги, що знизить міцність з'єднання.

Діаметр d заклепки приймають приблизно в $1,8 \dots 2,0$ рази більше мінімальної товщини деталей, що з'єднуються.

Стрижень заклепки повинен виступати над сполучаються деталями на величину приблизно $1,5d$ для утворення замикаючої головки. Для забезпечення кращої механічної міцності і запобігання концентрації напружень при посадці і клепки заклепки рекомендують мінімальний зазор між заклепкою і стінками отвору.

Діаметр отвору під заклепку приймають на $0,2 \dots 0,5$ мм більше діаметра заклепки.

Заклепувальні з'єднання застосовують для з'єднання важкозварювальних металів і різнорідних матеріалів; в конструкціях, що піддаються дії вібраційних та ударних навантажень; для з'єднання металевих деталей з неметалевими.

Вибір форми заклепки залежить від матеріалу і товщини деталей, що з'єднуються.

Сталеві заклепки застосовують для міцних з'єднань, а латунні і алюмінієві - для з'єднань, що не вимагають великої механічної міцності.

Для з'єднання деталей, виготовлених з тендітних або неметалічних матеріалів, використовують напівпустотілі (рис. 1, г, д, е) і пустотілі заклепки (рис. 1, ж, з, і).

Заклепки з напівкруглою головкою - найпоширеніші і застосовуються скрізь, де допустима виступає головка.

Застосування заклепок з потайною головкою доцільно для деталей з міцних матеріалів при товщині більше $2 \dots 2,5$ мм. При меншій товщині беруть заклепки з напівпотайною головкою.

Для з'єднання м'яких і еластичних матеріалів (вінілпласт, гума) необхідні великі площі головки, тому під заклепки ставлять шайби, прокладки. Клепка, розвальцювання заклепок не повинні сильно деформувати з'єднуються деталі.

Заклепувальні з'єднання виконують внахлестку (рис. 2, а) або встик з одного (рис. 2, б) або двома (рис. 2, в) накладками і розташуванням заклепок в один, два або більше паралельних або шахових ряду.

Кроки між заклепками вибираються виходячи з призначення з'єднання і зручності клепок:

$$t = (2 \dots 8) d, l = (1,35 \dots 2) d, m = (1,5 \dots 2) d.$$

Заклепки розраховують на зрушення по поперечним перетинах і на зминання по бічних поверхнях, а листи - на розтягнення по ослабленим отворами під заклепки перетинах.

Перевагами клепаних з'єднань є можливість з'єднання різних матеріалів, хороша опірність вібраційних і ударних навантажень, зручність і надійність контролю якості з'єднання.

До недоліків відносяться трудомісткість (розмітка, свердління отворів, закладка і клепок заклепок) і висока вартість; ослаблення деталей, що з'єднуються отворами; додатковий витрата матеріалу на накладки.

5. Клейові з'єднання

Склеюванням називають з'єднання деталей тонким шаром швидкотвердучого розчину - клею.

Процес склеювання складається з підготовки поверхонь, що з'єднуються деталей, нанесення клею, з'єднання деталей і витримки при певних тиску і температурі.

Клейові сполуки застосовують для скріплення деталей з різних металевих і неметалевих (скло, кераміка, пластмаса) матеріалів в будь-якому їх поєднанні. До клейових з'єднань не пред'являють вимог високої міцності, але вони повинні добре чинити опір вібраціям, впливу вологи, коливань температур.

Клейові сполуки покращують герметизацію, знижують вартість виробу і дозволяють простіше вирішувати завдання мініатюризації конструкцій. Їх часто застосовують в тих випадках, коли неможливо механічне кріплення деталей, що з'єднуються, наприклад, склеювання оптичного скла за допомогою прозорих і нефарбованих клеїв.

Міцність клейового з'єднання залежить від способу підготовки поверхонь. Бажано, щоб вони були шорсткі. Для цього застосовують механічну (абразивну) і хімічну (травлення в розчинах) обробку.

Клейовий шар для підвищення міцності повинен бути по можливості тонкий (0,05 ... 0,25 мм), тепло- і вологостійким, не наражатися на старіння.

Для забезпечення необхідного взаємного розташування деталей, що склеюються в конструкції передбачають фіксуючі елементи - виступи, западини і т.п.

Клеї підбирають виходячи з властивостей матеріалу поверхонь, що з'єднуються. Клеї ділять на тверднуть при видаленні розчинника, тверднуть при охолодженні розплаву і тверднуть за рахунок хімічних процесів.

Процес склеювання клеями першої групи зводиться до нанесення на поверхню деталей розчину клею, здавлювання деталей і подальшого видалення розчинника шляхом випаровування або вбирання в склеюваний матеріал. З'єднання має властивість оборотності, його не застосовують для виробів, що працюють в умовах підвищеної вологості і температури. До таких клеїв відносять гумові, казеїнові та інші види клеїв.

Клеї другої групи перед нанесенням розріджують нагріванням, потім наносять на поверхні, які здавлюють і витримують при кімнатній температурі. Ці клеї також оборотні, тобто при нагріванні стають в'язкими, і з'єднання руйнуються.

Клеї третьої групи незворотні, отримане з їх допомогою з'єднання має велику міцність, однак процес склеювання буває складним, деякі клеї тверднуть при нагріванні сполуки. До таких клеїв відносять синтетичні клеї серій БФ, «Момент», клеї на епоксидної, епоксидно - кремнійорганічної основі та ін.

Клейове з'єднання краще працює на зрушення, гірше - на відрив. Його міцність залежить від сорту клею, товщини і якості шару, міцності зчеплення клею з поверхнями деталей, що з'єднуються.

Питання для самоперевірки:

1. Назвіть види не рознімних з'єднань.
2. Зварювання. Назвіть види зварювання та переваги і недоліки цього з'єднання.
3. Назвіть переваги і недоліки пайки. 4. Яким чином вибирають клей для клейового з'єднання?

Лекція № 12 Різьбові з'єднання

План

1. Загальні відомості про різьбові з'єднання. Переваги і недоліки
2. Основні деталі кріплення
3. Штифтові з'єднання

1. Загальні відомості про різьбові з'єднання. Переваги і недоліки

Різьбовими називають з'єднання складових частин виробу із застосуванням деталей, що мають різьбу. Вони найбільш поширені в приладо- і машинобудуванні. Різьбові з'єднання бувають двох типів: з'єднання за допомогою спеціальних різьбових кріпильних деталей (болтів, гвинтів, шпильок, гайок) і з'єднання згвинчуванням деталей, що з'єднуються, тобто різьблення, нанесеної безпосередньо на деталі, що з'єднуються.

Перевагами різьбових з'єднань є простота, зручність складання та розбирання, широка номенклатура, стандартизація і масовий характер виробництва кріпильних різьбових деталей, взаємозамінність, відносно невисока вартість і висока надійність.

Недоліками різьбових з'єднань є наявність концентрацій напружень у западинах різьблення, що знижує міцність з'єднань; чутливість до вібраційних і ударних впливів, які можуть призвести до самовідгвинчування і низька точність взаімоположення деталей, що з'єднуються.

Основним елементом з'єднання є різьблення, тобто поверхню, яка утворюється при гвинтовому русі плоскої фігури по циліндричній або конічній поверхні. Відповідно розрізняють циліндричну і конічну різьблення.

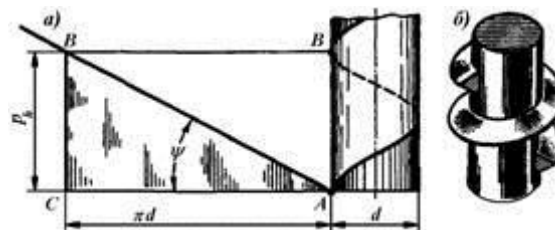


Рисунок 1 - утворювання гвинтовий лінії (а) і трикутної різьби (б).

За профілем виступу і канавки різьби в площині осьового перерізу різьби діляться на трикутні, трапецієподібні симетричні, трапецеїдальні несиметричні або напологливі, прямокутні і круглі.

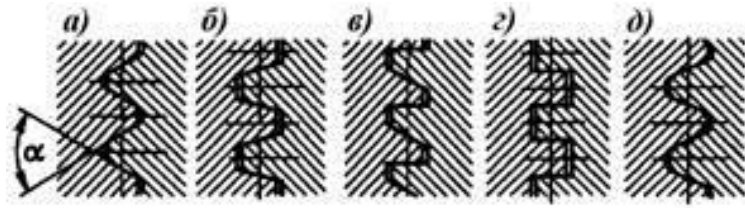


Рисунок 2. - Різні профілі різьб:

а - трикутний; б - трапецеїдальний; в - завзятий; г - прямокутний; д - круглий.

За призначенням різьблення поділяють на кріпильні, кріпильнийущільнювальні і ходові.

Кріпильні різьби застосовують для з'єднання деталей, а ходові - в передавальних механізмах.

Кріпильні різьби мають, як правило, трикутний профіль з притупленими вершинами і дном западин. Це підвищує міцність різьби і стійкість інструменту при отриманні різьблення.

Кріпильна різьблення буває метричної, дюймової та трубної.

Найбільш широко застосовується метрична різьба. Кут профілю, тобто кут між суміжними бічними сторонами різьби в площині осьового перерізу, метричної різьби $\alpha = 60^\circ$.

Стандартом передбачена різьблення з великим і дрібним кроком.

Різьблення з великим кроком позначають М (метрична), при цьому вказують значення зовнішнього діаметра, наприклад, М6, М8 і т.д. Для різьби з дрібним кроком додатково вказують значення кроку, наприклад, М6 \times 0,75, М8 \times 1 і т.д.

Дюймова різьба використовується при заміні деталей пристроїв, що імпортуються з країн з дюймової системою заходів. Кут профілю дюймового різьблення - $\alpha = 55^\circ$.

2. Основні деталі кріплення

Основними деталями кріплення різьбових з'єднань є болти, гвинти, шпильки, гайки, шайби і стопорні пристрої, що оберігають гайки від самовідгвинчування.

Розглянемо кожне з них.

Болт - циліндричний стержень з шестигранною головкою на одному кінці і різьбою - на іншому. Болти в з'єднанні використовують в комплекті з гайкою, при цьому різьблення в з'єднуються деталях не використовується (рис. 3, а).

Гвинти - циліндричні стрижні з головкою на одному кінці і різьбою - на іншому. Гвинт ввертається в отвір для гвинта однієї з деталей, що скріплюються (рис. 3, б), головки гвинтів можуть мати різну форму (циліндричну, напівкруглу та ін.).

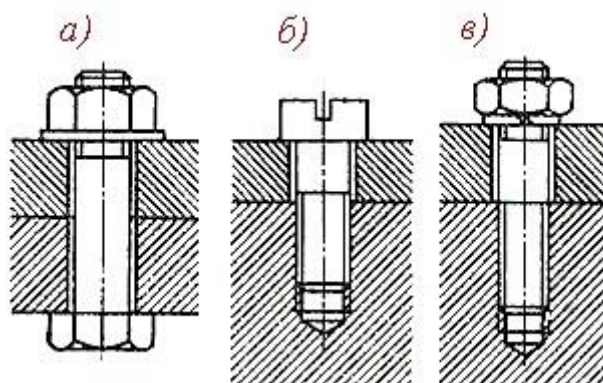


Рисунок 3 – Різьбові з'єднання

Шпилька - циліндричний стержень з різьбою на обох кінцях, одним кінцем вона ввертається в одну з деталей, що скріплюються, а на іншій її кінець накрутається гайка (рис. 3, в).

З'єднання за допомогою шпильок застосовують в тих випадках, коли в одній з деталей, що з'єднуються не можна виконати наскрізний отвір і матеріал цієї деталі (з різьбленням) не володіє високими властивостями міцності (пластмаса, алюмінієві, магнієві сплави). Тому застосування гвинта при частій розбирання та збирання з'єднання через малу міцності різьби не рекомендується. Шпилька же угвинчується в деталь з різьбою малої міцності тільки один раз - при складанні, при наступних розборках і збірках буде згвинчуватися тільки гайка.

Помічено, що шпильки через відсутність головок і концентрації напружень в місцях сполучення головки зі стрижнем завжди міцніше гвинтів тих же розмірів при дії динамічних і змінних навантажень.

Гайки служать для з'єднання скріплюються за допомогою болта або шпильки деталей. Як і головки гвинтів, гайки можуть мати різноманітну форму.

Призначення шайб, підкладають під гайку, головку гвинта або болта, - запобігання поверхонь деталей від задирака при затягуванні, збільшення опорної поверхні і стопоріння.

Болти, гвинти, гайки виготовляють з вуглецевих і легованих сталей. Кріпильні деталі загального застосування виготовляються найчастіше із сталі марок Ст3, Ст4, Ст5 без наступної термообробки. Більш відповідальні деталі виготовляються з сталей 35, 45, 40Х, 40ХН з поверхневою або загальної термообробкою.

Дрібні гвинти роблять з латуні ЛС59-1, дюралюмінію Д1, Д16.

Для захисту поверхні кріпильних деталей від корозії, надання їм необхідного кольору застосовують цинкування, хромування, кадміювання.

Кут підйому гвинтової лінії різьби ($j = 1,5 \dots 2,5^\circ$) менше кута тертя в різьбовому з'єднанні ($r \gg 3^\circ$). Цим забезпечуються умови самогальмування і запобігання від самовідгвинчування. Однак при вібрації, трясці, динамічних і транспортних впливах спостерігаються ослаблення різьбових з'єднань, тому передбачають їх стопоріння.

3. Штифтові з'єднання

Штифтом називають циліндричний або конічний стержень, щільно вставляється в отвір двох деталей, що з'єднуються. Застосовують штифти для точного взаємного фіксування деталей і для з'єднання деталей, що передають невеликі навантаження. Залежно від призначення штифти ділять на настановні і кріпильні.

За формою розрізняють циліндричні і конічні штифти. По конструкції робочої частини штифти виконують гладкими і просіченим, тобто з насіченими або видавленими канавками, що не вимагає розгортання отвори і створює надійне з'єднання, що охороняє штифт від випадання в процесі роботи.

На рис. 4 наведені основні типи штифтів: циліндричний (а), конічний (б), конічний розвідний (в), циліндричні, насічені з кінця (г) і посередині (д), і трубчастий пружинний (е).

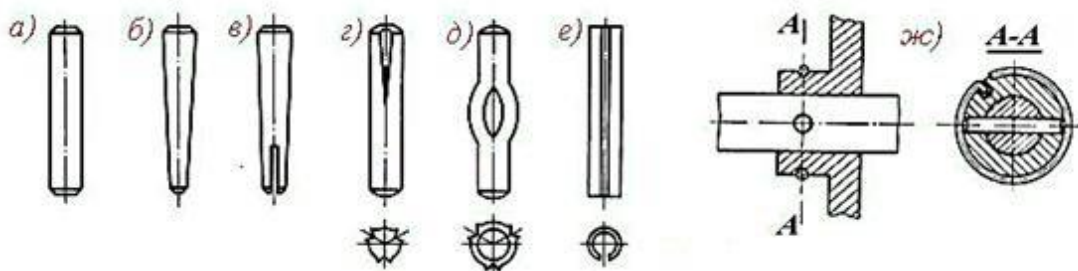


Рисунок 4 – Штифтові з'єднання

Циліндричні штифти утримуються в отворах за рахунок натягу або сили тертя. Для попередження випадання циліндричні штифти повинні виготовлятися з великою точністю і високою чистотою поверхні. Отвори під кріпильні штифти в з'єднуються деталях свердлять і розгортають спільно, для чого деталі тимчасово скріплюють.

При багаторазовій розбирання та збирання порушується характер посадки і відповідно точність з'єднання. Запобігання циліндричних штифтів від випадання здійснюють керненням решт штифта, розвальцюванням країв штифта або спеціальними пружними запобіжними стандартними кільцями, виготовленими з дроту (рис.4, ж).

Для здешевлення з'єднання застосовують насічені і пружинні трубчасті штифти. Насічені штифти не вимагають точної обробки отворів і відрізняються підвищеною міцністю зчеплення з матеріалом деталі, але менш точно фіксують

деталі. Пружинні трубчасті розрізні штифти забезпечують міцне з'єднання деталей, допускають повторні збірки і не вимагають високої точності обробки отворів. Діаметр отвору для такого штифта приймають на 15 ... 20% менше зовнішнього діаметра штифта.

Циліндричні штифти застосовуються і як установчі, забезпечуючи точне взаємне розташування деталей, що з'єднуються. Для підвищення точності необхідно збільшення відстані між штифтами. При цьому з'єднання штифта зі знімною деталлю виконують по перехідній посадці (K7 / h6; M7 / h6), а з'єднання штифта з основною деталлю (корпусом) виконують по посадці з гарантованим натягом (U7 / h6; S7 / h6).

Конічні штифти завдяки конусності 1:50 забезпечують самогальмування при дії на них поперечних сил. Вони допускають багаторазову постановку їх в отвір при збереженні точності взаємного розташування деталей, що з'єднуються.

Виготовлення конічних штифтів і отворів під них більш складно в порівнянні з циліндричними штифтами. Для полегшення видалення штифта отвір для нього роблять наскрізним. Щоб уберегти конічні штифти від випадання, застосовують штифти з різьбленням, з розтином на кінці (розвідні), пружинні кільця.

Штифти виготовляють з сталей 45, А12, У8. При особливих умовах роботи з'єднання штифти можуть виготовлятися з інших матеріалів.

Головними недоліками штифтових з'єднань є значне ослаблення перетину вала отвором під штифт і необхідність точної обробки цього отвору, щоб уникнути вигину штифта або його випадання. Тому діаметр штифта d для вала діаметром d_v в задають зі співвідношення $d J (0,2 \dots 0,25) d_v$, а потім при необхідності перевіряють на зрушення (зріз).

Питання для самоперевірки:

1. Назвіть переваги і недоліки різьбових з'єднань.
2. За якими ознаками класифікують різьбові з'єднання.
3. Назвіть основні деталі кріплення.
4. За формою які бувають штифтові з'єднання? 5. З яких матеріалів виготовляють штифти?

Лекція № 13 Шпонкові і шліцьові з'єднання

План

1. Шпонкові з'єднання. Переваги і недоліки
2. Розрахунок шпонкових з'єднань.
3. Рекомендації з конструювання шпонкових з'єднань
4. Шліцьові з'єднання.
5. Класифікація шліцьових з'єднань
6. Матеріали і допустимі напруження змінання
7. Розрахунок шліцьових з'єднань на міцність

1. Шпонкові з'єднання. Переваги і недоліки

Шпонкові з'єднання. Всі основні види шпонок можна розділити на клинові та призматичні. Перша група шпонок утворює напружені, а друга – ненапружені з'єднання. Розміри шпонок, допуски на них стандартизовані.

Переваги. Простота конструкцій, відносно низька ціна, зручність монтажу.

Недоліки. З'єднання послаблює вал і маточину шпонковими позами; концентрація напружень в зоні шпонкової канавки зменшує опір втомі вала; міцність з'єднання нижче міцності вала та маточини; необхідність підгонки або підбору шпонки по пазу.

У приладобудуванні застосовують в основному сполуки призматичними (рис. 1, а), сегментними (рис. 1, б) і циліндричними (рис. 1, в) шпонками. Клинові шпонки в точних механізмах не застосовують. Конструкція і форма шпонки пов'язані з технологічністю виготовлення пазів під шпонку. Пази на валах фрезерують, а в маточинах – прорізають протяжками.

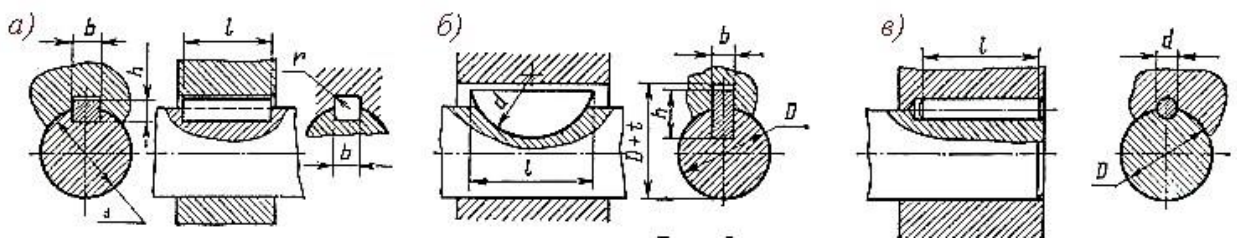


Рисунок 1 – Шпонкові з'єднання

Шпонки можуть застосовувати в якості направляючих, що забезпечують легке переміщення деталей уздовж вала.

Навантаження у шпонок сприймають бічні поверхні, які сполучаються з пазами по відповідним посадкам.

Призматичну шпонку з валом зазвичай з'єднують по перехідній посадці, а з маточиною - по посадці з зазором. Це перешкоджає переміщенню шпонки уздовж вала і компенсує за допомогою зазору неточності розмірів, форми і взаємного розташування пазів. Такий характер з'єднання забезпечує достатню точність центрування вала і маточини. У радіальному напрямку передбачається зазор.

Призматичні шпонки мають прямокутний перетин, вони можуть бути з округленими, плоскими і змішаними торцями. Паз під шпонку на валу роблять на глибину близько 0,6 від її висоти, а паз у втулці - на довжину всієї маточини.

Ширина і висота шпонки визначені ГОСТом і вибираються в залежності від діаметра вала. Розміри висоти і ширини стандартних шпонок підібрані так, що міцність на зрушення забезпечується з надлишком, і при необхідності перевірку шпонок на міцність проводять на деформацію зминання.

Сегментні шпонки вимагають глибших пазів в валах, що зменшує їх міцність. Їх застосовують в разі передачі незначних зусиль, працюють вони як призматичні, але більш зручні у виготовленні.

Циліндричні шпонки найчастіше використовують для закріплення деталей на кінці вала. Отвір для шпонки обробляють в з'єднуються деталях (вал і маточина) спільно. Шпонка встановлюється з натягом.

Шпонкові з'єднання застосовують зазвичай при передачі значних моментів, що обертають при діаметрі вала не менше 6 мм. У кінематичних передачах і передачах з високим вимогою по точності рекомендують використовувати штифтові з'єднання. Шпонки виготовляють з середньовуглецевих сталей 40, 45, Ст6 ..

Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють призматичними і сегментами шпонками.

Призматичні шпонки за призначенням розділяють на звичайні (рис.1,а) та напрямні (рис.2,б). Звичайні бувають із скругленими або плоскими торцями.

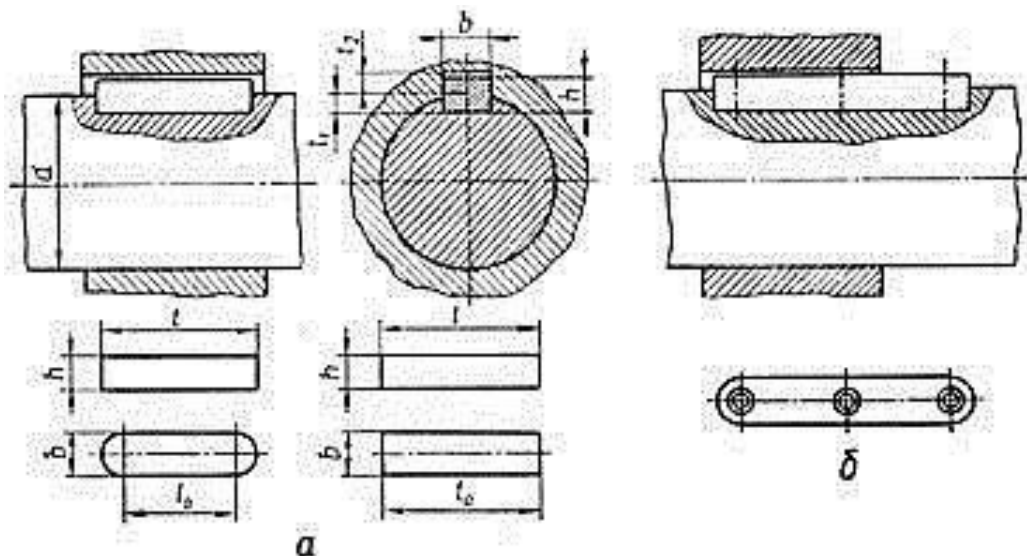


Рисунок 2 – Призматичні шпонки

Згідно зі стандартом регламентуються геометричні параметри: b – ширина шпонки; h – висота, t_1 – глибина пазу на валу, t_2 – глибина пазу у втулці. Довжину шпонки вибираємо за шириною деталі, розміщеної на валу. Робоча довжина призматичної шпонки з плоскими торцями, зі закругленими торцями.

Сегментні шпонки. З'єднання за допомогою цієї шпонки показано на рис. 3. Глибока посадка шпонки на валу забезпечує стійке положення. Однак глибокий паз послаблює вал.

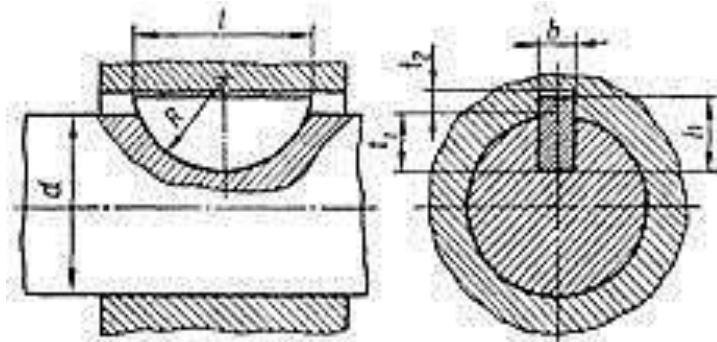


Рисунок 3 - Сегментні шпонки

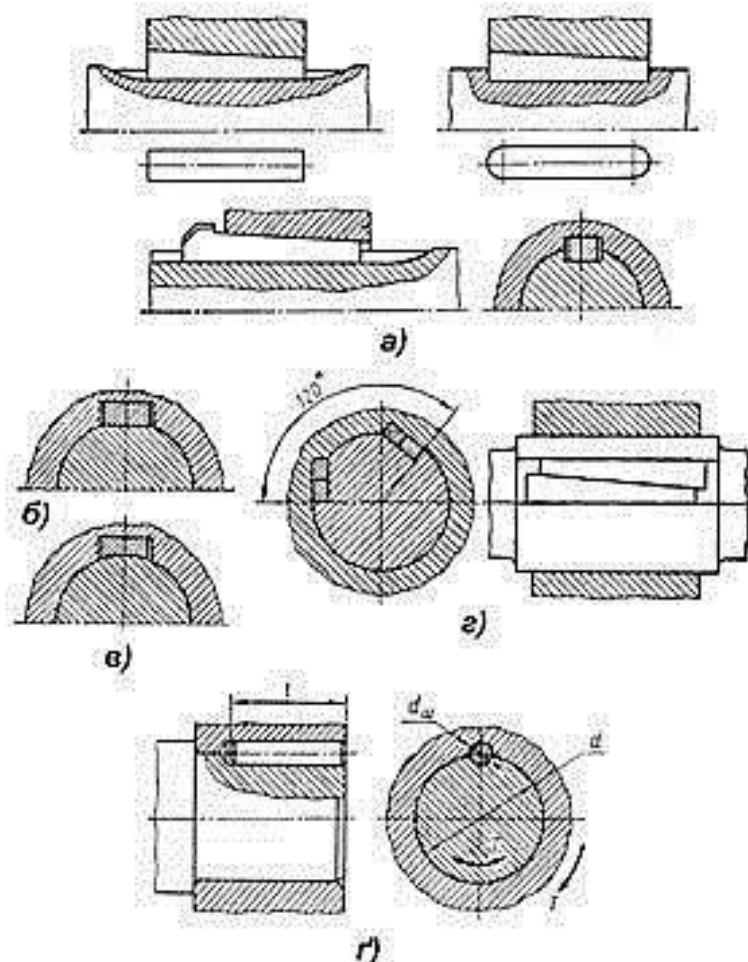


Рисунок 4- Напружені шпонкові з'єднання

Напружені шпонкові з'єднання. Здійснюються за допомогою клинових і циліндричних шпонок. Клинові за способом розміщення на валах бувають врізні (рис. 4, а), на лисці (рис. 4, б), фрикційні (рис. 4, в) і тангенційні (рис.

4, г). Клинові шпонки спричиняють зміщення осі маточини відносно осі вала.

Циліндричні шпонки (рис. 4, г) – це циліндричні штифти, що вставляються в отвори по посадках з натягом. Використовують для закріплення деталі на кінці вала.

2. Розрахунок шпонкових з'єднань. З'єднання призматичною шпонкою

Умова міцності для з'єднання призматичною шпонкою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{[dl_p (h - t_1)]} \leq [\sigma_{зм}]$$

де T – обертовий момент; d – діаметр вала; l – робоча довжина шпонкового з'єднання; h – висота шпонки; t – глибина пазу на валу під шпонку; $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження змину.

Умова міцності з'єднання сегментною шпонкою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{[dl (h - t_1)]} \leq [\sigma_{зм}]$$

3. Рекомендації з конструювання шпонкових з'єднань

При проектуванні і конструюванні шпонкових з'єднань слід дотримуватись таких рекомендацій, заснованих на досвіді експлуатації і аналітичних висновках:

Перепад діаметрів ступенів вала з призматичними шпонками призначають з умови вільного проходу деталі більшого посадкового діаметра без видаленні шпонки з паза на ділянці меншого діаметру.

При наявності декількох пазів шпон на валу їх розташовують на одній що утворює.

З зручності виготовлення рекомендують для різних ступенів одного і того ж вала призначати однакові по перетину шпонки, виходячи з ступеня меншого діаметру.

Міцність шпонкових з'єднань при цьому виявляється цілком достатньою, оскільки окружні сили на різних ділянках вала обернено пропорційні діаметру, тому на ділянках з великим діаметром окружна сила буде менше.

При необхідності установки двох сегментних шпонок їх ставлять вздовж вала в одному пази маточини. Постановка кількох шпонок в одному з'єднанні сильно

послаблює вал, тому рекомендується в цьому випадку перейти до шліцьового з'єднання.

Матеріал шпонок і допустимі напруження

Стандартні шпонки виготовляють зі спеціального сортаменту среднеуглеродистой чистотянутой сталі з $\sigma_v \geq 600 \text{ МПа}$ - найчастіше з сталей марок Ст6, 45, 50.

Допустимі напруги змінання $[\sigma]$ см для шпонкових з'єднань залежать від матеріалу маточини (вал, як правило, виготовляють зі сталі), типу посадки маточини і характеру навантаження.

Так, нерухоме з'єднання при сталевий маточині допускає напруга 140 ... 200 МПа, при чавунної ступиці - 80 ... 110 МПа. Великі напруги допускаються при постійному навантаженні, менші - при змінної.

Напруга, що допускається при зрізі шпонок $[\tau]_{cp} = 70 \dots 100 \text{ МПа (Н / мм}^2\text{)}$. Великі допустимі напруження приймають для постійного навантаження.

Приклад проектувального розрахунку шпонки

Завдання Вибрати тип стандартного шпонкового з'єднання сталевого зубчатого колеса зі сталевим валом і підібрати розміри шпонки. Діаметр вала $d = 45 \text{ мм}$. З'єднання передає крутний момент $T = 210 \text{ Нм}$ при спокійній навантаженні.

Рішення

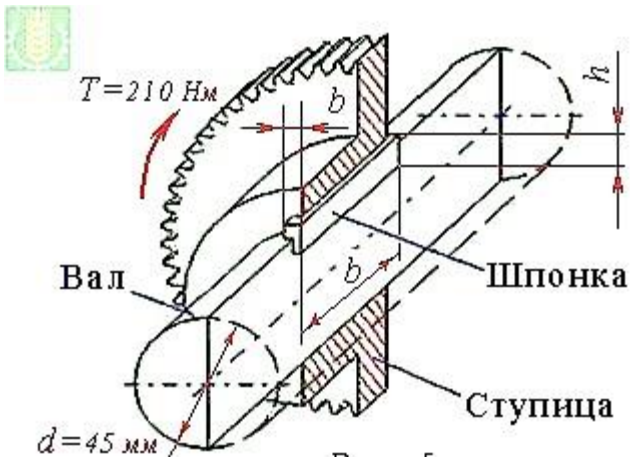
Виконуємо проектувальний розрахунок, на підставі якого підбираємо потрібну шпонку.

Вибір з'єднання:

Для з'єднання вала з колесом приймаємо широко поширену призматичну шпонку з округленими торцями (виконання І).

Розрахункові розміри шпонки і паза на валу:

По таблиці стандарту, що встановлює залежність між діаметром вала, розміром перетину шпонки і глибиною паза, приймаємо для $d = 45 \text{ мм}$: $b = 14 \text{ мм}$; $h = 9 \text{ мм}$, глибина



паза на валу $t_1 = 5,5 \text{ мм}$.

Допустимі напруги:

По таблиці стандарту, що встановлює залежність допустимої напруги від типу шпонкового з'єднання і матеріалу маточини, приймаємо для сталеві маточини, нерухомого з'єднання і спокійною навантаження:

$$[\sigma]_{\text{см}} = 190 \text{ Н/мм}^2 \text{ (МПа)}.$$

Розрахункова довжина шпонки:

$$l_p = 2 \times 103T / d (0,94h - t_1) [\sigma]_{\text{см}} = (2000 \times 210) / 45 (0,94 \times 9 - 5,5) \\ 190 = 16,6 \text{ мм}.$$

5. Довжина шпонки з заокругленим торцем: $l = l_p + b = 16,6 + 14 = 30,6 \text{ мм}$. Відповідно до стандарту приймаємо довжину шпонки $l = 32 \text{ мм}$.

6. Довжина маточини колеса: $l_{\text{см}} = l + 10 \text{ мм} = 32 + 10 = 42 \text{ мм} < 1,5d$, що допустимо.

4. Шліцьові з'єднання.

Шліцьове з'єднання утворюють виступи (зуби) на валу, що входять до відповідних западини (шліци) в ступиці.

Робочими поверхнями є бічні сторони виступів.

Виступи на валу виконують фрезеруванням, струганням або накочуванням в холодному стані профільними роликками за методом поздовжньої накатки. Западини в отворі маточини виготовляють протягуванням або довбанням.

Умовно можна уявити шліцьове з'єднання, як багатошпонкове з'єднання, у якого шпонки виконані як одне ціле з валом.

Основне призначення шліцьових з'єднань - передача крутного моменту між валом і маточиною. При цьому маточина може бути закріплена на колесі, фланці, шківі, ролику або іншому валу (карданний вал).

Шліцьові з'єднання стандартизовані і широко поширені в машинобудуванні.

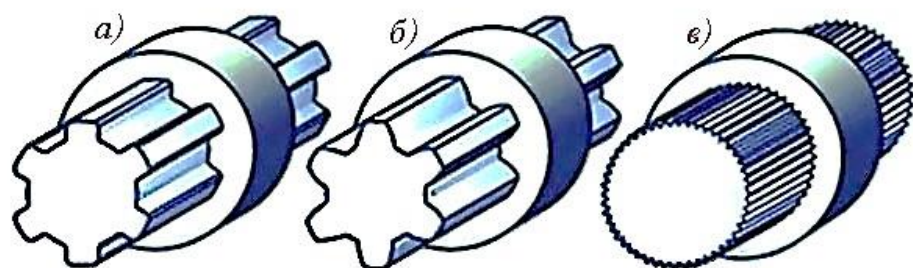


Рисунок 5 - Шліцьові з'єднання

Переваги шліцьових з'єднань в порівнянні зі шпонковими:

Здатність точно центрувати з'єднуються деталі або точно витримувати напрямок при їх відносному осьовому переміщенні.

Менша кількість деталей з'єднання (шліцьове з'єднання утворюють дві деталі, шпонкові - три).

Велика несуча здатність внаслідок більшої сумарної площі контакту.

Взаємозамінність (немає необхідності в ручному пригоні).

Велика втомна міцність внаслідок меншої концентрації напружень вигину, особливо для евольвентних шліців.

Менша довжина маточини і менші радіальні зазори.

Велика надійність при динамічних навантаженнях.

Недоліки шліцьових з'єднань - більш складна технологія виготовлення (зубофрезерування, протягування, шліфування), а отже, більш висока вартість.

5. Класифікація шліцьових з'єднань Шліцьові з'єднання розрізняють:

- за характером з'єднання - нерухомі для закріплення деталі на валу; рухливі, що допускають переміщення уздовж вала (наприклад, блоку шестерень коробки передач; шпинделя дреля, карданного валу автомобіля); - за формою виступів - прямобічні, евольвентні, трикутні.

Шліцьові з'єднання з прямобічним профілем

З'єднання з прямобічним профілем (рис. 6, а) застосовують в нерухомих і рухомих з'єднаннях. Вони мають однакову товщину виступів.

Стандарт передбачає три серії з'єднань з прямобічним профілем: легку, середню і важку, які розрізняються висотою і числом z виступів. Важка серія має більш високі виступи з великим їх числом; рекомендується для передачі великих обертаючих моментів.

Центрування (забезпечення збіги геометричних осей) деталей, що з'єднуються виконують по зовнішньому D , внутрішнього d діаметрами або бічних поверхнях b виступів.

Вибір способу центрування залежить від вимог до точності центрування, від твердості маточини і вала. Перші два способи забезпечують найбільш точне центрування.

Зазор в контактні поверхонь: центруючих - практично відсутній, що не центруючих - значний.

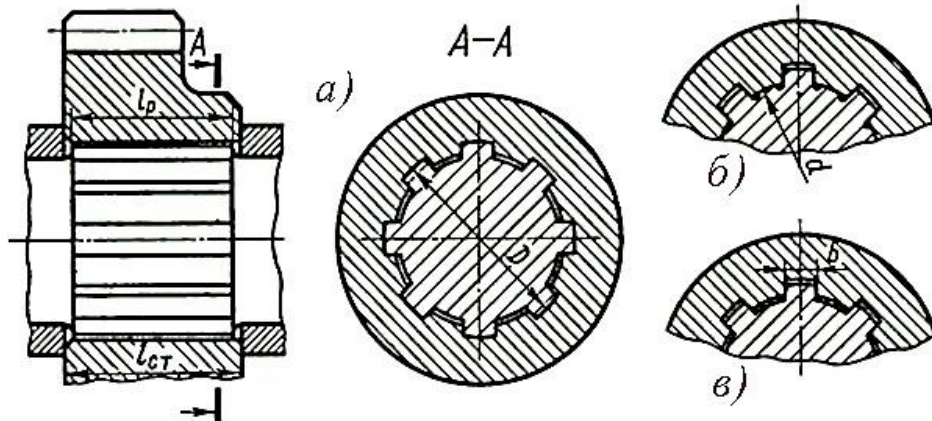


Рисунок 6 - Шліцьові з'єднання з прямобічним профілем

Центрування по зовнішньому діаметру D (рис. 6, а). В цьому випадку точність обробки поверхонь, що сполучаються забезпечують: в отворі - протягуванням, на валу - шліфуванням. По діаметру D забезпечують сполучення по одній з перехідних посадок.

По внутрішньому діаметру d між деталями існує зазор.

При передачі крутного моменту на робочих бічних сторонах діють напруги змінання $\sigma_{см}$

Відповідно до технології обробки центруючої поверхні в отворі (протягування) центрування по зовнішньому діаметру може бути застосовано при невисокій твердості маточини (≤ 350 НВ).

Центрування по внутрішньому діаметру d (рис. 6, б).

Застосовують при високій твердості маточини (≤ 45 HRC), наприклад, після її гарту, коли утруднена калібрування маточини протяжкою або дорном.

Точність обробки поверхонь, що сполучаються забезпечують: в отворі - шліфуванням на внутрішньо шліфувальних верстатах, на валу - шліфуванням западини профільованими колами, відповідно до чого передбачають канавки для виходу шліфувального круга.

За центрує діаметру d забезпечують сполучення по перехідній посадці. Розмір h площадки контакту визначають так само, як і при центруванні по зовнішньому діаметрі.

Центрування по D або d застосовують в з'єднаннях, що вимагають високої співвісності вала і маточини (при установці на вали зубчастих або черв'ячних коліс в коробках передач автомобілів, в верстатах, редукторах; а також при установці шківів, зірочок, напівмуфт на вхідних і вихідних кінцях валів).

Центрування по бокових поверхнях b (рис. 6, в). У сполученні деталей по бічних поверхнях зазор практично відсутня, а за діаметрами D і d має місце явний зазор. Це

знижує точність центрування, але забезпечує найбільш рівномірний розподіл навантаження між виступами.

Тому центрування по бокових поверхнях b застосовують для передачі значних і змінних за значенням або напрямку обертаючих моментів, при жорстких вимогах до мертвого ходу і при відсутності високих вимог до точності центрування: наприклад, шліцьове з'єднання карданного валу автомобіля.

Шліцьові з'єднання з евольвентним профілем

З'єднання з евольвентним профілем (рис. 5, б) застосовують в нерухомих і рухомих з'єднаннях. Бічна поверхня виступу окреслена по евольвенті (як профіль зубів зубчастих коліс).

Евольвентний профіль відрізняється від прямобічного підвищеною міцністю в зв'язку з потовщенням виступу до основи і плавним переходом в підставі.

З'єднання забезпечують високу точність центрування; вони стандартизовані - за номінальний діаметр з'єднання прийнятий зовнішній діаметр D .

У порівнянні з прямобічним, з'єднання з евольвентним профілем характеризує велика навантажувальна здатність внаслідок більшої площі контакту, більшої кількості зубів і їх підвищеної міцності. Застосовують для передачі великих обертаючих моментів. Шліцьові з'єднання з евольвентним профілем шліців вважаються найбільш перспективними.

Застосовують центрування по бокових поверхнях S зубів, рідше - по зовнішньому діаметру D .

Шліцьові з'єднання з трикутним профілем

З'єднання з трикутним профілем (рис. 5, в) виготовляють по галузевим нормам. Застосовують в нерухомих з'єднаннях. Мають велике число дрібних виступів-зубів ($z = 20 \dots 70$; $m = 0,2 \dots 1,5$ мм). Кут β профілю зуба маточини становить 30° , 36° або 45° . Застосовують центрування тільки по бічних поверхнях, точність центрування невисока.

Застосовують для передачі невеликих обертаючих моментів тонкостінними маточинами, порожнистими валами, а також в з'єднаннях торсіонних валів, сталевих валів з маточинами з легких сплавів, в приводах керування (наприклад, привід склоочисника автомобіля).

З'єднання з трикутним профілем застосовують також при необхідності малих відносних регульовальних поворотів деталей. Шліцьові вали і маточини виготовляють з середньовуглецевих і легованих сталей з тимчасовим опором $\sigma_s > 500$ Мпа.

6. Матеріали і допустимі напруження змінання

Шліцьові вали і маточини виготовляють з середньовуглецевих і легованих сталей з тимчасовим опором $\sigma_e > 500 \text{ Н/мм}^2$ (МПа).

В Таблиці 1 наведені значення $[\sigma]_{см}$, прийняті з урахуванням досвіду експлуатації при тривалому терміні служби. Великі значення $[\sigma]_{см}$ приймають при легких режимах роботи, коли з'єднання більшу частину часу навантажено моментами, значно меншими максимально довго чинного обертового моменту.

Таблиця 1 - Допустимі напруги змінання при середніх умовах експлуатації

Тип з'єднання	$[\sigma]_{см}, \text{Н/мм}^2$	
	$\leq 350 \text{ HB}$	$> 40 \text{ HRC}$
Нерухоме	60 ... 100	100 ... 140
Рухоме	20 ... 30	30 ... 60
Рухоме під навантаженням	-	5 ... 15

7. Розрахунок шліцьових з'єднань на міцність

Основним критерієм працездатності шліцьових з'єднань є опір робочих поверхонь змінанню і зношуванню.

Зношування бічних поверхонь зубів обумовлено мікропереміщенням деталей з'єднання внаслідок пружних деформацій при дії радіального навантаження і крутного моменту або розбіжності осей обертання (через зазори, похибок виготовлення і монтажу).

Змінання і зношування робочих поверхонь зубів пов'язані з діючими на контактуючих поверхнях напруженнями змінання, тому напруження змінання $\sigma_{см}$ розглядають, як узагальнений критерій розрахунку і на змінання, і на зношування.

Такий розрахунок називається спрощеним (наближеним) розрахунком за узагальненим критерієм працездатності.

Параметри шліцьового з'єднання вибирають за таблицями стандарту в залежності від діаметра вала, а потім проводять спрощений розрахунок, який є основним для більшості шліцьових з'єднань.

Він заснований на рівномірному розподілі навантаження по зубах, по їх довжині і на обмеження напруг змінання допускаються значеннями $[\sigma]_{см}$, котрі призначаються на основі досвіду експлуатації подібних конструкцій. $\sigma_{см} = 2 \times 10^3 \text{ TKз} / dcpzhlp \leq [\sigma]_{см}$, (1)

де: T - розрахунковий крутний момент (найбільший з довготривалих моментів при змінному режимі навантаження, Нм);

K_z = коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами через помилки виготовлення по кроку; $K_z = 1,1 \dots 1,5$; d_{cp} - середній діаметр з'єднання (мм);

z - число зубів;

h - робоча висота зубів (мм); l_{cp} - робоча довжина з'єднання (мм);

$[\Sigma]$ см - напруга, що допускається зминання (Н / мм²). Для з'єднання прямобічними зубами: $d_{cp} = 0,5 (D + d)$; $h = 0,5 (D - d) - 2f$,

де: f - розмір фаски шліців.

Якщо розрахункове напруження $\sigma_{cm} > [\sigma]$ см більш ніж на 5%, то збільшують довжину маточини, змінюють розміри, термообробку або приймають інший вид з'єднання і повторюють перевірочний розрахунок.

При проектувальному розрахунку шліцевих з'єднань після вибору розмірів перетину зубів за стандартом (Таблиця 2) визначають робочу довжину зубів l_p з формули (1).

Таблиця 2 - З'єднання шліцеві прямобічні (вибірка)

Серія	Номинальний розмір $z \times d \times D$	b	f	W_n мм ³	W_k мм ³	A мм ²
Легка	8 × 36 × 40	7	0,4	5100	10200	1130
	8 × 42 × 46	8	0,4	8000	16000	1510
	8 × 46 × 50	9	0,4	10450	20900	1810
Средня	8 × 36 × 42	7	0,4	5750	11500	1180
	8 × 42 × 48	8	0,4	8825	17650	1580
	8 × 46 × 54	9	0,5	11500	23000	1950
Важка	10 × 36 × 45	5	0,4	5700	11400	1240
	10 × 42 × 52	6	0,4	8200	16400	1680
	10 × 46 × 56	7	0,5	11300	23800	2010

Якщо виходить, що $lp > 1,5d$, то змінюють розміри, термообробку або приймають інший вид з'єднання.

Довжину маточини приймають $l_{cm} = lp + 4 \dots 6 \text{ мм}$ і більше в залежності від конструкції з'єднання.

Проектувальний розрахунок ведуть в послідовності, викладеної в рішенні наведеного нижче прикладу.

Витончений розрахунок шліцьового з'єднання є складним і виконується окремо на зминання і на зношування. Він розроблений тільки для прямобічного шліцьових з'єднань. У розрахунку враховуються конструктивні особливості з'єднання, вплив поперечних сил і згинальних моментів. Нерівномірність розподілу навантаження по зубах і довжині зубів, приробітку робочих поверхонь, ресурс і інші фактори.

Питання для самоперевірки:

1. Яке призначення шпонок? Які типи стандартизовані?
2. Матеріал шпонок. Назвіть недоліки шпонкових з'єднань.
3. В яких випадках застосовують призматичні шпонки?
4. Які переваги мають з'єднання сегментними шпонками і коли їх рекомендують застосовувати?
5. Дайте класифікацію шліцьових з'єднань. 6. Які переваги мають шліцьові з'єднання у порівнянні зі шпонковими?

Лекція № 14 Загальні відомості про механічні передачі. Призначення механічних передач.

План

1. Функціональне призначення передач
2. Класифікація механічних передач
3. Основні параметри передач

1. Функціональне призначення передач

Сучасні машини приводяться в рух головним чином паливними й електричними двигунами. У силу специфіки законів термогазодинаміки і електромагнетизму, ці двигуни більше швидкохідні, ніж було б зручно для людини, до того ж їх швидкість складно й погано регулюється. Виникає необхідність узгодження режимів роботи двигуна й виконавчого органа, з яким, властиво, і має справа оператор. Для цього створені передачі.

Більшість сучасних машин створюють за схемою: двигун – проміжний механізм – виконавчий (робочий) орган.

Необхідність використання проміжного передавального механізму викликана тим, що двигуни виконуються швидкохідними для зменшення габаритів, маси і вартості, тому безпосереднє з'єднання двигуна з робочим органом машини застосовується рідко. Зазвичай, між двигуном і робочим органом встановлюється проміжний механізм – передача.

Передачами називають механізми, які служать для передавання руху (енергії) на відстань від двигуна до робочої машини.

При цьому розв'язують такі задачі :

- 1) зниження або підвищення кутової швидкості обертання;
- 2) ступінчасте або безступінчасте регулювання швидкості робочого органа;
- 3) зміна напрямку руху або реверсування (реверс – зміна напрямку руху на зворотний);
- 4) перетворення обертального руху на поступальний, гвинтовий тощо;
- 5) приведення в дію одним двигуном кількох виконавчих механізмів.

Приводом некерованим називають сукупність двигуна та передач.

Привод керований – це двигун, передача і система контролю та керування. У машинобудуванні використовують різні види передач: механічні; гідравлічні; пневматичні; електричні; комбіновані, наприклад, гідромеханічні. Найбільш поширеними є механічні передачі обертового руху.

Крім передачі механічної енергії від двигуна до робочого органу машини механічні передачі виконують функцію узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна.

У розділі деталі машин вивчають лише механічні знижувальні передачі обертового руху. Кожна така передача (механізм) має, як мінімум, два основних вала (рис. 1):

- 1) вхідний (ведучий, швидкохідний); 2)
- вихідний (ведений, тихохідний).

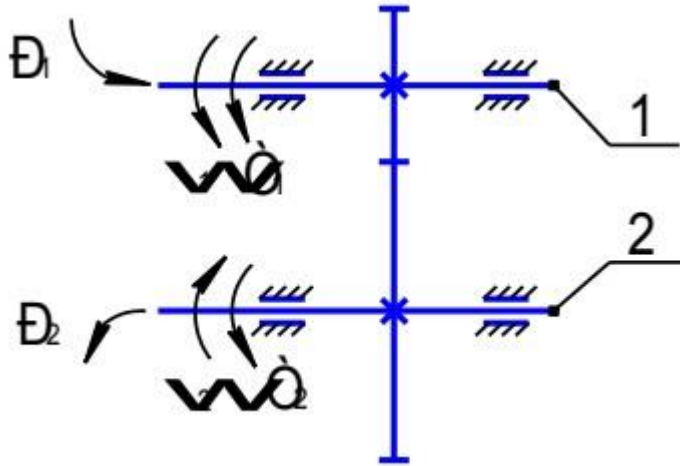


Рисунок 1 – Схема ступеня механічної знижувальної передачі обертового руху

Два вали і посаджені на них деталі, що зв'язані між собою, утворюють ступінь передачі. Головні параметри валів ступеня:

- P_1, P_2 – потужності на вхідному і вихідному валах;
- ω_1, ω_2 – кутові швидкості обертання ведучого і веденого валів; - T_1, T_2 – обертальні моменти швидкохідного і тихохідного валів.

Співвідношення між цими параметрами для механічної знижувальної передачі обертового руху такі: $P_1 > P_2, \omega_1 > \omega_2, T_1 < T_2, P_i = T_i \omega_i$.

2. Класифікація механічних передач

а) за принципом дії: Передачі зачепленням:

- з безпосереднім контактом (зубчасті й черв'ячні); - з гнучким зв'язком (ланцюгові, зубчасто-пасові).

Передачі тертям (зчепленням поверхонь тертя): - з
безпосереднім контактом поверхонь (фрикційні); - з
гнучким зв'язком (пасові).

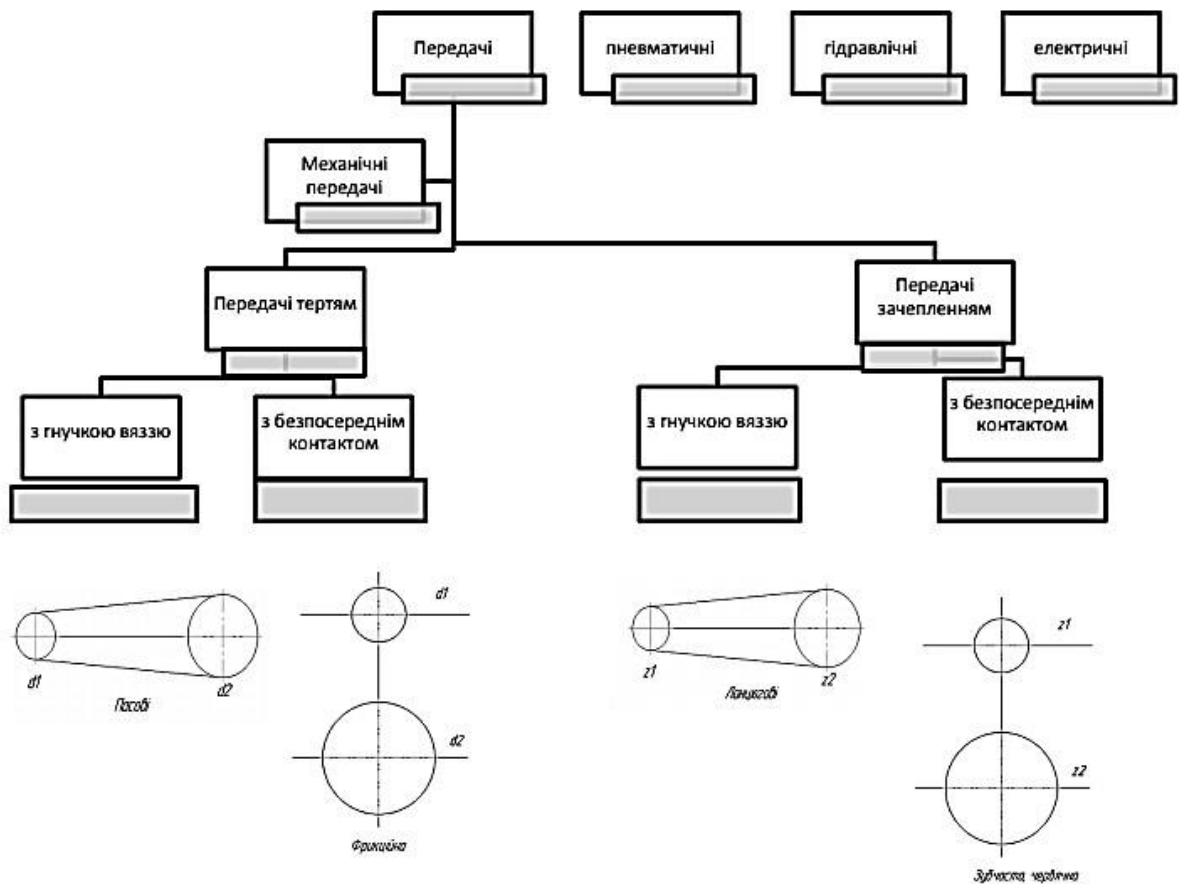


Рис.2 - Класифікація передач за принципом дії

б) за конструктивним оформленням:

- закриті (розміщені в закритому корпусі, який забезпечує змащування і захист від забруднення);
- відкриті (розміщені в легкому корпусі або зовсім без корпусу).

До того ж передачі можуть здійснюватись безпосереднім дотиканням ведучого і веденого елементів (фрикційні, зубчасті) і за допомогою проміжної гнучкої ланки, так звані передачі гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові).

Залежно від характеру зміни кутової швидкості веденого валу розрізняють:

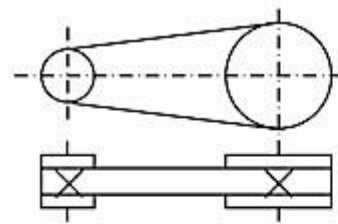
- знижувальні передачі (наприклад, редуктори), в яких $\omega_1 > \omega_2$; -
- підвищувальні (наприклад, мультиплікатори), в яких $\omega_1 < \omega_2$.

Причому ω_2 може змінюватися ступінчасто (в коробках швидкостей) або плавно в певній межі $\omega_{2min} \leq \omega_2 \leq \omega_{2max}$ (у варіаторах). За розміщенням осей валів передачі бувають:

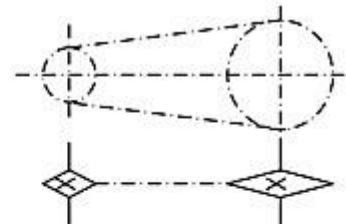
- з паралельними осями валів (циліндричні);
- з перетинними осями валів (конічні);
- з перехресними осями валів (черв'ячні та ін.).

Послідовність розміщення передач і вузлів, що їх обслуговують,

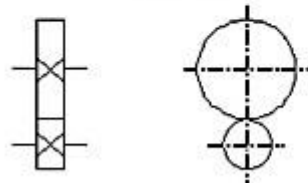
- зручно зображати за допомогою кінематичних схем. Стандарт встановлює умовні
- позначення елементів на кінематичних схемах. Деякі з них наведено на рис. 3.



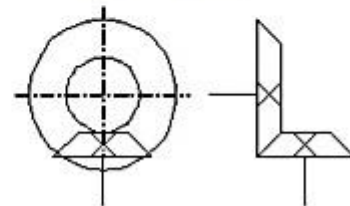
пасова передача



ланцюгова передача

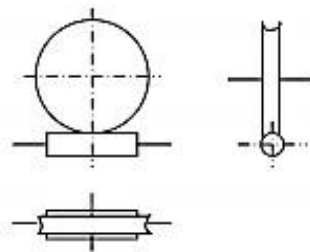


зубчаста циліндрична

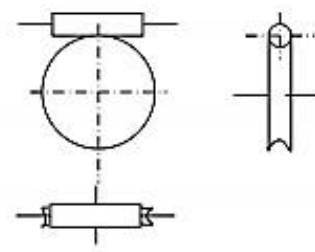


зубчаста конічна

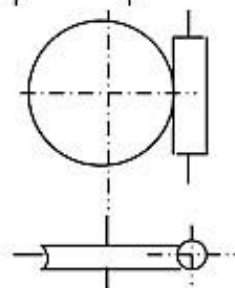
черв'ячні:



із нижнім розміщенням черв'яка



із верхнім розміщенням черв'яка



із боковим розміщенням черв'яка



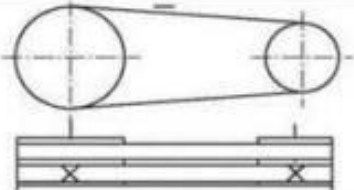

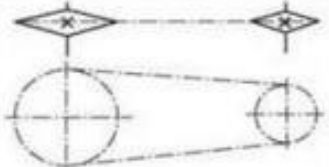

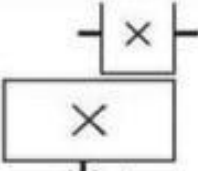

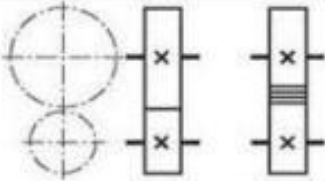

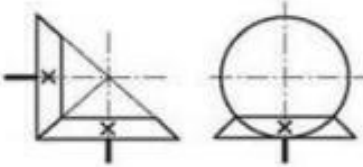

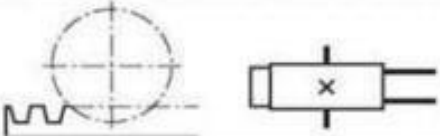
Назва передачі	Зображення	Умовне позначення на кінематичній схемі
Пасова: одноступін- часта плоско- пасова; одноступінчас- та багатопасова		
		
Ланцюгова		
Фрикційна		
Зубчаста циліндрична; конічна; рейкова		
		
		

Рисунок 3 - Умовні позначення елементів деяких передач на кінематичних схемах

Умовні позначки в кінематичних схемах

Умовні знаки, застосовувані в схемах, викреслюють, не дотримуючись масштабу зображення. Однак співвідношення розмірів умовних графічних позначень взаємодіючих елементів має приблизно відповідати дійсному їх співвідношенню.

При повторенні одних і тих же знаків потрібно виконувати їх однакового розміру.

При виконанні кінематичних схем роблять написи. Для зубчастих коліс вказують модуль і число зубів (m, z). Для шківів записують їх діаметри і ширину. Потужність електродвигуна і його частоту обертання також вказують написом типу $N = 3,7 \text{ кВт}, n = 1440 \text{ об / хв}$.

Кожному кінематичному елементу, зображеному на схемі, привласнюють порядковий номер, починаючи від двигуна. Вали нумерують римськими цифрами, інші елементи - арабськими.

Порядковий номер елемента проставляють на полиці лінії-винесення. Під полицею вказують основні характеристики і параметри кінематичного елемента.

Якщо схема складна, то для зубчастих коліс вказують номер позиції, а до схеми прикладають специфікацію коліс.

При читанні і складанні схем виробів з зубчастими передачами слід враховувати особливості зображення таких передач. Всі зубчасті колеса, коли їх зображують у вигляді кіл, умовно вважають як би прозорими, припускаючи, що вони не закривають знаходяться за ними предмети.

Приклад подібного зображення наведено на рис. 4, де на головному вигляді окружностями зображено зачеплення з двох пар зубчастих коліс. За цим видом не можна визначити, які з зубчастих коліс знаходяться попереду і які ззаду. Визначити це можна за допомогою виду ліворуч, на якому видно, що пара коліс 1 - 2 знаходиться спереду, а пара 3 - 4 розташована за нею.

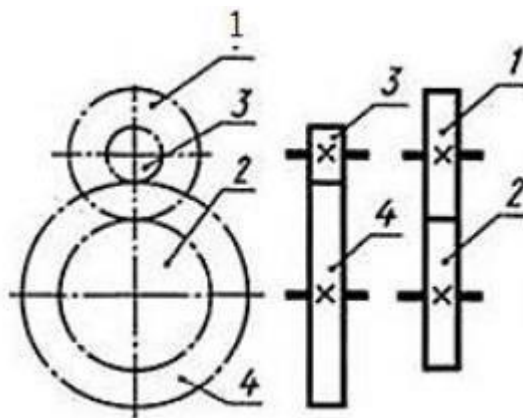


Рисунок 4. Схема зубчастої передачі

Іншою особливістю зображення зубчатих коліс є застосування так званих розгорнутих зображень. На рис. 5 виконані два види схеми зубчастого зачеплення: нерозгорнутого (а) і розгорнутого (б).

Розташування коліс таке, що на вигляді зліва колесо 2 перекриває частину колеса 1, в результаті чого може виникнути неясність при читанні схеми. Щоб не виникло помилок, допускається чинити так, як на рис. 4, б, де головний вид збережений, як і на рис. 4, а, а вид зліва показаний в розгорнутому положенні. При цьому вали, на яких розташовані зубчасті колеса, розташовують один від одного на відстані суми радіусів коліс.

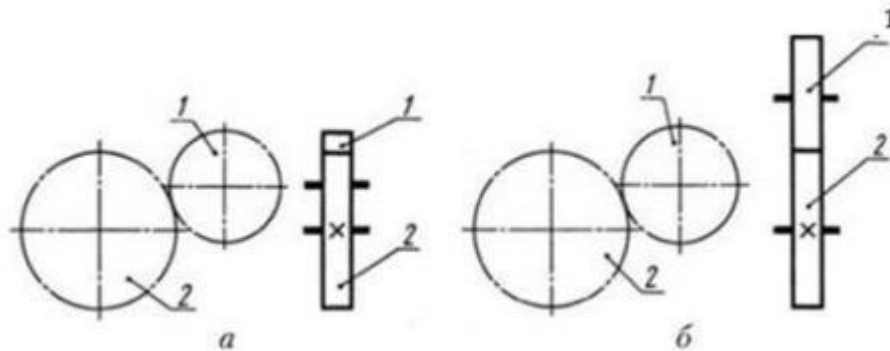


Рисунок 5 - Зображення зубчастої передачі у схемі

3. Основні параметри передач

Усі параметри (характеристики) передач можна розподілити на чотири групи: геометричні; кінематичні; силові та енергетичні.

Геометричні параметри

Основні геометричні характеристики передач із безпосереднім контактом (рис. б):

d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого зубчастих коліс; b_1, b_2

– ширина ($b_2 = b_p$ – розрахункова ширина); a – міжосьова

відстань.

$$a = 0,5 (d_2 \pm d_1),$$

де знак „+” – для зовнішнього контакту (рис. б. а), а знак „–” для внутрішнього зачеплення (рис. б б).

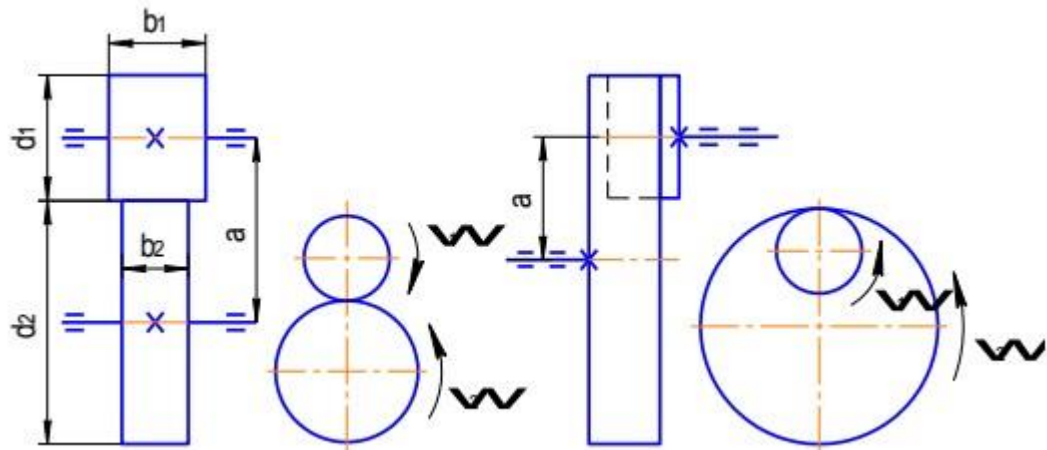


Рисунок 6 – Схеми передач зачепленням

Основні геометричні характеристики передач із гнучким зв'язком зображені на рис. 7. Додаткові параметри – L , b – довжина та ширина гнучкої ланки.

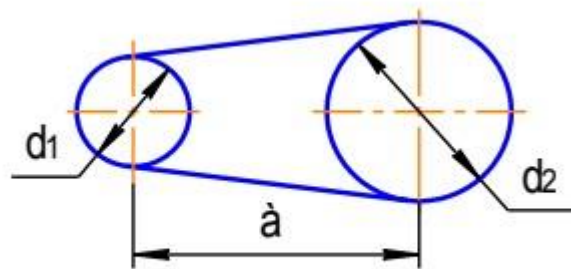


Рисунок 7 – Схема передачі із гнучким зв'язком

Кінематичні параметри

Основними кінематичними і енергетичними характеристиками передачі є:

1. *Кутова швидкість* ω_1 (частота обертання n_1) ведучого і кутова швидкість ω_2 (частота обертання n_2) веденого вала передачі $\omega = 2 V / d$, [рад/с].
2. *Потужність* P_1 на ведучому валу передачі і потужність P_2 на веденому валу.

$$P = T \omega$$

3. *Обертальний момент* T_1 на ведучому валу і обертальний момент T_2 на веденому валу передачі:

$$T_1 = P_1 / \omega_1 ; T_2 = P_2 / \omega_2 \text{ (} T \text{ в Н.м, якщо } P \text{ в Вт; } \omega \text{ в рад/с) або}$$

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 ; T_2 = 9550 P_2 / n_2 \text{ (} T \text{ в Н.м, якщо } P \text{ в кВт, } n \text{ в об/хв).}$$

4. *Передаточне відношення* (число) передачі:

Передаточне відношення (i) — одна з важливих кінематичних характеристик механічної передачі обертального руху, знаходиться як відношення кутової

швидкості ведучого колеса (ω_1) механічної передачі до кутової швидкості веденого колеса (ω_2) або відношення частоти обертання ведучого колеса (n_1) механічної передачі до частоти обертання веденого колеса (n_2).

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Передаточне число (u) знаходиться як відношення числа зубів колеса (z_2) до числа зубів шестерні (z_1) в зубчастій передачі, числа зубів черв'ячного колеса до числа заходів черв'яка в червячній передачі, числа зубів великої зірочки до числа зубів малої в ланцюгової передачі, а також діаметра великого шківачи барабана до діаметру меншого в пасовій або фрикційній передачі. Передатне число використовується при розрахунках геометричних параметрів зубчатих передач.

$$u = \left(\frac{z_2}{z_1} \right)$$

Механічні передачі з передатним відношенням більшим за одиницю називають редукторами (понижуючі редуктори), меншим за одиницю — мультиплікаторами.

Якщо передаточне відношення передачі більше одиниці ($i > 1, n_1 > n_2$), то передача називається знижувальною (редуктором).

За передаточного відношення меншого одиниці ($i < 1, n_1 < n_2$) передачу називають підвищувальною (мультиплікатором).

Передачі можуть мати постійне або змінне (регульоване) передаточне відношення. Регулювання передаточного відношення може бути ступінчастим (коробка швидкостей) або безступінчастим (варіатор).

5. *Коефіцієнт корисної дії (к.к.д.)* передачі характеризує ступінь досконалості передачі:

$$\eta = P_2 / P_1 < 1$$

загальний ККД багатоступінчастого механізму $\eta_{пр}$ із послідовним з'єднанням n окремих передач дорівнює добутку окремих η і ККД:

$$\eta_{пр} = \prod_{i=1}^n \eta_i = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

Питання для самоперевірки:

1. Що таке механічні передачі? Які функції вони виконують?
2. Як розрізняють передачі за принципом дії, конструктивним оформленням?
3. Наведіть приклади передач із гнучким зв'язком.
4. Що таке передаточне відношення передачі?

5. Що характеризує к.к.д. передачі?
6. Яка передача називається знижувальною, підвищувальною?
8. На якому валу знижувальної передачі (ведучому чи веденому) обертальний момент більший?
9. Частота обертання якого вала (ведучого чи веденого) підвищувальної передачі більша?
10. На якому валу знижувальної передачі (ведучому чи веденому) потужність більша?
11. Чому дорівнює загальне передаточне відношення багатоступінчастої передачі?

Лекція № 15 Фрикційні передачі. Призначення і особливості фрикційних передач

План

1. Основні відомості та групи фрикційних передач
2. Будова фрикційних передач та умови їх роботи.
3. Основні характеристики фрикційної передачі
4. Розрахунок фрикційних передач на міцність
5. Характер і причини відмов фрикційних передач

1. Основні відомості та групи фрикційних передач

Фрикційна передача – це один із видів механічної передачі, механізм який призначений для передачі обертового моменту з одного валу до іншого за рахунок сил тертя, які виникають між насадженими на вали котками.

У фрикційних передачах обертальний рух передається від ведучого до веденого валу за допомогою щільно притиснутих один до одного гладеньких коліс (дисків) циліндричної або конічної форми . Фрикційні передачі застосовуються в лебідках, гвинтових пресах, металорізальних верстатах, текстильних, транспортних та інших машинах.

Щоб фрикційна передача працювала без ковзання і забезпечувала необхідну силу тертя (зчеплення), поверхню веденого колеса покривають шкірою, гумою, пресованим папером, деревиною або іншим матеріалом, який може створити потрібне зчеплення зі стальним або чавунним ведучим колесом.

На рис. 1 зображено фрикційну передачу руху від котка 1 до котка 2. Передача здійснюється силою тертя F , що створюється притисканням котка 1 до котка 2 деякою силою Q .

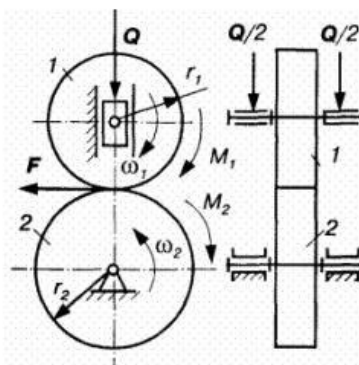


Рисунок 1 - Схема фрикційної передачі

За характером руху вхідної й вихідної ланок фрикційні передачі розподіляють на передачі для перетворення:

- 1) обертового руху в обертовий;
- 2) обертового в поступальний і навпаки.

Позитивними властивостями фрикційних передач є:

- простота конструкції,
- безшумність роботи, можливість здійснення передач із плавною (безступінчастою)
- зміною передавального числа, можливість проковзування фрикційних котків при перевантаженнях, що запобігає поломкам деталей механізмів, які приводяться в рух.

Недоліками фрикційних передач є:

- несталість передавального числа в результаті проковзування котків;
- необхідність у великих зусиллях притискання котків для забезпечення достатньої сили тертя, що викликає великі навантаження на вали та їх опори;
- обмежена потужність, яка передається (для циліндричної фрикційної передачі – до 10 кВт);
- підвищене спрацювання котків, в результаті якого виникає значний шум;
- порівняно низький ККД (для передач звичайного типу $\eta = 0,8 \dots 0,9$).
- великі навантаження на вали і підшипники;

2. Будова фрикційних передач та умови їх роботи.

Найпростіша фрикційна передача складається з двох коліс (котків), які притиснуті один до одного (рис.1). Обертний рух від ведучого котка до веденого передається силами тертя, які виникають в місцях контакту.

Передача працюватиме у випадку коли сила, якою притискаються котки один до одного, буде більша за колову силу передачі. Це умова працездатності передачі і виражається вона формулою:

$$F_{mp} \geq F_t$$

де F_{mp} - сила тертя; F_t – колова сила.

Порушення цієї умови призводить до буксування, а відповідно до недопустимого зносу котків.

Для забезпечення необхідної сили тертя F_{mp} котки притискають один до другого силою F_r , яка набагато більша від колової F_t

Матеріали котків та вимоги до них.

Матеріали тіл кочення мають високі зносостійкісні характеристики та високу міцність робочих поверхонь і як можна більший коефіцієнт тертя ковзання, високий модуль пружності. Найчастіше використовують для виготовлення котків сталь

ШХ15, яка може працювати як в масляній ванні так і в суху. Широкого застосування в силових передачах отримали котки виготовлені з чавуну.

Для несилових передач котки виготовляють з неметалічних матеріалів (дерево, фібра), або з металічних, які покриті шкірою, гумою, прогумованою тканиною. Котки з неметалевих матеріалів працюють в суху.

Під час проектування передачі для ведучого котка призначають менш міцний матеріал, з метою запобігання утворення задирів та лисок у випадку буксування передачі.

Класифікація.

Фрикційні передачі відносяться до передач тертям з безпосереднім контактом.

В залежності від призначення розрізняють передачі з нерегульованим передаточним відношенням та з плавно регульованим передаточним відношенням. Останні називають варіаторами.

В залежності від взаємного розташування валів та їх осей розрізняють:

- циліндричні з паралельними осями валів(рис. 2, а),
- конічні з осями валів, що перетинаються у просторі (рис, 2, б), - лобові
- конічні з осями валів, що перехрещуються у просторі (рис, 2, в) передачі.

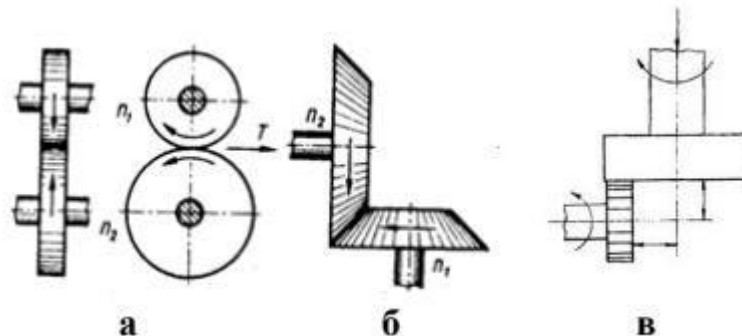


Рисунок 2 - Фрикційні передачі
а-циліндричні; б-конічні; в-лобові (торцеві).

Застосування фрикційних передач

Фрикційні передачі з постійним передавальним числом використовують переважно при невеликих навантаженнях - в приладах (спідометри, магнітофони та т. П.), Де потрібно плавність і безшумність роботи.

На практиці широко застосовують реверсивні фрикційні передачі гвинтових пресів. Принцип роботи такої передачі представлений на рис. 2.

При переміщенні провідного ковзанки зі становища А в положення Б ведений каток починає обертатися у зворотний бік (реверс).

Передачі колесо - рельс (для залізничного транспорту) і колесодорожнє полотно (для самохідного транспорту) теж відносяться до фрикційним.

Фрикційні передачі з безступінчастим регулюванням передавального числа - варіатори - застосовують, наприклад, в металорізальних, текстильних та інших верстатах, в транспортних машинах, автомобілях і т. П.

Більшість фрикційних передач, що застосовуються в машинобудуванні, дозволяють передавати потужність до 30 кВт при окружній швидкості ковзанок до 25 м / сек.

3. Основні характеристики фрикційної передачі

Передавальне число

Передавальне число передачі без урахування ковзання: $u = \omega_1 /$

$$\omega_2 = n_1 / n_2 = D_2 / D_1$$

де: ω_1 і ω_2 - кутова швидкість обертання відповідно ведучого і веденого котків, n_1 і n_2 - частота обертання котків, D_1 і D_2 - діаметр ведучого і веденого котків.

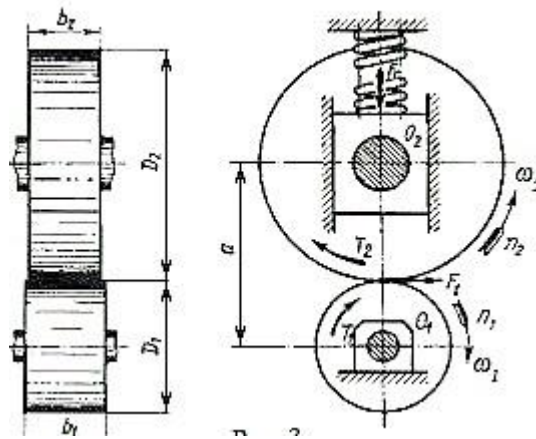


Рисунок 3 - Основні характеристики фрикційних передач

З урахуванням ковзання передавальне число фрикційної передачі може бути підраховано за формулою: $u = D_2 / D_1 (1 - \varepsilon)$,

де: ε - коефіцієнт ковзання.

$$\varepsilon = (v_1 - v_2) / v_1,$$

де: v_1 , v_2 - лінійні швидкості в точці контакту. Зазвичай коефіцієнт ковзання ε дорівнює 0,002 ... 0,05.

Практично в силових фрикційних передачах передавальне число $u \leq 7$.

Сила тертя в контакті

Сила тертя в зоні контакту ковзанок фрикційної передачі визначається за формулою:

$$R_t = f F_r,$$

де: f - коефіцієнт тертя, F_r - сила притиснення ковзанок.

ККД фрикційних передач

Коефіцієнт корисної дії (коефіцієнт втрат потужності) фрикційних передач залежить від втрат на кочення і ковзання котків, а також втрат в підшипниках опор. Для кожного типу конструкцій передач ККД визначають експериментально, порівнюючи потужність на провідному і відомому валах. Зазвичай для закритих фрикційних передач $\eta = 0,88 \dots 0,95$, для відкритих - $\eta = 0,70 \dots 0,85$ (без урахування втрат в підшипниках).

4. Розрахунок фрикційних передач на міцність

Для фрикційних передач з металевими котками основним критерієм працездатності є контактна міцність. Міцність і довговічність фрикційної передачі оцінюються по контактним напруженням - напруженням змінання поверхні на майданчику контакту.

Контактні напруги передач з контактом по лінії визначають за формулою Герца:

$$\sigma_n = \sqrt{\{(qE_{np})/[2\pi(1 - \mu^2)\rho_{np}]\}}, \text{ (здесь и далее } \sqrt{\text{ - знак квадратного корня)}$$

де:

q – нормальная нагрузка по длине контактной линии, $q = F_r K / l$, где F_r – сила прижатия катков,

K – коэффициент запаса сцепления (коэффициент нагрузки), $K = 1,25 \dots 2$; l – длина контактной линии; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны:

$$\rho_{np} = R_1 R_2 / (R_1 + R_2), \text{ где } R_1 \text{ и } R_2 \text{ – радиусы ведущего и ведомого катков;}$$

E_{np} – приведенный модуль упругости, $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$; μ – коэффициент поперечной деформации.

При $\mu = 0,3$ получим условие прочности по контактным напряжениям: $\sigma_n =$

$$0,418 \sqrt{[(qE_{np})/\rho_{np}]},$$

где: σ_n – допускаемое контактное напряжение для менее прочного материала катков.

5. Характер і причини відмов фрикційних передач - Втомне викришування.

Цей вид відмови характерний для закритих передач, що працюють в умовах якісного змазування і захищених від попадання абразивних частинок. Притискна сила F_r викликає в зоні контакту ковзанок високі контактні напруги, які циклічно навантажують місця контакту внаслідок обертання котків.

В результаті утворюються втомні мікротріщини на робочих поверхнях, що розвиваються через наповнення мастилом, і призводять до викришування частинок і утворення раковин на поверхні ковзанок.

Для запобігання втомного викришування проводять розрахунок на контактну міцність, і застосовують для ковзанок матеріали підвищеної твердості, що забезпечує більш високі допустимі контактні напруги. - Заїдання.

Виникає в швидкохідних важконавантажених передачах при розриві масляної плівки між робочими поверхнями ковзанок. Це призводить до підвищення температури в місці контакту і місцевим приварити частинок металу (мікрозварювання) з подальшим відривом від однієї з поверхонь.

Приварені частинки при подальшому контакті задирають робочі поверхні в напрямку ковзання.

Для запобігання заїдання застосовують спеціальні протизадирні масла ВТМ-1, ВТМ-2 та ін., У яких коефіцієнт тертя в 1,2 ... 1,5 рази вище, ніж у нафтових масел.

- Зношування.

Цей вид відмови найбільш часто зустрічається у відкритих фрикційних передачах. Зношування відбувається внаслідок пружного ковзання в зоні дотику ковзанок.

Питання для самоперевірки:

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 сковзання?
9. Суть геометричного сковзання?
10. Види руйнування робочих поверхонь. 11. Основи розрахунку на міцність.

Лекція № 16 Зубчасті передачі. Класифікація, принцип роботи, недоліки та область

застосувань

План

1. Особливості зубчастих передач
2. Переваги та недоліки зубчастих передач
3. Класифікація зубчатих передач
4. Виготовлення зубчастих коліс
5. Виготовлення зубчастих коліс

1. Особливості зубчастих передач

Зубчастими називають передачі, у яких передача руху здійснюється за допомогою зубців, які послідовно зачіплюються.

Зубчасті передачі призначені для передачі обертowego руху і перетворення обертowego руху в поступальний і навпаки.

Значення параметрів передачі: $\eta = 0.94...0.99$; $i = \omega_1 / \omega_2 \leq 20$; $V \leq 150$ м/с; $P \leq 2...3$ тис. кВт.

Зубчаста передача складається з двох зубчастих коліс, менше з яких називають **шестернею**, а більше – **колесом**. Ведучою ланкою у знижувальних передачах є шестірня.

Параметрам шестірні звичайно надають індекс 1, а параметрам колеса – 2 (рис.1).

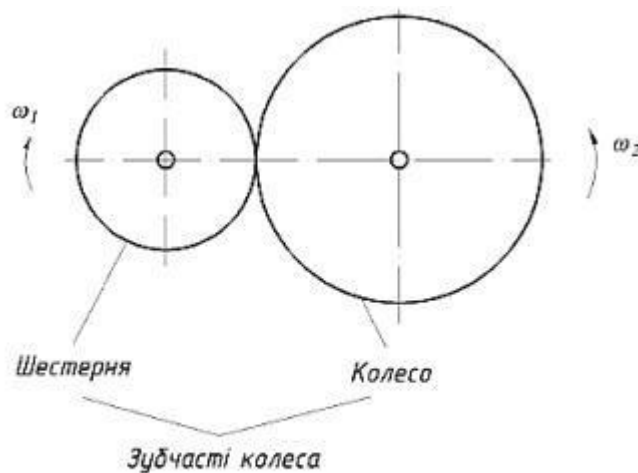


Рис.1

Під час роботи зубчастої передачі бічна поверхня зубця ведучого колеса давить на бічну поверхню зубця веденого колеса і навпаки. Тому важливим елементом зубчастого колеса є бокові робочі поверхні зубців.

Зубчасті передачі – найпоширеніші передачі в техніці. Їх використовують у:

- а) коробках передач, які вважають найбільш досконалими механізмами з точки зору конструювання і технології виготовлення зубчастих коліс;
- б) редукторах – закритих передачах, призначених для зниження частоти обертання і підвищення обертального моменту на вихідному валу;
- в) відкритих передачах (наприклад, лебідки);
- г) важко навантажених механізмах для піднімання та опускання шахтових вагонеток, бурильних труб тощо;
- д) годинникових механізмах та приладах, де головне – точність.

Зубчасті передачі використовують у широкому діапазоні потужностей (від 0,001 Вт до

10 МВт), колових швидкостей (до 150 м/с); розмірів (від часток міліметра до десятків метрів).

У розділі деталей машин розглядаються переважно зубчасті передачі редукторів.

2. Переваги та недоліки зубчастих передач **Переваги:**

- 1) висока навантажувальна здатність при малих габаритах;
- 2) висока надійність;
- 3) високий ККД ($\eta \approx 0,97$);
- 4) постійність передаточного числа;
- 5) малі сили, які діють на вали та підшипники;
- 6) можливість виготовлення коліс з різноманітних металевих і неметалевих матеріалів.

Недоліки:

- 1) високі вимоги до точності виготовлення та монтажу;
- 2) значна жорсткість, яка не дає змоги компенсувати динамічні навантаження;
- 3) шум під час роботи з великими швидкостями; 4) відсутність самозахисту від перевантаження.

3. Класифікація зубчатих передач

Зубчасті передачі класифікуються за низкою конструктивних ознак і особливостей.

Залежно від взаємного розташування осей, на яких розміщені зубчасті колеса, розрізняють передачі циліндричні (при паралельних осях), конічні (при пересічних осях) і гвинтові (при перехресних осях).

Гвинтові зубчасті передачі застосовуються обмежено, оскільки мають низький ККД через підвищений ковзання в зачепленні і низьку навантажувальну здатність. Тим не менш, вони мають і деякі переваги - високу плавність ходу і можливість виводити кінці валів за межі передачі в обидві сторони.

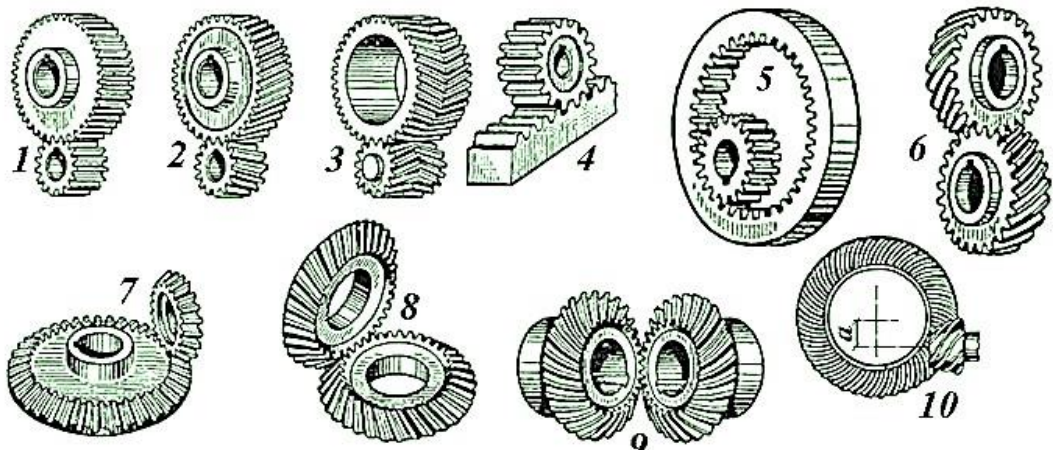


Рисунок 2 – Зубчасті передачі

На рисунку 2 представлені - найбільш широко вживані види зубчастих передач:

- 1 - циліндрична прямозуба передача;
- 2 - циліндрична косозуба передача;
- 3 - шевронна передача;
- 4 - рейкова передача;
- 5 - циліндрична передача з внутрішнім зачепленням;
- 6 - гвинтова передача;
- 7 - конічна прямозуба передача;
- 8 - конічна косозуба передача;
- 9 - конічна передача зі спіралевидними зубами;
- 10 - геліодна передача.

Залежно від виду переданого руху розрізняють зубчасті передачі, що не перетворюють передається вид руху і перетворюють передається вид руху. До останніх відносяться рейкові зубчасті передачі, в яких обертальний рух

перетворюється в поступальний або навпаки. У таких передачах рейку можна розглядати, як зубчасте колесо з нескінченно великим діаметром. Серед перерахованих видів зубчастих передач найбільш поширені циліндричні передачі, оскільки вони найбільш прості у виготовленні і експлуатації, надійні і мають невеликі габарити.

Залежно від розташування зубів на ободі коліс розрізняють передачі прямозубі, косозубі, шевронні і з круговими (спіральними) зубами. Шевронні зубчасті колеса можна умовно порівнювати зі спареними косозубими колесами, що мають протилежний кут нахилу зубів. Така конструкція дозволяє уникнути осьових зусиль на вали і підшипники опор, неминуче з'являються в звичайних косозубих передачах.

Залежно від форми профілю зубів розрізняють евольвентні зубчасті передачі та передачі з зачепленням Новікова. Евольвентне зачеплення в зубчастих передачах, запропоноване ще в 1760 році російським вченим Леонардом Ейлером, має найбільш широке поширення. У 1954 році в Росії М. Л. Новіков запропонував принципово новий тип зачеплень в зубчастих колесах, при якому профіль зуба окреслений дугами кіл. Таке зачеплення можливо лише для косих зубів і носить назву по імені свого винахідника - зачеплення Новікова або профіль Новікова. В принципі, можливе виготовлення зубчастих передач і з іншими формами зубів - навіть квадратними, трикутними або трапецеїдальними. Але такі передачі мають ряд суттєвих недоліків (мінливість передавального відносини, низький ККД і т. Д.), Тому поширення не отримали. У приладах і годинникових механізмах іноді зустрічаються зубчасті передачі з циклоїдним зачепленням.

Залежно від взаємного положення зубчастих коліс передачі бувають із зовнішнім і внутрішнім зачепленням. Найбільш поширені передачі із зовнішнім зачепленням.

Залежно від конструктивного виконання розрізняють закриті та відкриті зубчасті передачі. У закритих передачах колеса поміщені в пило-та вологонепроникні корпуси (картери) і працюють в масляних ваннах (зубчасте колесо занурюють в масло до $1/3$ радіуса). У відкритих передачах зуби коліс працюють всуху або при періодичному змазуванні змазкою і не захищені від шкідливого впливу зовнішнього середовища.

Залежно від числа ступенів зубчасті передачі бувають одно- і багатоступінчасті.

Залежно від відносного характеру руху осей зубчастих коліс розрізняють рядові передачі, у яких осі нерухомі, і планетарні зубчасті передачі, у яких вісь сателіта обертається щодо центральних осей.

4. Виготовлення зубчастих коліс Методи виготовлення зубчастих коліс:

1) Зубонарізуванням зубонарізним інструментом Для нарізання зубців коліс використовують:

- гребінки (рейковий інструмент із прямолінійним профілем);
- фрези: а) черв'ячні; б) пальцеві; в) дискові-модульні; - довбачі (для коліс внутрішнього зачеплення).

2) литтям;

3) порошковою металургією;

4) пластичним деформуванням.

Заготовки зубчастих коліс одержують штампуванням, куванням або литтям залежно від матеріалу, форми та розмірів зубчастого колеса.

Переваги нарізання: висока точність профілю зубців і кроку; простота заточування інструменту; один інструмент даного модуля не залежить від числа зубців колеса, що нарізується; висока продуктивність і можливість автоматизації.

Зубці точних зубчастих коліс після нарізання піддають обробним операціям: обкатуванню; шліфуванню; притиранню; шевінгуванню або хонінгуванню.

Накатування зубців застосовують гаряче (із нагріванням ТВЧ до 1200°C) та холодне (при модулі до 1 мм). Інструмент – накатники. Переваги зубонакатування: висока продуктивність; зменшення відходів металу у стружку; підвищення міцності зубців на 15 – 20 %.

Точність зубчастих передач

Точність виготовлення зубчастих коліс визначає кінематичні та експлуатаційні показники, а також такі характеристики як інтенсивність шуму, вібрації, міцність, втрати на тертя.

Стандарт встановлює норми на наступні основні показники точності: кінематична точність, плавність роботи, контакт зубців, бічний зазор.

Норми кінетичної точності: визначають величину похибки передатного відношення – повної похибки кута повтору зубчатого колеса за один його оберт. Норми плавності роботи визначають величину циклічної похибки передатного відношення – складових повної похибки кута повороту колеса, що багатократно повторюються за один оберт.

Норми контакту зубців визначають повноту прилягання робочих поверхонь зубців. Норми бічного зазору – регламентують гарантований (найменший) бічний зазор між неробочими (при одному напрямі обертання) поверхнями зубців. Цей зазор запобігає заклинюванню передачі при її нагріванні та появі ударів по неробочих

профілях при динамічному навантаженні, забезпечує потрібні умови змащування зубців.

За нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців встановлюється 12 ступенів точності для кожного параметру. Найбільш розповсюджений в машинобудуванні 5,6,7,8,9 (\Rightarrow точність зменшується).

Бічний зазор встановлюється видом спряження зубчастих коліс та видом допуску на бічний зазор. Встановлено 6 видів спряження А,В,С,Д,Е,Н (\Rightarrow зазор зменшується), та 8 видів допуску на бічний зазор x, y, z, a, b, c, d, h . При спряженні Н мінімальний бічний зазор дорівнює нулю.

Рекомендується для більшості силових передач – спряження В, для реверсивних - С, Д. Часто всі три види норм (кінематичної, плавності і контакту) витримують з однаковою точністю.

Система умовного позначення точності:

6-В ГОСТ 1643-81 - для циліндричних передач при однакових ступенях точності на всі параметри.

При комбінуванні норм точності:

7-8-7-В ГОСТ 1643-81 – циліндрична передача; 8-7-6-Д ГОСТ 1758-81 – конічна передача.

Матеріали і термообробка зубчастих коліс Матеріали:

- якісні вуглецеві сталі 40, 45, 50;
- сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г;
- леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 30ГХСА;
- сірий чавун; неметалеві матеріали – текстоліт, нейлон, поліамід.

Стальне литво – для виготовлення великогабаритних коліс.

Чавунне литво – для виготовлення великогабаритних тихохідних коліс.

Зубці коліс погано працюють на згин і ударне навантаження.

Термообробка:

Розрізняють дві групи ТО:

$H < 350$ НВ – нормалізація та поліпшення;

$H > 350$ НВ – об'ємне гартування, гартування СВЧ, цементация, азотування.

При $H < 350$ НВ нарізання зубців після ТО заготовки. Достатня точність, добре припрацьовуються, непотрібно дорогих фінішних операцій.

Твердість шестерні більша від твердості колеса ($H_1 = H_2 + (25...30)$ НВ). У цьому випадку колеса краще припрацьовуються.

Використання: індивідуальне і малосерійне виробництва, мало і середньо навантажені передачі.

При $H > 350$ HB – труднощі у виготовленні, необхідність ТО після нарізання та дорогих фінішних операцій (шліфування, притирання, та інш.). Використовується для виготовлення високо навантажених зубчастих передач відносно невеликих розмірів при великосерійному та масовому виробництвах.

Об'ємне гартування: $H = 45 \dots 55$ HRC – зменшення міцності зубців при ударному навантаженні.

Цементация - $H = 58 \dots 63$ HRC (20X, 12XНВА та ін.). Глибина цементация
0. 8...1.2 мм.

Поверхнєве гартування СВЧ або газовим полум'ям – $H = 48 \dots 54$ HRC. Для коліс з великими зубцями ($m > 5$) (сталі 45, 40ХН та ін.)

Азотування ($H = 60 \dots 65$ HRC) шар 0.1...0.6 мм. Непридатне для роботи в умовах абразивного спрацювання. У цьому випадку матеріали коліс – 38ХМЮА, 42Х2Н2МФЮА (сталі, що містять алюміній). Ступінь жолоблення (викривлення) при гартуванні невеликий. Тому використовують, коли важко шліфувати.

Види і причини відмов закритих та відкритих зубчастих передач У процесі роботи передач можуть спостерігатися такі види відмов:

1. пошкодження поверхні зубців:

а) утомне викришування (рис.3 а), пов'язане з дією циклічно змінних контактних напружень. Ці напруження сприяють виникненню втомних тріщин у поверхневих шарах і викришуванню металу. Це руйнування не завжди небезпечне. При припрацюванні спостерігається обмежене викришування. Небезпечне – прогресуюче руйнування. При наявності мастила – сприятливі умови для розвитку мікротріщин та викришування.

Запобігання: обмеження контактних напружень, підвищена твердість, точності виготовлення і монтажу.

б) заїдання, яке спричиняє задирку робочих поверхонь зубців (рис. 3 б); спостерігається переважно у важко навантажених і високо швидкісних передачах. У зоні контакту розвивається висока температура. В результаті – розрив масляної плівки \Rightarrow металевий контакт \Rightarrow зчіплювання частинок металу з подальшим відриванням.

Заходи: азотування, ціанування, модифікація профілю, інтенсивне охолодження мастилом.

в) абразивне спрацювання (рис. 3 в), яке спостерігається у відкритих або погано захищених від потрапляння абразивів закритих передачах;

Основна причина – недостатнє змащування. Суть - в стиранні активних поверхонь, яке залежить від тиску, швидкості ковзання зубців, абразивних частинок. В результаті спрацювання збільшуються зазори, шум, динамічне навантаження,

зменшується міцність. Заходи: збільшення твердості поверхонь зубців, використання мастил, захист від попадання абразивних частинок.

г) Пластична деформація зубців може виникнути в зоні контакту зубців. Заходи: збільшення твердості зубців

д) відшарування поверхневих шарів зубців.

Через періодичну дію глибоких контактних напружень під зміцненим шаром виникають втомні тріщини (колеса з цементованим, азотованим або поверхнево загартованим шаром).

Заходи: потрібно забезпечити відповідно товщину шару та достатню міцність серцевини зубця.

2. поломки зубців (рис. 3 г), спричинені згинними напруженнями, можуть мати утомний або статичний характер.

Поломка зубців

- від великих перевантажень;
- втомна поломка внаслідок дій змінних напружень згину; тріщини виникають в області переходу зубців у обід колеса.

Поломки найчастіше мають місце в чавунних колесах і колесах із високою твердістю зубців.

Заходи: збільшення модуля, використання додатних коефіцієнтів зміщення при нарізуванні, зміцнення поверхонь в основі зубця, захист від перевантаження, підвищення точності виготовлення та монтажу

Основні заходи боротьби з відмовами: а) збільшення модуля; б) наклеп галтелі; в) зменшення концентрації напружень.

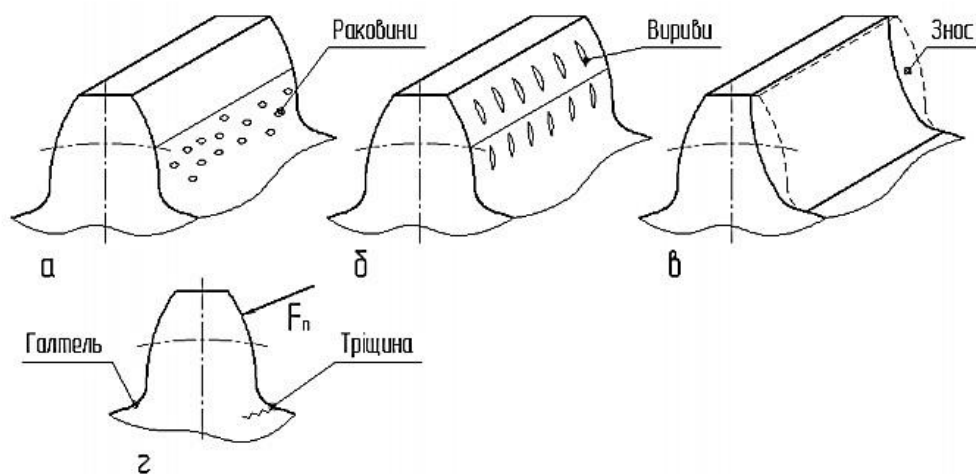


Рисунок .3 – Відмови зубчастих передач

Питання для самоперевірки:

1. Назвіть переваги і недоліки зубчастих передач.
2. Як виготовляють зубчасті колеса?
3. Наведіть класифікацію зубчастих передач.
4. Для чого виконується коригування зубчастих коліс?
5. Які матеріали використовують для виготовлення зубчастих коліс?
6. Які ступені точності зубчастих передач використовують найчастіше?

Лекція № 17 Циліндричні зубчасті передачі

План

1. Кінематичні параметри зубчастої передачі з циліндричними колесами
2. Геометричні параметри зубчастого циліндричного колеса
3. Сили, які діють у зачепленні циліндричних коліс
4. Розрахунок зубців циліндричних коліс на контактну міцність

1. Кінематичні параметри зубчастої передачі з циліндричними колесами

Передаточне число можна розрахувати різними способами $u = \omega_1 /$

$$\omega_2 = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1 = d_2 / d_1 ,$$

де ω_1, ω_2 – кутові швидкості відповідно шестерні та колеса; n_1, n_2

– частота обертання шестерні та колеса; Z_1, Z_2 – число зубців

шестерні та колеса; d_1, d_2 – ділильні діаметри.

Зачеплення зубчастих коліс можна уявити як кочення без ковзання двох кіл із діаметрами d_1 і d_2 , що знаходять своє відображення на кінематичних схемах зубчастих передач.

Для одноступінчастої зубчастої передачі $u = 1 - 8$.

2. Геометричні параметри зубчастого циліндричного колеса

Зубчасте колесо можна розділити на дві частини - зубчастий вінець та тіло колеса. Зубчастий вінець складається із усіх зубців колеса, розташованих між поверхнею вершин і поверхнею западин зубців. Тіло колеса обмежується поверхнею западин.

Ділильні кола, знаходячись в зачепленні (у передачі), є сполученими. На кресленні ділильні кола проводять штрихпунктирною лінією, а діаметр їх позначають буквою d (рис. 1). Відстань між однойменними профільними поверхнями сусідніх зубців, виміряна в міліметрах по дузі ділильного кола, називають кроком зачеплення. Позначається крок буквою p_t (рис. 1). Зрозуміло, що крок дорівнює довжині ділильного кола, поділеної на число зубців. Число зубців на кресленнях позначається буквою z .

Довжина ділильного кола дорівнює величині кроку, помноженої на число зубців $p_t \cdot z$.

Із геометрії відомо, що довжина будь якого кола дорівнює $2 \cdot \pi \cdot R$ або $\pi \cdot d$ (де $\pi=3,14$, а d – діаметр кола). Довжина ділительного кола дорівнює $\pi \cdot d$ і разом з тим дорівнює $p_t \cdot z$, тобто $\pi \cdot d = p_t \cdot z$.

Звідси визначається діаметр ділительного кола:

$$d = \frac{p_t}{\pi} z .$$

Величину p_t / π позначають буквою m і називають модулем зубчастого зачеплення.

Тому вираження діаметра ділительного кола можна записати й так: $d = m \cdot z$.

Тоді $m = d \cdot z$.

Із цієї формули видно, що модулем називається число, яке показує, скільки міліметрів діаметра ділительного кола припадає на один зуб зубчастого колеса. Модуль m і число зубців z є основними величинами (елементами), що визначають зубчасті зачеплення.

Значення модулів для всіх передач – величина стандартизована, виражена, як видно з формули $m = d \cdot z$, у міліметрах. Нижче наведені числові величини стандартних модулів, застосовуваних при виготовленні зубчастих коліс, за ГОСТ 9563-80

1-й ряд, мм: 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 4,5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

2-й ряд, мм: 0,055; 0,07; 0,09; 0,11; 0,14; 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,135; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45; 55; 70; 90.

При призначенні величин модулів першому ряду варто надавати перевагу над другим. Знаючи модуль і число зубців, можна вибрати відповідний різальний інструмент для виготовлення зубчастого колеса; число зубців необхідно, крім того, знати для настроювання ділительного пристрою верстата. Оскільки модуль визначає величину зубців коліс, ясно, що в зачепленні можуть брати участь колеса лише з однаковим модулем.

Ділительне коло (поверхня) ділить зуб зубчастого колеса на головку й ніжку.

Частина зуба, що лежить поза ділительним колом, називається головкою зуба. Висота її позначається буквою h_a . Частина зуба, що лежить всередині ділительного кола, називається ніжкою зуба. Висота її позначається буквою h_f .

На рисунку 1 головка й ніжка зуба заштриховані.

Висота головки зуба дорівнює модулю, тобто $h_a = m$. Висота ніжки зуба (для коліс із великими модулями) береться як $h_f = 1,25 \cdot m$. Повна висота зуба дорівнює сумі висот головки й ніжки зуба, тобто:

$$h = h_a + h_f = m + 1,25 \cdot m = 2,25 \cdot m$$

Повна висота зуба дорівнює глибині фрезерування. Для дрібномодульних коліс (модулі менше 1 мм) висота головки зуба $h_a = 2,3 \cdot m$, висота ніжки $h_f = 1,3 \cdot m$.

Коло, що проходить через вершини зубців, називається колом вершин (діаметр його позначається буквою d_a , рис. 1), а коло що проходить по основах западин називається колом западин (діаметр її позначається буквою d_f).

Якщо висота головки зуба $h_a = m$, то діаметр кола вершин d_a більше діаметра ділильного кола на дві висоти головки зуба або на $2 \cdot m$, тобто $d_f = d + 2 \cdot m$, оскільки $d = m \cdot z$, то $d_a = m \cdot z + 2 \cdot m = m \cdot (z + 2)$. Значить $d_a = m \cdot (z + 2)$.

Коло западин визначається так: $d_f = d - 2 \cdot h_f$, але $h_f = 1,25 \cdot m$, тоді $d_f = d - 2 \cdot 1,25 \cdot m$, або $d_f = d - 2,5 \cdot m$.

Для дрібномодульних циліндричних зубчастих передач остання формула змінюється, тому що вони мають більшу висоту ніжки ($1,3 \cdot m$). Тому для них $d_f = d - 2,6 \cdot m$.

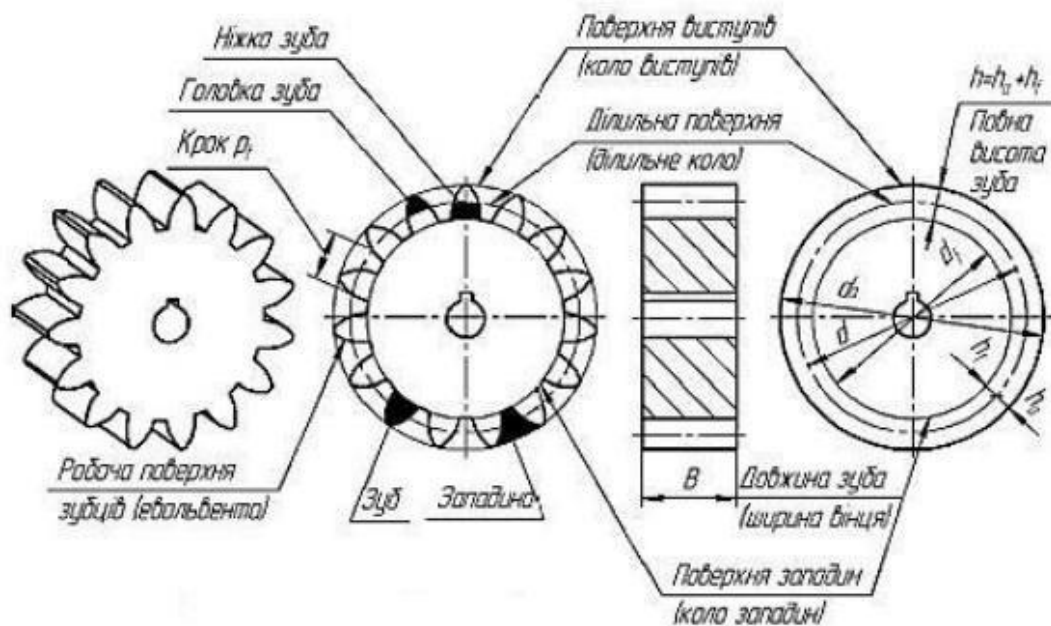
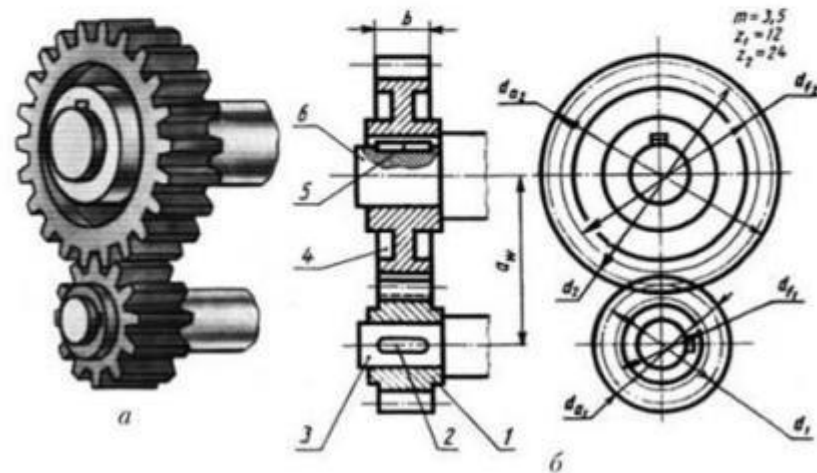


Рисунок 1 - Елементи зубчастих коліс



шестерня 1, колеса 4, вали 3 і 6; шпоноки 2 і 5

Основні діаметри зубчастого колеса (рис. 2):

- ділительний $d = m_n Z / \cos \beta$;
- вершин зубців $d_a = d + 2 m_n$; - западин зубців $d_f = d - 2,5 m_n$.

Міжосьову відстань a вибирають зі стандартного ряду або розраховують

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = m_n (Z_1 + Z_2) / (2 \cos \beta) .$$

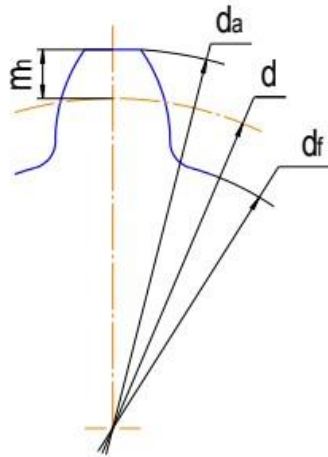


Рисунок 2 – Геометричні параметри зубчастого вінця

Ширина зубчастого вінця

$$b = \psi_m m, b = \psi_d d_1, b = \psi_a a,$$

де ψ_m , ψ_d , ψ_a – коефіцієнти ширини зубчастих коліс відносно модуля, діаметра ділильної окружності шестерні та міжосьової відстані передачі, які вибираються за рекомендаціями зі стандартного ряду.

Основні терміни зубчастого зачеплення

Лінія зачеплення (k) - лінія, нерухома відносно O_1O_2 , по якій переміщується при роботі точка дотику спряжених елементів. Активна частина лінії зачеплення називається довжиною зачеплення.

Початкове коло (d) – коло (поверхня), яке описане навколо головок зубців колеса, і проходить через полюс P . При роботі зубчастої пари початкові кола спряжених коліс взаємно перекочуються одне по одному без ковзання.

Ділильне коло - це коло по якому відбувається розмітка зубців по колесу при їхній нарізуванні. Тобто це коло котре ділиться на таку кількість частин скільки колесо має зубців

Кут зачеплення (a) – кут між лінією зачеплення і перпендикуляром до лінії центрів.

Основне коло - коло, описане навколо центра колеса при перекочуванні по якому твірної лінії утворюються профілі зубців.

Крок зачеплення (t) - відстань між однойменними (т.т. оберненими в один бік профілями двох суміжних зубців колеса, взята по дугі ділильного кола.

Торцевий крок – крок який в непрямозубих колесах береться по торцевій поверхні.

Осьовий крок – крок гвинтової лінії зуба на початковій поверхні.

Головка зуба (h_a) - частина зуба, що виступає за початкове коло.

Висотою головки зуба є радіальна відстань між початковим колом і колом виступів. Ніжка зуба (h_f) - частина зуба, яка знаходиться між тілом колеса і початковим колом.

Висотою ніжки зуба є радіальна відстань між початковим колом і колом западин.

Коло виступів (d_a) - коло, яке описане навколо центра колеса і обмежує вершини його головок.

Коло западин (d_f) - коло, яке описане навколо центра колеса і обмежує його западини з боку тіла колеса.

Висота зуба (h) - радіальна відстань між колом виступів і колом западин.

Глибина заходу зубців ($h-c$) - максимальна лінійна величина, на яку зубці одного колеса заходять в западини іншого.

Товщина зуба (S) - довжина дуги ділильного кола між двома різнойменними профілями одного і того ж зуба.

Ширина западин (S_g) - довжина дуги ділильного кола між звернутими один до другого профілями двох суміжних зубців колеса.

Радіальний зазор (c) - різниця між висотою зуба і глибиною заходу.

Боковий зазор - відстань між неробочими профілями двох зубців які ідуть один за іншим, але не торкаються один до одного, виміряної по нормалі до профілю.

Додатковий конус - конус в конічних зубчастих колесах, що має вісь спільну з віссю початкового конуса вершину, спрямовану у бік, протилежний вершині початкового конуса та твірні, перпендикулярні до відповідних твірних початкового конуса.

Модуль – частина діаметра ділильного кола, яка приходить на один зуб. Відповідно до того, який крок береться для визначення модуля, розрізняють нормальний, торцевий та осьовий модуль. Модуль є основною величиною, яка характеризує зубчасте зачеплення.

Таблиця 1 - Розміри елементів зубців циліндричних зубчатих коліс

Параметри	Прямозуба передача	Косозуба передача
Кут профілю зубців	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ$
Кут нахилу зубців	$\beta = 0$	$\beta = 8 \dots 20^\circ$
Висота головки зубця	$h_a = m$	$h_a = m_n$
Висота ніжки зубця	$h_f = 1.25m$	$h_f = 1.25m_n$
Діаметр ділільних кіл	$d_1 = mz_1$ $d_2 = mz_2$	$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$ $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$
Діаметр вершин зубців	$d_{a1} = d_1 + 2m$ $d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$ $d_{a2} = d_2 + 2m_n$
Діаметр впадин	$d_{f1} = d_1 - 2.5m$ $d_{f2} = d_2 - 2.5m$	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n$ $d_{f2} = d_2 - 2.5m_n$
Міжосьова відстань	$a_w = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m(z_1 + z_2)$	$a_w = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m_n(z_1 + z_2) / \cos \beta$
Ширина зубчастого вінця	$b_2 = \psi_{ba} a_w$ $b_1 = b_2 + (2 \dots 5) \text{ мм}$	$b_2 = \psi_{ba} a_w$ $b_1 = b_2 + (2 \dots 5) \text{ мм}$
Коефіцієнт ширини зубчастого вінця	$\psi_{ba} = 0.1 \dots 0.4$	$\psi_{ba} = 0.2 \dots 0.5$
Висота зубця	$h = h_a + h_f = 2,25m$	$h = h_a + h_f = 2,25m_n$
Ділільні діаметри (знак плюс – для передачі зовнішнього зачеплення; знак мінус – для передачі внутрішнього зачеплення)	$d_1 = 2a_w / (u \pm 1);$ $d_2 = 2a_w \cdot u / (u \pm 1).$	

3. Сили, які діють у зачепленні циліндричних коліс

Циліндричне колесо конструктивно складається з трьох частин (рис.3):

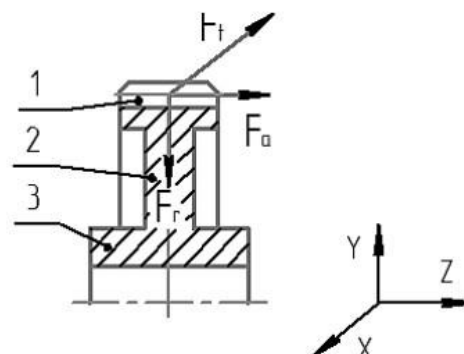


Рисунок 3 – Сили, які діють на зубчасте колесо

У полюсі зачеплення діють сили, напрямом яких на шестерню і колесо протилежний (рис. 4):

колова $F_t = 2 T / d$;

радіальна $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ ($\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення); осьова $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$ (для прямозубих і шевронних коліс $F_a = 0$).

Особливістю зачеплення шевронних коліс (рис.4) є їх самовстановлення під впливом осьових сил, які діють на півшеврони в протилежні боки. Внаслідок неточностей виготовлення та монтажу ці сили не дорівнюють одна одній, тому одне із зубчастих коліс буде переміщатися відносно іншого доти, поки різниця цих осьових сил не дорівнюватиме нулю.

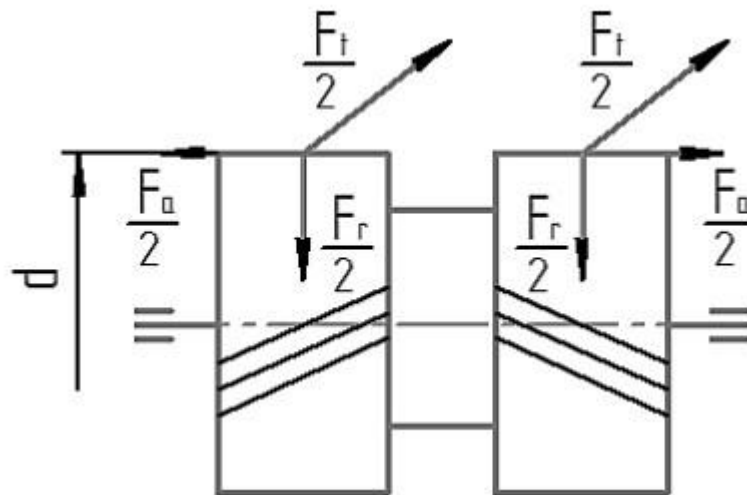
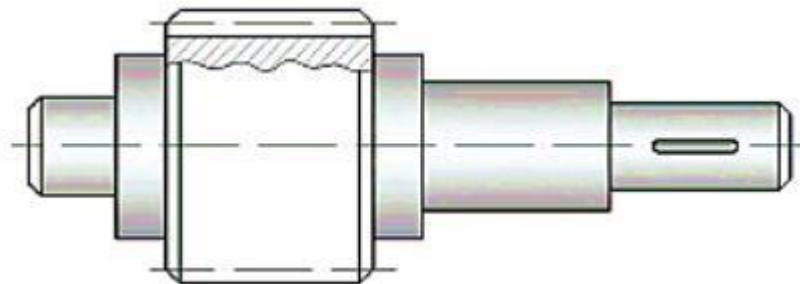


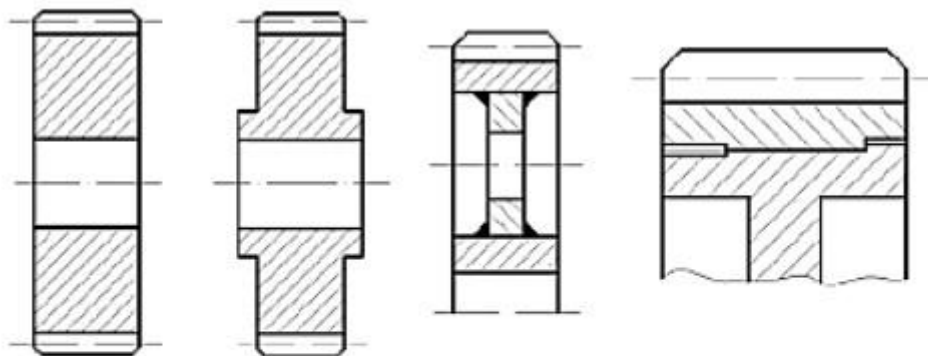
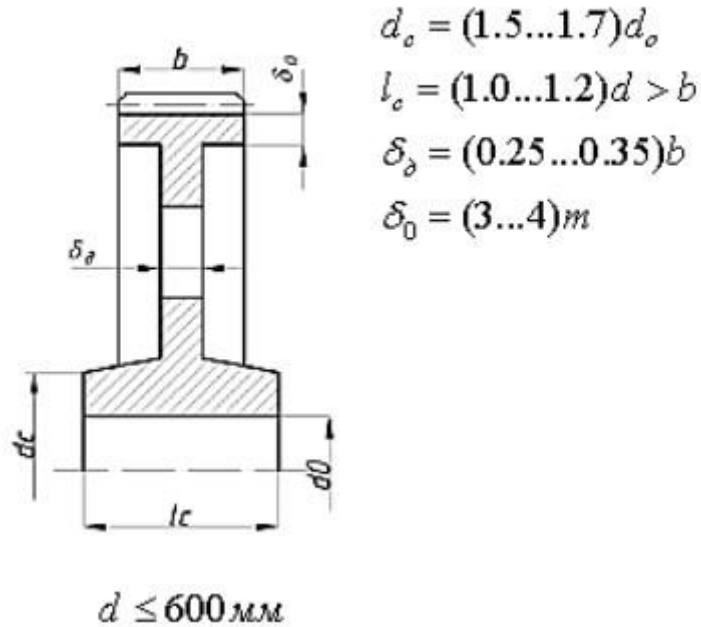
Рисунок 4 – Сили, які діють на шевронне зубчасте колесо

4. Розрахунок зубців циліндричних коліс на контактну міцність

Конструкція коліс залежить від їхніх розмірів, матеріалу, технології виготовлення. Якщо діаметр кола впадин мало відрізняється від діаметра вала, шестірню виготовляють як одне ціле з валом.



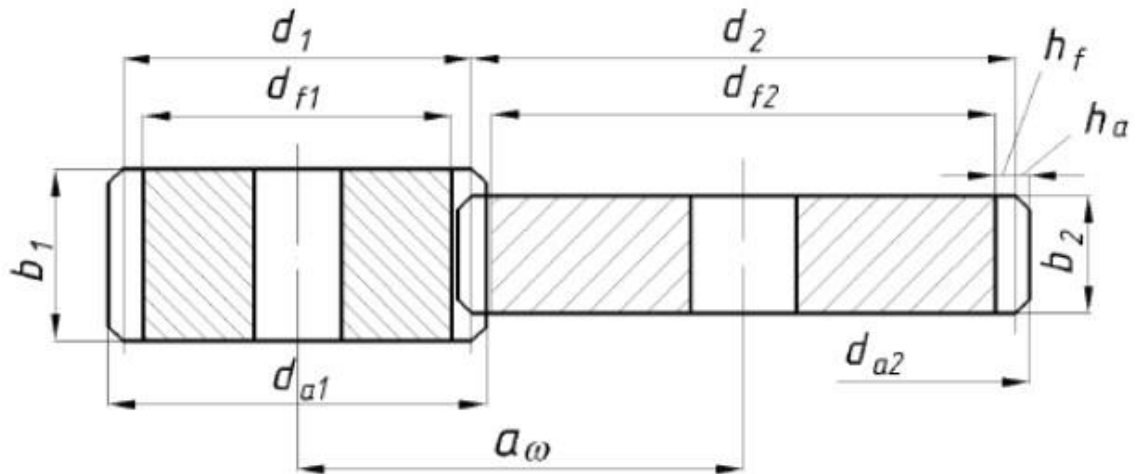
Зубчасті колеса $d \leq 200$ мм виготовляють із крупного прокату, кованих, штампованих заготовок. Зубчасті колеса $d \leq 600$ мм - куванням, штампуванням. Великогабаритні колеса виготовляють литтям, зварюванням.



$d \leq 200$ мм

Великогабаритні колеса

Геометричний розрахунок некоригованої передачі



Основним геометричним параметром є модуль, від якого залежать всі розміри зубчастого зачеплення. Стандарним є нормальний модуль .

Цей розрахунок стандартизований і є основним для закритих передач. Мета розрахунку – запобігти утомному викришуванню зубців. Основою для розрахунків на контактну міцність є формула Герца

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{K_H W / \rho_{3\phi}},$$

фізичний зміст якої має такий вигляд.

Напруження σ_H у зоні контакту двох деталей, притиснутих одна до однієї навантаженням W , залежать від механічних властивостей матеріалів шестерні та колеса (враховує коефіцієнт Z_E), характеру навантаження (враховує коефіцієнт навантаження K_H) і кривизни двох поверхонь (враховує зведений радіус кривизни $\rho_{3\phi}$).

Якщо параметри у формулі Герца виразити через параметри зубчастої передачі, можна отримати формули (дивись підручники) для розрахунку контактних напружень σ_H на поверхні зубців, які за характером є змінними. Умова контактної міцності

$$\sigma_H \leq [\sigma_H],$$

де $[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження.

Розрахунок зубців коліс на згинну міцність Мета розрахунку – запобігти утомній поломці зубців.

Зуб можна розглядати як консольну балку, до якої прикладено силу F_n . При цьому зуб зазнає деформації згину та стиснення. Визначальним для працездатності зубця є згин. Максимальні напруження згину σ_F діють у галтелі в основі зубця – можливому місці утворення тріщини і подальшої поломки зубця. За характером дії ці

напруження, як і контактні, будуть змінними. Формули для розрахунку напружень згину σ_F наведені в підручниках.

Максимальне напруження при згині, що відповідає максимальному моменту T_{max} при короткочасному навантаженні, – σ_{Fmax} . Згинальне напруження, що відповідає номінальному моменту T , – σ_F визначається за формулою (1).

Умова міцності на згин при перевантаженні:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F (T_{max} / T) \leq [\sigma] F_{max},$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження згину.

Питання для самоперевірки:

1. Назвіть переваги і недоліки зубчастих передач.
2. Як виготовляють зубчасті колеса?
3. Наведіть класифікацію зубчастих передач.
4. Для чого виконується коригування зубчастих коліс?
5. Які матеріали використовують для виготовлення зубчастих коліс?
6. Які ступені точності зубчастих передач використовують найчастіше?
7. Які параметри достатньо знати для виготовлення некоригованого прямозубого колеса?
8. Як визначаються складові нормальної сили, що виникає у зачепленні прямозубої, косозубої, конічної передач?
9. Який параметр визначає всі інші розміри зубчастого профілю?

Лекція № 18 Пасові передачі

План

1. Загальні відомості про пасові передачі
2. Переваги та недоліки пасових передач
3. Умови роботи пасових передач
4. Особливості кінематики пасових передач
5. Криві ковзання. Коефіцієнт тяги і ККД передачі
6. Види і причини відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач.
7. Навантаження на вали та опори пасової передачі

1. Загальні відомості про пасові передачі

Пасові передачі – це передачі гнучкого зв'язку. Вони належать до механічних передач обертального руху і використовуються в приводах невеликої та середньої потужності ($P \leq 50 \text{ кВт}$). Навантаження передається силами тертя, що виникає між шківами 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. Пасова передача складається з двох шківів, закріплених на валах, і пасу, який охоплює шківи.

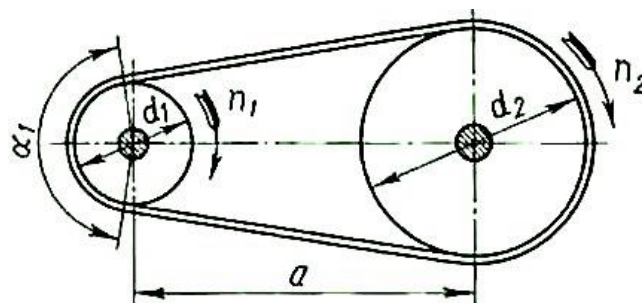


Рисунок 1 – Схема пасової передачі

Основні параметри передачі(рис. 1):

d_1, d_2 —діаметри ведучого і веденого шківів; a – міжосьова відстань; γ – кут між вітками; α_1 – кут обхвату ведучого шківа ($\alpha_1 = 180^\circ - \gamma$); α_2 – кут обхвату веденого шківа ($\alpha_2 = 180^\circ + \gamma$);

L – довжина пасу;

ω_1, ω_2 – кутові швидкості шківів;

T_1, T_2 – обертальні моменти на шківках (відповідно рушійний та опору).

Робота передачі ґрунтується на використанні сил тертя між пасом (крім зубчастого паса) і шківками, зумовлених попереднім натягом.

Передачі поділяють залежно від типу паса. Паси виконують таких типів:

- плоскі,
- клинові,
- поліклинові,
- круглі(за формою поперечного перерізу), - зубчасті(рис.2).

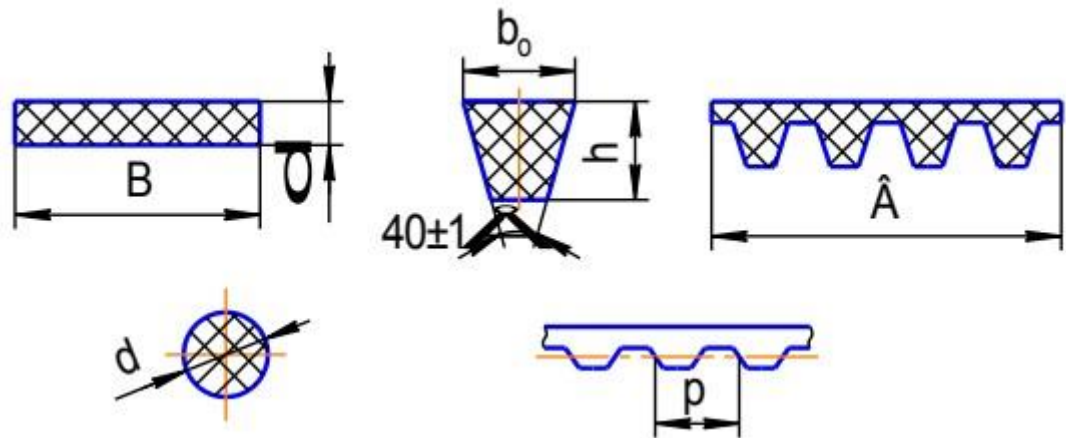


Рисунок 2 – Типи пасів

В залежності від конструкції плоско пасові передачі розподіляються на: а) відкриту;

б) перехресну;

в) на півперехресну;

г) передачу з натяжним роликком;

д) регульовану передачу.

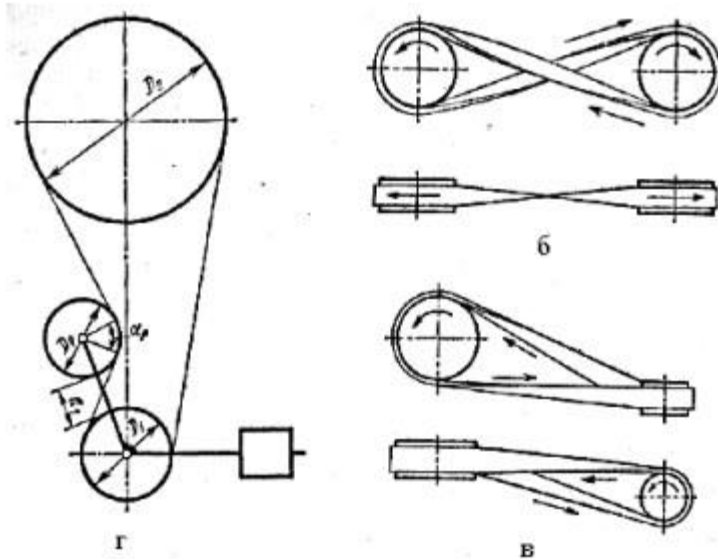


Рисунок 3 - Типи плоско пасових передач

а) Відкрита передача (найбільш широко поширена) забезпечує передачу руху між паралельними валами з однаковим направленням кутових швидкостей.

б) 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.

в) Напівперехресна передача забезпечує передачу руху між валами, які перехрещуються в просторі.

г) Передача з натяжним роликом забезпечує передачу руху між паралельними валами з однаковим направленням кутових швидкостей і характеризується збільшеним кутом обхвату малого шківів (в наслідок використання ролика). Недоліком передачі є додатковий згин пасу на ролику, що знижує довговічність його роботи.

д) 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 ремені з гумовими прокладками.

Клиноремінні передачі найбільш широко використовуються в техніці.

Це обумовлено тим, що тягова здатність в них підвищується в наслідок 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 стандартизовано. Клиновидний пас виготовляється замкненим, відпадає необхідність в з'єднанні гілок пасу, як це має місце в плоско пасових передачах.

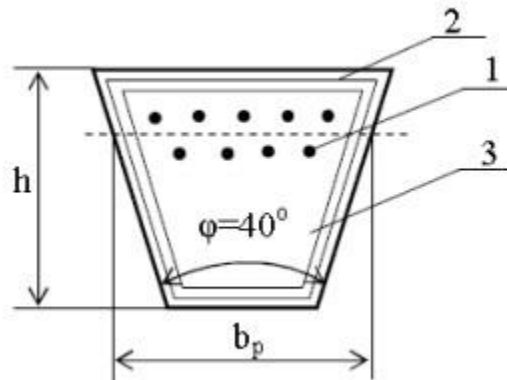


Рисунок 4 – Конструкція клиновидного пасу

Клиновидний пас складається: 1 – корд, основний несучий елемент пасу (металева проволока); 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 до 30м/с.
2. Вузькі. Використовуються при V до 40м/с.
3. Широкі. Для безступінчастих передач, варіаторів.

2. Переваги та недоліки пасових передач Переваги:

- 1) можливість передавання оберտального руху на значну відстань (10 м);
- 2) плавність ходу та безшумність роботи;
- 3) самозахист від перевантаження;
- 4) можливість роботи з високими швидкостями (швидкість клинових пасів – 25–30 м/с, а вузьких клинових – до 40 м/с);
- 5) простота конструкції та низька вартість.

Недоліки (порівняно із зубчастими та ланцюговими):

- 1) значні габарити (у кілька разів більші, ніж у зубчастих однакової потужності);
- 2) несталість кутової швидкості веденого шківa, тому що робота паса на шківaх супроводжується ковзанням, яке залежить від навантаження, що передається;
- 3) підвищені сили на вали та підшипники;

- 4) потреба захисту паса від потрапляння масла та вологи, а також від високих температур;
- 5) потреба пристрою для натягування паса; б) низька довговічність пасів у швидкохідних приводах.

3. Умови роботи пасових передач

Розглянемо сили, що діють у вітках паса, роботу паса на шківках і напруження в ньому. Згідно із цим виявлятимуться причини і види відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач.

Для визначення сил у вітках паса розглянемо три характерних моменти (рис.5).

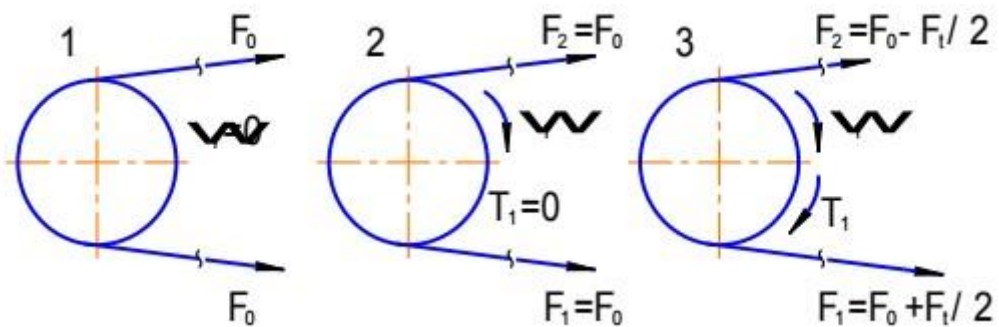


Рисунок 5– Сили у вітках паса

1) $\omega_1 = 0$ (передача нерухома); у цьому випадку обидві вітки мають однаковий попередній натяг, який дорівнює F_0 ;

2) $\omega_1 \neq 0, T_1 = 0$ (холоста робота передачі); нехтуючи дією відцентрових сил і сил тертя, можна припустити, що сила натягу (розтягу) ведучої вітки паса F_1 дорівнює і силі натягу веденої вітки F_2 , і силі попереднього натягу вітки F_0 ($F_1 = F_2 = F_0$);

3) $\omega_1 \neq 0, T_1 \neq 0$ (робочий режим), для якого $F_1 > F_2$.

Установимо зв'язок між силами F_1, F_2 і параметрами передачі. Скориставшись умовою рівноваги шківки і враховуючи, що розрахункова колова сила на шківках $F_t = 2 T_1 / d_1$, одержимо

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (1)$$

Неважко побачити, що

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (2)$$

Ураховуючи (1) і (2), одержуємо

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t, F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (3)$$

Як бачимо, сила, яка діє на пас, змінна. З іншого боку, зв'язок між F_1 і

F_2 установлюється формулою Ейлера

$$F_1 / F_2 = e^{f\beta}, \quad (4)$$

де e – основа натуральних логарифмів;

f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом (для клинопасових передач це зведений коефіцієнт тертя); β – кут ковзання, $\beta \approx 0,7 \alpha_1$.

Ураховуючи (3) і (4), одержуємо

$$F_1 = Ftq / (q - 1), q = e^{f\beta}, \quad (5)$$

$$F_2 = Ft / (q - 1). \quad (6)$$

Згідно з (2), (5) і (6) маємо

$$F_t = 2F_0\varphi, \quad (7)$$

де φ – коефіцієнт тяги пасової передачі $\varphi = F_t / 2F_0 = (q - 1) / (q + 1) < 1$.

Тобто коефіцієнт тяги φ являє собою відносне навантаження. Коефіцієнт φ дозволяє судити про те, яка частина попереднього натягу паса F_0 використовується корисно для передачі навантаження F_t , тобто φ характеризує міру завантаженості передачі.

Крім розглянутих сил, пас навантажується від дії відцентрових сил F_V , що розвиваються на дугах обхвату

$$F_V = qV^2,$$

де q – маса 1 м паса; V – швидкість паса.

Пас зазнає деформації розтягу по всій своїй довжині та згину на шківах. Напруження розтягу відповідно ведучої та веденої віток від дії сил F_1 і F_2

$$\sigma_{p1} = F_1 / A, \sigma_{p2} = F_2 / A.$$

Напруження розтягу від дії сили F_V

$$\sigma_V = F_V / A.$$

Якщо $V \leq 20$ м/с, то σ_V можна не враховувати.

Напруження згину відповідно на ведучому і веденому шківах

$$\sigma_{z21} = E \delta / d_1, \sigma_{z22} = E \delta / d_2,$$

де E – модуль пружності матеріалу паса; δ – товщина паса; d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів. Оскільки $F_1 > F_2, d_1 < d_2$, то

$$\sigma_{p1} < \sigma_{p2}, \sigma_{z21} > \sigma_{z22}.$$

Сумарні напруження в пасі $\sigma_{\Sigma} < \sigma_p + \sigma_{z2} + \sigma_v$.

На рис.4 зображена епюра сумарних напружень. З епюри випливає, що діючі в пасі напруження змінні і це зумовлює утомні руйнування паса. Найнапруженішим є переріз, який збігається з точкою 1 – тут робоча вітка набігає на ведучий шків. Максимальні напруження в цьому перерізі $\sigma_{max} = \sigma_{p1} + \sigma_{z21} + \sigma_v$.

4. Особливості кінематики пасових передач

У пасових передачах завжди має місце пружне ковзання паса по шківках, а за певних умов – буксування. Внаслідок неминучого пружного ковзання колова швидкість V_2 на веденому шківі менше колової швидкості V_1 на ведучому ($V_1 > V_2$). Швидкість паса на ведучому шківі спадає від V_1 до V_2 , а на веденому – зростає від V_2 до V_1 . При цьому повна дуга обхвату пасом шківка складається із двох ділянок – дуги спокою і дуги (визначається кутом β) пружного ковзання. Від співвідношення дуг пружного ковзання і спокою залежить запас сил тертя на шківі, який характеризує надійність відсутності буксування паса. При частковому буксуванні пас проковзує по шківу, при повному буксуванні пас і ведений шків зупиняються. Це аварійний режим роботи. При частих буксуваннях паси перегріваються і швидко зношуються. Величину

$$\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1$$

називають коефіцієнтом пружного ковзання, $\varepsilon = 0,01 - 0,015$.

Колові швидкості на шківках

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / 60, V_2 = \pi d_2 n_2 / 60.$$

Передаточне число пасової передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / (d_1 (1 - \varepsilon)).$$

Передаточні числа пасових передач, як правило, не перевищують 4–5.

5. Криві ковзання. Коефіцієнт тяги і ККД передачі

Графіки залежності $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$ називають кривими ковзання (рис.7). Їх одержують експериментально: при сталому натягу F_0 поступово підвищують корисне навантаження Ft і вимірюють ε . До деякого значення $\varphi = \varphi_{кр}$ (критичне значення) практично зберігається лінійна залежність ε від φ , Подальше збільшення навантаження приводить спочатку до часткового, а при граничному значенні коефіцієнта тяги φ_{max} до повного буксування передачі. У зоні між $\varphi_{кр}$ і φ_{max} наявне як пружне ковзання, так і буксування.

Відношення $\varphi_{max} / \varphi_{кр}$ характеризує розмір зони часткового буксування і, таким чином, здатність передачі до перевантаження.

ККД передачі теж зростає до $\varphi_{кр}$, досягає при ньому максимального значення, а потім різко зменшується в зоні часткового буксування у зв'язку зі зростанням витрат енергії на тертя. Звідси випливає, що заштрихована зона відповідає оптимальним значенням параметрів пасової передачі.

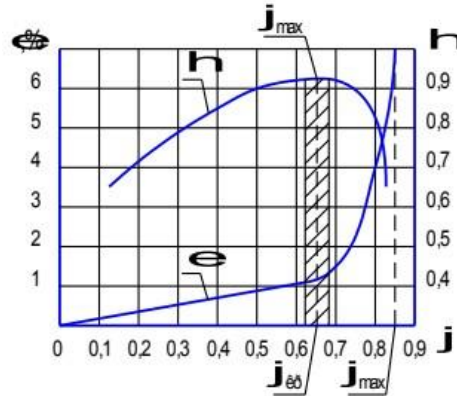


Рисунок 7 – Криві ковзання (ε) і ККД (η) пасової передачі

За значенням φ роблять висновки про міцність зчеплення паса зі шківками або, іншими словами, про тягову здатність передачі. У зв'язку з викладеним можна сформулювати шляхи підвищення тягової здатності

пасових передач. Для цього скористаємося виразом $\varphi = (e^{f\beta} - 1) / (e^{f\beta} + 1)$.

Звідси випливає, що φ можна підвищити завдяки:

- 1) збільшенню коефіцієнта тертя f вибором відповідного матеріалу паса;
- 2) збільшенню кута ковзання β , тобто кута α_1 :
 - а) зменшенням передаточного числа u при заданому a ;
 - б) збільшенням a при заданому u ;
 - в) установленню натяжного ролика поблизу ведучого шківки на веденій (з меншим натягом) вітті.

Для плоскопасових передач $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для клинопасових $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

У приводах із швидкісними двигунами пасова передача встановлюється до редуктора.

6. Види і причини відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач

Бувають такі види відмов:

- 1) порушення тягової здатності – буксування;

2) утомні руйнування паса через змінні напруження в ньому, причому істотно впливають напруження згину.

Головними критеріями працездатності пасових передач є тягова здатність та опір утоми паса. Тому пасові передачі розраховують на тягову здатність і довговічність паса.

Тягова здатність передачі характеризується значенням максимально допустимої колової сили F_t або напруження σ_t . Довговічність паса залежить не тільки від значення напружень, а також і від характеру та частоти зміни цих напружень (насамперед від напружень згину σ_{3z}). Частота циклу напружень дорівнює частоті пробігів паса

$$n_{проб} = V / L,$$

де L – довжина паса.

Чим більше $n_{проб}$, тим менше довговічність паса. Тому частоту пробігів обмежують (для клинових пасів $[n_{проб}] = 15 - 20$ 1/с).

7. Навантаження на вали та опори пасової передачі

Сили натягу віток паса передаються на вали та опори. Рівнодійна сила на вал

$$F_B = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} + 2 F_1 F_2 \cos \gamma \approx 2 F_0 \cos(\gamma/2).$$

Звичайно F_B у 2 – 3 рази більше колової сили F_t – це недолік пасової передачі.

Питання для самоперевірки:

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.

Лекція № 19 Ланцюгові передачі

План

1. Загальні відомості про ланцюгові передачі та типи ланцюгів
2. Переваги та недоліки ланцюгових передач
3. Основні характеристики ланцюгових передач
4. Конструкція втулково-роликового і зубчастого ланцюга
5. Зірочки
6. Матеріали деталей ланцюгових передач
7. Види та причини відмов ланцюгових передач
8. Критерії працездатності та розрахунку

1. Загальні відомості про ланцюгові передачі та типи ланцюгів

Ланцюгова передача належить до передач зачепленням з гнучким зв'язком (ланцюгом). Складається із ведучої та веденої зірочок, розміщених на відповідних валах, і ланцюга, що знаходиться у зачепленні із зірочками. Їх використовують для передавання обертання зі сталим середнім передаточним відношенням при значних міжосьових відстанях (до 8 м), а також для одночасного приведення в рух кількох паралельних валів або коли потрібно виконати обхід окремих машинних частин, розміщених між ведучим і веденим валами.

Принцип дії ланцюгової передачі оснований на зачепленні ланцюга з зірочками. Найчастіше ланцюгові передачі використовують у приводах малої та середньої потужності ($P \leq 50$ кВт), де швидкість ланцюга досягає $V_{л} = 10 - 15$ м/с. Проте зустрічаються передачі з $V_{л}$ до 30 – 35 м/с (з частотою обертання ведучої зірочки до 3000 хв^{-1} та більше) і передаваною потужністю у тисячі кіловат.

Ланцюгові передачі найбільшого поширення набули в сільськогосподарських і легких транспортних машинах, у судно-, автомобіле- та верстатобудуванні, гірничорудному, нафтовому, хімічному, металургійному устаткуванні та в інших галузях машинобудування. Останнім часом ланцюгові передачі використовують у варіаторах швидкості, які припускають безступінчасту зміну частоти обертання веденого вала. Принцип дії ланцюгових передач ґрунтується на зачепленні ланцюга із зубцями зірочок. Навантажувальна здатність вища за пасові, але нижча за зубчасті. В приводах зі швидкісними двигунами ланцюгова передача встановлюється після редуктора.

Загальна схема передачі аналогічна до пасової (рис.1 де 1, 2 – ведуча і ведені зірочки, 3 – ланцюг), натяжний пристрій може бути, а може і не бути, тому що провисання ланцюга забезпечує його самонатягання.

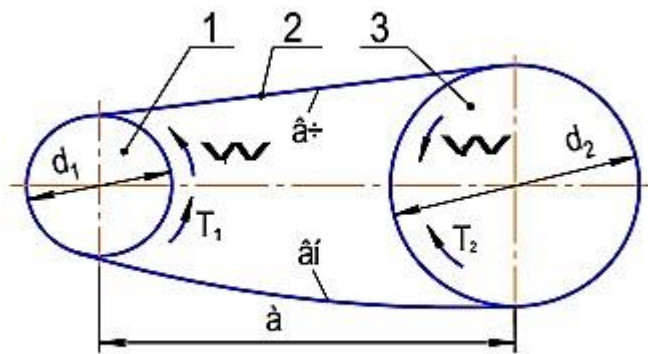


Рисунок 1 – Схема ланцюгової передачі

Класифікація

Прийнято класифікувати ланцюгові передачі за такими ознаками:

- за типом ланцюга: на передачі з роликowymi, втулковими та зубчастими ланцюгами;
- за способом регулювання натягу ланцюга: нерегульовані (з постійною міжосьовою відстанню), з періодичним і автоматичним регулюванням натягу;
- за кількістю ведених зірочок, охоплених одним ланцюгом: однозірчкові і багатозірчкові;
- за призначенням ланцюги поділяють на такі типи:
 - 1) вантажні; 2) тягові;
 - 3) приводні.

Вантажні ланцюги використовують для підвішування, піднімання та опускання вантажів у вантажопідійомних машинах. Ці ланцюги працюють при малих швидкостях ($v \leq 0,25$ м/с) і великих навантаженнях. Їх виконують переважно з овальними зварними ланками.

Тягові ланцюги використовують у конвеєрах для переміщення вантажів; працюють при середніх швидкостях ($v = 2 - 4$ м/с); складаються з деталей (пластин, осей, втулок) простої форми.

Приводні ланцюги служать в приводах машин для передачі механічної енергії від одного вала до іншого. Саме їх і вивчають у курсі деталей машин. 2. Переваги та недоліки ланцюгових передач **Переваги:**

- 1) сталість передаточного числа;
- 2) можливість роботи при значних короточасних перевантаженнях;

- 3) принцип зачеплення (а не тертя, як у пасових передачах) не вимагає попереднього натягування ланцюга, у зв'язку з чим зменшується навантаження на вали та підшипники;
- 4) можливість приведення одним ланцюгом декількох ведених зірочок, кут обхвату яких може бути $\alpha_2 \approx 30^\circ$;
- 5) можливість використання у значному діапазоні міжосьових відстаней;
- 6) менші, ніж у пасових, габарити; 7) високий ККД ($\eta = 0,96 - 0,98$).

Недоліки:

- 1) зношування шарнірів ланцюга і його витяжка, що призводить до збільшення кроку ланцюга і порушення зачеплення;
 - 2) нерівномірність руху ланцюга через зміну миттєвого радіуса зірочки, що призводить до підвищеної динаміки і шуму;
 - 3) необхідність змащування ланцюга, захисту його від пилу і забруднення;
 - 4) висока вартість ланцюгів.
- Основною причиною недоліків є те, що ланцюг складається із окремих жорстких ланок, які розташовуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику.

3. Основні характеристики ланцюгових передач Розглянемо основні параметри ланцюгових передач.

Потужність передачі $P = F_t \cdot V_l$.

Швидкість ланцюга $V_l = n_i \cdot Z_i \cdot p_l / 60000$, $i = 1; 2$, де n_i – частота обертання зірочки, хв^{-1} ; Z_i – число зубців зірочки; p_l – крок ланцюга, мм.

Зі швидкістю ланцюга пов'язані знос деталей передачі, шум і динамічні навантаження.

Число зубців ведучої зірочки $Z_1 = 29 - 2u$, де u – передаточне число, причому $Z_1 > Z_{1min}$.

Для тихохідних передач ($V_l < 2 \text{ м/с}$) $Z_{1min} = 13 - 15$; при $V_l > 2 \text{ м/с}$ $Z_{1min} = 19$, для передач, що працюють з ударними навантаженнями $Z_{1min} = 23$.

Число зубців більшої веденої зірочки $Z_2 = Z_1 \cdot u$.

Для втулково-роликкових ланцюгів $Z_{2max} = 100 - 120$; для зубчастих ланцюгів $Z_{2max} = 120 - 130$.

Для рівномірного зношування ланцюга рекомендується брати Z_1 непарним, а Z_2 парним.

Передаточне число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1 < 7 .$$

В окремих тихохідних передачах $u < 10$.

Крок ланцюга p_l є його основним параметром. Зі збільшенням кроку ланцюга зменшується швидкохідність, збільшуються розміри та вага деталей ланцюга і його максимальне навантаження. Відповідно до міжнародних стандартів приводні ланцюги мають крок, кратний дюйму (25,4 мм) або його частці.

Міжосьова відстань a суттєво впливає на працездатність ланцюга. При малих її значеннях ланцюг швидко зношується, при великих – ведена вітка сильно провисає, що призводить до її коливань. Нормальна робота передачі забезпечується при $a = (20 - 80) p_l$, оптимальною вважається $a_{opt} = (30 - 50) p_l$, мінімальне значення визначається з умови забезпечення достатнього кута обхвату ланцюгом меншої зірочки (α_l не менше 120°).

Ланцюг повинен мати певне провисання для зменшення навантаження від сили ваги та радіального биття зірочок. Для цього міжосьову відстань зменшують на 0,2 – 0,4 %.

Кількість ланок ланцюга бажано брати парною, оскільки при непарній кількості ланок необхідно використовувати спеціальні з'єднувальні ланки, що мають трохи меншу міцність. Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга (рис. 4).

Ділильний діаметр зірочки

$$d = p_l / \sin (\pi / Z) .$$

4. Конструкція втулково-роликового і зубчастого ланцюга

У машинах застосовуються тягові ланцюги – для переміщення вантажів у транспортувальних машинах; вантажні – для підвішування вантажів; приводні – для використання в ланцюгових передачах.

Основні типи приводних ланцюгів: роликові, втулкові та зубчасті. У приводах сільськогосподарських машин також широко використовуються спеціальні приводні ланцюги: роликові із зігнутими пластинами, фасонні крючкові, фасонні втулочно - штирьові тощо.

У передачах використовують такі типи стандартних (за ГОСТ) приводних ланцюгів:

- 1) втулкові (ПВ), які мають меншу масу і вартість;
- 2) роликові (ПР), швидкість яких $V_{л} \leq 20$ м/с;
- 3) зубчасті (ПЗ), які використовуються для швидкісних передач ($V_{л} > 20$ м/с), мають більшу тягову здатність, кінематичну точність, плавність і менший шум під час роботи.

1. Конструкцію роликового ланцюга зображено на рис. 2, де позначено:

- 1) валик (вісь), виступаючі кінці якого розклепані;
- 2) втулка, яка вільно обертається на валику 1;
- 3) внутрішні пластини, які напресовані на втулку 2; 4) зовнішні пластини, які напресовані на валик 1; 5) ролик, який вільно обертається на втулці 2.

Призначення роликів – зменшити спрацювання зубців зірочок – найдорожчих деталей передачі. Ланцюг без роликів називають втулковим.

Геометричні параметри і характеристики роликових ланцюгів наведені в підручниках.

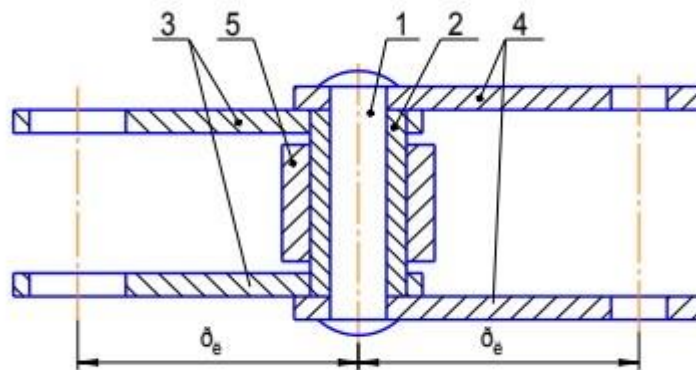


Рисунок 2 – Конструкція роликового ланцюга

Роликові ланцюги виготовляють однорядними та багаторядними (двох, трьох та чотирьох рядні). 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 провертатись.

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.

2. 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.

3. Конструкція зубчастого ланцюга. Ланки зубчастого ланцюга набирають із робочих 1 і напрямних 2 пластин, які насаджують на деталі шарнірів кочення – сегментні призми (вкладиші) 3 (рис. 3). Напрямні пластини виконують осьову фіксацію ланцюга на зірочках. Вони відрізняються від робочих пластин тим, що не мають середнього вирізу під зубець зірочки (на зірочках є кільцеві проточки). Шарнір припускає поворот ланок на 30° в обидва боки. Отже, зубчасті ланцюги складаються з набору пластин з двома зубоподібними виступами. Виготовляються широкими, що дозволяє передавати значні навантаження при швидкостях до 35 м/с.

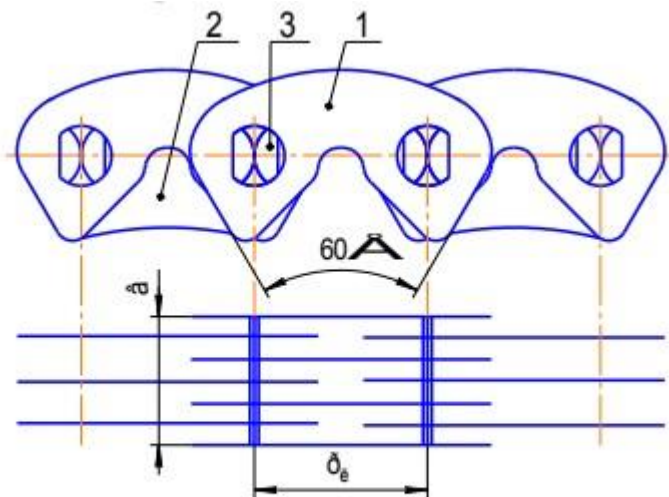


Рисунок 3 – Конструкція зубчастого ланцюга

5. Зірочки

Зубці зірочок повинні забезпечувати вільний вхід і вихід деталей ланцюгів – роликів у роликового ланцюга та пластин у зубчастого ланцюга.

Основні параметри зірочок – крок, число зубців Z , профіль зубців і його параметри.

Розрізняють кроки кутовий (коловий) $\tau = 2\pi / Z$ і хордальний, який дорівнює кроку ланцюга p_l (рис. 4).

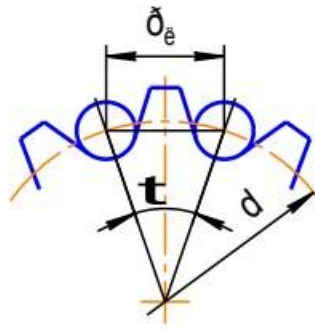


Рисунок 4 – Схема розміщення шарнірів роликового ланцюга на зубцях зірочки

Для зірочок, які працюють із роликівими ланцюгами, частіше використовують увігнутий профіль (1) зубців, а зірочки для зубчастих ланцюгів мають прямолінійний профіль (2) зубців (рис. 5). Усі параметри таких профілів нормовані стандартами.

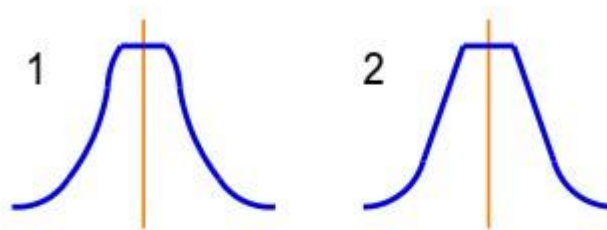


Рисунок 5 – Профілі зубців зірочок

6. Матеріали деталей ланцюгових передач

Матеріал і зміцнювальна обробка деталей ланцюга та зірочки істотно впливають на їх довговічність, стійкість проти зносу та ударного навантаження.

Матеріал пластин – середньовуглецеві та леговані сталі: 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A та ін. з термообробкою до твердості 40 – 50 HRC.

Матеріал деталей шарнірів (валиків, втулок, призм, роликів) – цементовані сталі: 15, 20, 15X, 20X, 12XH3 та ін. Зміцнювальна обробка – цементация з паралельним загартовуванням до твердості 55 – 65 HRC.

Ефективним є застосування газового ціанування.

Матеріал зірочок – середньовуглецеві та леговані сталі із поверхневим та об'ємним загартовуванням до твердості 45 – 55 HRC або цементовані сталі із загартовуванням до твердості 55 – 60 HRC.

Зірочки з великим числом зубців для тихохідних передач допускається виготовляти з чавуну марок СЧ20, СЧ30 із загартовуванням. У сільськогосподарських машинах (при підвищених вимогах до зносостійкості) використовують зірочки з антифрикційного та високоміцного чавуну із загартовуванням.

7. Види та причини відмов ланцюгових передач

Основний вид відмови більшості ланцюгових передач – спрацювання деталей шарнірів ланцюга, зумовлене відносними кутовими переміщеннями ланок. У зв'язку з цим, а також унаслідок змінання деталей шарнірів крок збільшується і ланцюг видовжується, шарніри при зачепленні із зірочками піднімаються по профілю зубів і можлива втрата їх зачеплення із зірочками. Для компенсації видовження ланцюга передбачаються натяжні пристрої.

У швидкісних важко навантажених передачах, які працюють у закритих картерах із достатнім мащенням, спостерігаються утомні руйнування деталей ланцюга – роликів, втулок і особливо пластин.

Крім того, спостерігається спрацювання зубів зірочок. У високошвидкісних передачах можливе заїдання шарнірів. У процесі роботи ланцюгової передачі нерідко спостерігаються поперечні коливання віток ланцюга, що призводить до підвищеного зношування шарнірів. Для запобігання таким коливанням на веденій вітці встановлюються вигнуті напрямні шини, які натягують ланцюг, а на ведучій – башмаки-заспокоювачі.

Таке рішення прийняте в ланцюгових передачах двигунів автомобілів „Жигулі”.

8. Критерії працездатності та розрахунку

Працездатний стан ланцюгових передач зумовлений такими критеріями:

- 1) зносостійкістю шарнірів ланцюга;
- 2) опором утоми пластин ланцюга;
- 3) ударно-циклічною міцністю роликів і втулок ланцюга;
- 4) контактною міцністю валиків і втулок (стійкістю до заїдання).

Для запобігання більшому від допустимого зношуванню впродовж розрахункового строку служби приводні ланцюги розраховуються на зносостійкість шарнірів. Змінні напруження розтягу і згину в пластинах призводять до втомного руйнування пластин по вушках, тому виконується розрахунок на витривалість пластин.

Для попередження появи пластичної деформації і розриву ланок ланцюга виконується розрахунок на статичну міцність за піковим (максимальним) навантаженням. Ресурс ланцюга суттєво залежить від способу і типу змащування ланцюгової передачі, а також від точності виготовлення ланцюга за кроком, тому стандарти встановлюють початкове відхилення (тільки позитивне) для ланцюгів нормальної

точності $\Delta p_n \leq 0,00225 p_n$ і для ланцюгів підвищеної точності $\Delta p_n \leq 0,0015 p_n$.

Питання для самоперевірки:

1. Переваги і недоліки ланцюгових передач.
2. Які ланцюги використовують як приводні?
3. Чим відрізняється роликівий ланцюг від втулкового?
4. Який параметр ланцюга визначає всі інші параметри?

5. Чому обмежується кутова швидкість меншої зірочки залежно від її числа зубців та кроку ланцюга?
6. Із яких міркувань рекомендують вибирати непарне число зубців зірочок передачах з роликівими ланцюгами?

Лекція № 20 Черв'ячні передачі

План

1. Призначення черв'ячних передач
2. Переваги та недоліки
3. Класифікація черв'ячних передач
4. Геометрія черв'ячної передачі

1. Призначення черв'ячних передач

Черв'ячна передача належить до передач зачепленням і призначена для передавання обертального руху між валами з осями, що перехрещуються (рис. 1). Існують також циліндричні (гвинтові) та конічні (гіпоїдні) зубчасті передачі з валами, що перехрещуються.

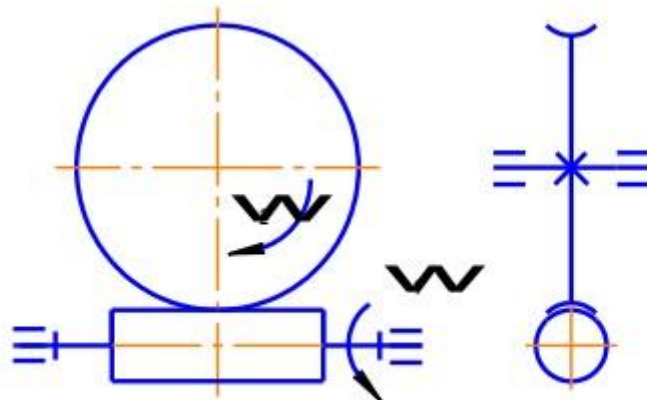


Рисунок 1 – Схема черв'ячної передачі

Основні елементи черв'ячної передачі – черв'як і черв'ячне колесо із зубцями особливої (дугової в осьовому перерізі) форми. Це забезпечує облягання тіла черв'яка на певній дузі обхвату і збільшення довжини контактних ліній.

У більшості випадків ведучим є черв'як, хоча є передачі з ведучим колесом (наприклад, мультиплікаторні приводи швидкохідних центрифуг).

Черв'ячна передача належить до зубчато-гвинтових, тому що їй притаманні властивості зубчастої та гвинтової передач.

Черв'ячні передачі порівняно із зубчастими складніші та дорожчі. Їх використовують при великих передаточних числах 8 – 100 (у спеціальних випадках – до 1000). Відносно низький ККД і схильність черв'ячних передач до заїдання і підвищеного зношування обмежують їх використання областю низьких і середніх потужностей (до 50 кВт).

2. Переваги та недоліки

Переваги

- плавність та безшумність роботи при високих швидкостях;
- достатньо висока надійність та простота догляду в експлуатації;
- компактність, тобто малі габаритні розміри при великому передаточному числі;
- можливість виконання передачі 168амо гальмівною (неможлива передача обертового руху від черв'ячного колеса до черв'яка.

Недоліки

- порівняно невисокий ККД, що не перевищує у деяких випадках 0,70-0,85;
- потреба використання для черв'ячного колеса дорогих антифрикційних матеріалів; - мала несуча здатність.

3.Класифікація черв'ячних передач

Залежно від форми зовнішньої поверхні черв'яка передачі бувають з циліндричним (Рис. 2, а, б) або з глобоїдним (Рис. 2, в) черв'яком.

Якісні показники глобоїдної передачі вище, оскільки вона має підвищений ККД і більш високу несучу здатність. Однак, черв'ячна передача з глобоїдним черв'яком складніше у виготовленні, збірці і дуже чутлива до осьового зміщення черв'яка, що викликається, наприклад, зношуванням підшипників. На практиці найчастіше застосовують передачі з циліндричними черв'яками.

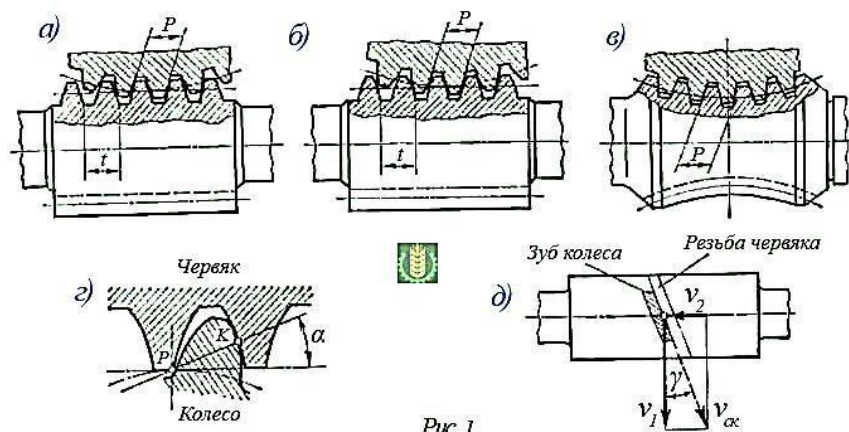


Рисунок 2 - Класифікація черв'ячних передач

Залежно від характеру гвинтової поверхні черв'яка розрізняють лінійчаті і не лінійчаті черв'яки.

Лінійчаті гвинтові поверхні утворюються гвинтовим рухом прямої лінії, не лінійчаті - гвинтовим рухом заданої кривої. Лінійчаті гвинтові поверхні простіше у виготовленні, тому вони поширені більш широко.

Залежно від профілю гвинтової поверхні черв'яка черв'ячні передачі бувають з евольвентним, архімедовим, конволютним і нелінійчатим черв'яками. Отримання того чи іншого виду гвинтової поверхні у витків черв'яка залежить від способу нарізування.



Рисунок 2 – Класифікація залежно від профілю гвинтової поверхні черв'яка

Передачі з конволютними черв'яками так само, як і з архімедовим, мають обмежене застосування, в основному в умовах дрібносерійного виробництва.

Залежно від напрямку лінії витка черв'яка черв'ячні передачі бувають з правим (переважно для застосування) і лівим напрямком лінії витка.

Черв'ячні передачі розрізняються, також, по розташуванню черв'яка щодо колеса - з нижнім, верхнім і бічним розташуванням.

Найбільш поширені передачі з нижнім або верхнім розташуванням черв'яка, при цьому верхнє розташування черв'яка краще в швидкісних передачах, оскільки при такій конструкції менше розбризкується мастило.

Черв'ячні передачі з нижнім розташуванням черв'яка зазвичай застосовують при картерний спосіб змащування і при окружній швидкості черв'яка $v_1 \leq 5$ м / сек.

Бічне розташування черв'яка щодо колеса найчастіше диктується раціональністю компоновання передачі.

Черв'ячні передачі можуть бути виконані в закритому і відкритому виконанні. Відкриті черв'ячні передачі застосовуються в мало відповідальних вузлах, ручних приводах, при невисоких швидкостях і переданих навантаженнях.

Застосування черв'ячних передач

Черв'ячні передачі широко застосовують в транспортних і підйомнотранспортних машинах при невеликих і середніх потужностях (механізм підйому ліфта, лебідки, талі, трансмісії транспортних машин і ін.), А також з метою отримання малих і точних переміщень (ділильні пристрої верстатів, механізми настройки, регулювання і ін.).

Застосування черв'ячних передач для передачі потужності понад 200 кВт вважається неекономічним через порівняно низького ККД і необхідність в ефективному охолодженні черв'ячної пари.

Внаслідок зазначених недоліків нераціонально застосовувати черв'ячні передачі в умовах безперервної дії при потужностях понад 30 кВт. При роботі в повторно-короткочасних режимах вони можуть виявитися ефективними і при великих потужностях.

4. Геометрія черв'ячної передачі

Геометричні розміри черв'яка і колеса визначають за формулами, аналогічним формулами для зубчастих коліс. У черв'ячної передачі розрахунковим є осьовий модуль черв'яка m , рівний торця модулю черв'ячного колеса. Значення осьового модуля черв'яка (в мм) вибирають з ряду: ... 4; 5; 6,3; 8 ...

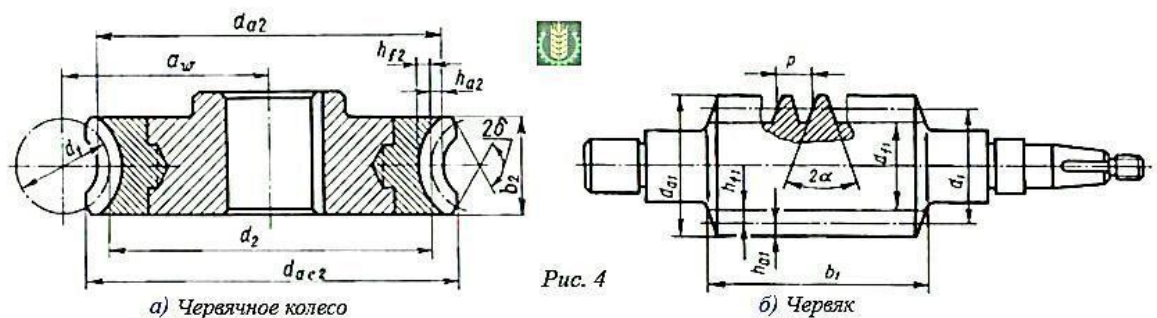


Рисунок 3 – Основні геометричні розміри черв'яка

Основними геометричними розмірами черв'яка є (рис. 3):

ділительний діаметр, тобто діаметр такого циліндра черв'яка, на якому товщина витка дорівнює ширині западини:

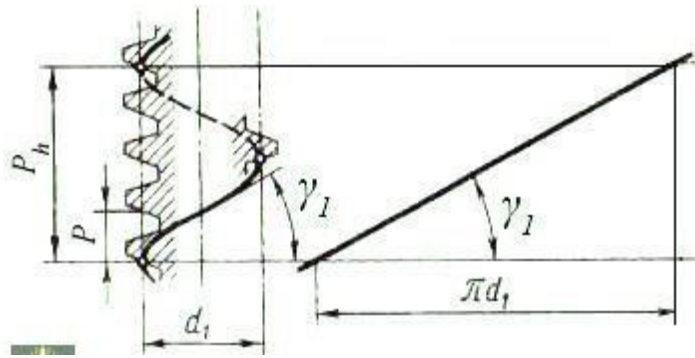
$$d_1 = m q,$$

де: q - число модулів в ділительному діаметрі черв'яка або коефіцієнт діаметра черв'яка. З метою скорочення номенклатури зуборізних інструментів значення q стандартизовані: 8; 10; 12,5; 16; 20 ...

розрахунковий крок черв'яка: $P = \pi m$,

хід витка: $Ph = P z_1$,

де: z_1 - число витків черв'яка: 1, 2 або 4 ($z_1 = 3$ стандартом не передбачено);



кут профілю α : для
 евольвентних, архімедівських і
 конволютних черв'яків $\alpha = 20^\circ$;
 для черевиків, утворених
 тором, $\alpha = 22^\circ$;
 діаметр
 вершин

витків: $da_1 = d_1 + 2m$, діаметр западин витків: $df_1 = d_1$

- $2,4m$, ділительний кут підйому лінії витка (див. рис.

4):

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = Ph / (\pi d_1) = \pi m z_1 / (\pi m q) = z_1 / q,$$

довжина нарізаної частини: $-b_1$.

Для черв'яка в передачі зі зміщенням додатково обчислюють:

діаметр початкового циліндра (початковий діаметр): $dw_1 = m /$
 $(q + 2x)$,

де x - коефіцієнт зміщення.

кут підйому лінії витка на початковому циліндрі: $\operatorname{tg} \gamma_1 = z_1$
 $/(q + 2x)$,

де x - коефіцієнт зміщення.

Геометричні розміри вінця черв'ячного колеса

Зуби на черв'ячній колесі найчастіше нарізають черв'ячною фрезою, яка представляє собою копію черв'яка, з яким буде зачіпатися черв'ячне колесо. Тільки фреза має ріжучі кромки і дещо більший (на подвійний розмір радіального зазору в зачепленні) зовнішній діаметр.

Основні геометричні розміри вінця черв'ячного колеса визначають в середньому його перетині.

Ділительний d_2 і співпадає з ним початковий dw_2 діаметр колеса при числі z_2 зубів (рис. 3): $d_2 = dw_2 = m z_2$,

Міжосьова відстань черв'ячної передачі:

$$a = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5 (mq + mz_2) = 0,5m (q + z_2).$$

Черв'ячні передачі зі зміщенням виконують з метою забезпечення стандартного або заданого значення міжосьової відстані. Здійснюють це, як і в зубчастих передачах, зміщенням на xm фрези щодо заготовки при нарізанні зубів колеса: $a_w = a + x m = 0,5m (q + z_2 + 2x)$.

Для стандартних редукторів a_w : ... 80, 100, 125, 140, 160,

Для нарізування зубів коліс в передачах із зсувом і без зсуву використовують один і той же інструмент. Тому нарізування зі зміщенням виконують тільки у колеса.

При заданому міжосьовій відстані коефіцієнт зміщення інструмента.

Значення коефіцієнта x зміщення інструменту вибирають за умовою неподрізання і не загострення зубів. Слід надавати перевагу позитивні зсуви, при яких одночасно підвищується міцність зубів колеса.

Рекомендують для передач з черв'яком:

- Евольвентним $0 \leq x \leq 1$ (переважно $x = 0,5$);
- Освіченим тором $1,0 \leq x \leq 1,4$ (переважно $x = 1,1-1,2$).

Діаметр вершин зубів : $da_2 = d_2 + 2m(1 + x)$,

Діаметр западин зубів: $df_2 = d_2 - 2m(1,2 - x)$,

Найбільший діаметр черв'ячного колеса: $dam_2 \leq da_2 + 6m(z_1 + k)$, де $k = 2$ для передач з евольвентним черв'яком; $k = 4$ для передач,

нелінійчатих поверхня яких утворюють тором.

Ширина b_2 вінця черв'ячного колеса залежить від числа витків черв'яка: $b_2 = 0,355a_w$ при $z_1 = 1$ або 2 $b_2 = 0,315a_w$ при $z_1 = 4$. Черв'ячне колесо є косозубих з кутом u_w нахилу зуба.

Умовний кут 2δ обхвату для розрахунку на міцність знаходять по точках перетину кола діаметром $(da_1 - 0,5t)$ з лініями торців вінця черв'ячного колеса.

Питання для самоперевірки:

1. Поясніть принцип роботи черв'ячної передачі. Чим він відрізняється від принципу роботи зубчастої передачі?
2. Вкажіть основні переваги та недоліки черв'ячних передач порівняно з іншими передачами.
3. Які бувають види циліндричних черв'яків?
4. Назвіть основні параметри черв'яка.
5. Як визначають основні параметри черв'ячного колеса?
6. З якою метою виготовляють черв'ячні передачі зі зміщенням?
7. Які матеріали використовують для виготовлення черв'яків, черв'ячних коліс? Як вони вибираються?
8. Які види пошкоджень характерні для черв'ячних передач? 10. За якими критеріями виконують розрахунки черв'ячних передач?

Лекція № 21 Планетарні зубчаті передачі

План

1. Загальні відомості
2. Переваги і недоліки планетарних передач.
3. Схеми планетарних передач

Планетарними називають передачі, які мають зубчасті колеса з рухомими осями. Найбільш поширеніша проста однорядна планетарна передача (рис.1), складається з центрального колеса a з зовнішніми зубами, нерухомого центрального колеса b з внутрішніми зубами, сателітів g - коліс з зовнішніми зубами, зачіпляються одночасно с a та b (тут число сателітів $nw = 3$), і воділа h , на якому закріплені осі сателітів. Водило пов'язане з тихохідним валом. У планетарній передачі одне колесо зупинено (пов'язане з корпусом).

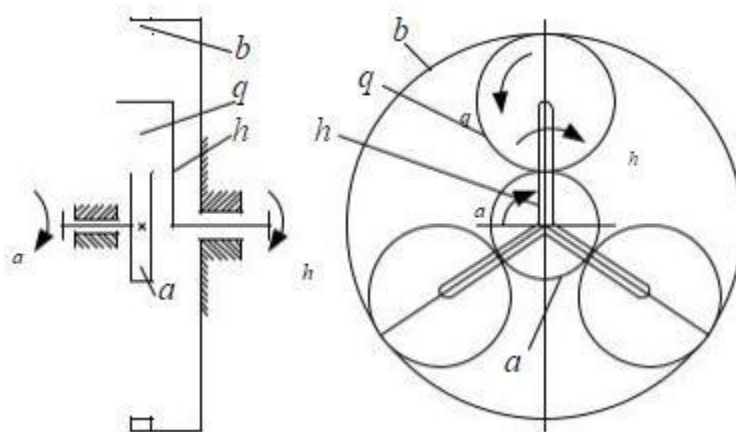


Рисунок 1 – Планетарна передача

При нерухомому колесі b обертання колеса a викликає обертання сателіта g щодо власної осі, а обкатування сателіта по колесу b переміщує його вісь і обертає водило h . Сателіт таким чином здійснює обертання щодо водила і разом з водилом навколо центральної осі, тобто здійснює рух, подібне руху планет. Тому передачі називають планетарними.

При нерухомому колесі b рух передають найчастіше від колеса a до воділа h ; можлива передача руху від воділа h до колеса a .

Основними ланками називають такі, які навантажені зовнішнім обертаючим моментом. Для передачі, зображеної на рис. 1, основні ланки a , b , h , тобто два центральних колеса ($2K$) і водило h . Такі передачі умовно позначають $2K - h$. Зовнішні моменти на ланках позначають: T_a , T_b , T_h .



В планетарних передачах застосовують не тільки циліндричні, але й конічні колеса з прямим або косим зубом.

Якщо в планетарній передачі рухливі всі ланки, тобто обидва колеса і водило, то таку передачу називають диференціальною. За допомогою диференціального механізму можна підсумувати рух двох ланок на одному або розкласти рух однієї ланки на два інших. Наприклад, в диференціалі ведучого моста автомобіля рух від воділа h передають одночасно колесам a та b , що дозволяє при повороті одному колесу обертатися швидше іншого.

2. Переваги і недоліки планетарних передач.

Переваги:

1. Малі габарити і маса внаслідок передачі потужності по декільком потокам, число яких дорівнює числу сателітів, При цьому навантаження в кожному зачепленні зменшена в кілька разів.

2. Зручність конструювання в машинах завдяки співвісності ведучого і веденого валів.

3. Робота з меншим шумом в порівнянні зі звичайними зубчастими передачами, що пов'язано з меншими розмірами коліс і замиканням сил в механізмі. При симетричному розташуванні сателітів сили в передачі взаємно врівноважуються.

4. Малі навантаження на вали і опори, що спрощує конструкцію опор і знижує втрати в них.

5. Можливість отримання великих передавальних відносин при невеликому числі зубчастих коліс і малих габаритах.

Недоліки:

1. Високі вимоги до точності виготовлення і монтажу передачі.

2. Велике число деталей (підшипників), складніша збірка.

Планетарну передачу застосовують як: редуктор в силових передачах і приладах; коробку передач, передавальне відношення в якій змінюють шляхом почергового гальмування різних ланок (наприклад, водила або одного з коліс); диференціал в автомобілях, тракторах, верстатах, приладах.

Часто застосовують планетарну передачу, поєднану з електродвигуном (мотор-редуктор, мотор-колесо).

3. Схеми планетарних передач

Існує багато різних типів планетарних передач. Найбільш широко застосовують однорядну планетарну передачу, схема якої показана на рис. 1. Це передача $2K - h$, вона конструктивно проста, має малі розміри. Знаходить застосування в силових і допоміжних приводах. ККД передачі $\eta = 0,96 - 0,98$ при $u_{ah}^b = 3 - 8$.

Для отримання великих передавальних відносин в силових приводах застосовують багатоступінчасті планетарні передачі. На рис. 2, а планетарна передача складена з двох послідовно з'єднаних однорядних планетарних передач з передавальними відношеннями u_1, u_2 . Загальне передавальне відношення і ККД η в цьому випадку

$$u = u_1 u_2 \leq 64; \eta = \eta_1 \eta_2 = 0,92 - 0,96.$$

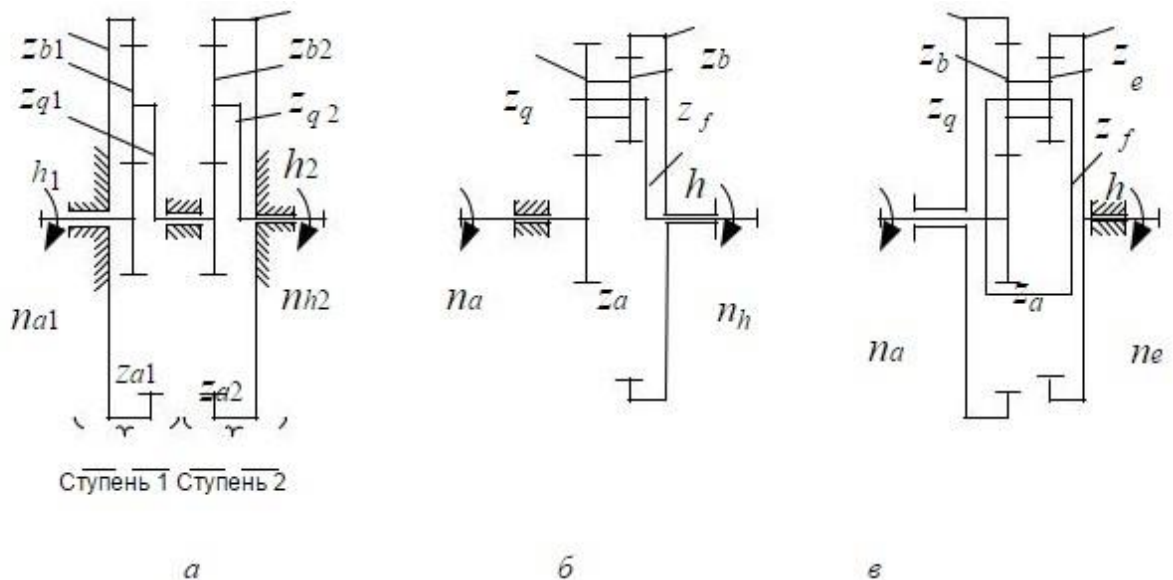


Рисунок 2 – Схеми планетарних передач

На рис. 2, б показана схема планетарної передачі з дворядним сателітом. Основні ланки: a, b - два центральних колеса і воділо h , передача $2K - h$. Передавальне відношення при передачі руху від колеса a до воділа h і закріпленому колесі b ($\omega_b = 0$). $u_{hab} = \omega_a / \omega_h = n_a / n_h \cdot 1 - z_b z_g / (z_f z_a)$.

В цій передачі $u_{ha}^b = 3 - 19$ при $\eta = 0,95 - 0,97$.

На рис. 2, в показана схема планетарної передачі $3K$. Основні ланки a, b, e - три центральних колеса. Воділо h служить тільки для утримання сателітів. Передавальне відношення при передачі руху від колеса a до колеса e і закріпленому колесі b ($\omega_b = 0$)

В цій передачі $u_{ae}^b = 16 - 200$ (до 1600) при $\eta = 0,9 - 0,7(0,4)$

Питання для самоперевірки:

1. Які передачі називають планетарними?
2. Назвіть недоліки і переваги планетарних передач.
3. Область застосування планетарних передач?

Лекція № 22 Вали і осі

План

1. Призначення валів і осей
2. Класифікація валів
3. Основні конструктивні елементи валів
4. Умови роботи, види відмов, матеріали валів
5. Розрахунки валів на міцність
6. Уточнений розрахунок валів на витривалість
7. Розрахунок валів на жорсткість
8. Розрахунок валів на вібростійкість

1. Призначення валів і осей

Деталі обертового руху: зубчасті колеса, шківни, зірочки, маховики, ролики, барабани, кулачки, важелі, затискні патрони і т. ін. установлюють на валах або осях, конструктивно забезпечуючи їм фіксоване положення в машині.

Принципова відмінність валів, як деталей, від осей полягає в тому, що вал передає крутний момент уздовж своєї геометричної осі від однієї закріпленої на ньому деталі до іншої, обертаючись при цьому, тобто осі зазнають лише деформації згину, а вали – деформації як згину, так і кручення. Осі є окремим випадком валів і можуть бути рухомими та нерухомими, вали – лише рухомими.

Вали під час роботи машини знаходяться у складному двовісному напруженому стані (кручення зі згином).

Осі несуть на собі закріплені деталі і сприймають радіальні навантаження (іноді в сполученні з осьовими), але не передають крутний момент і завжди знаходяться в одновісному напруженому стані (згин). Осі можуть обертатися (колісні пари залізничних вагонів) і бути нерухомими (переднє колесо велосипеда обертається на підшипниках, установлених на закріпленій нерухомій осі).

Вали та осі служать для закріплення посажених на них деталей і забезпечують геометричну вісь обертання цих деталей. При цьому вали сприймають сили, які діють на деталі, і передають їх на опори.

2. Класифікація валів

1) Вали поділяють за конструкцією та формою на:

- прямі (вивчаються в курсі деталей машин) рис.1;

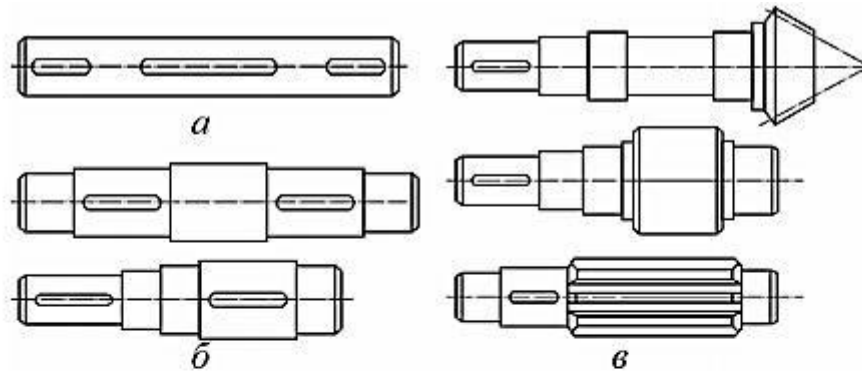


Рис.1 Конструкції прямих валів

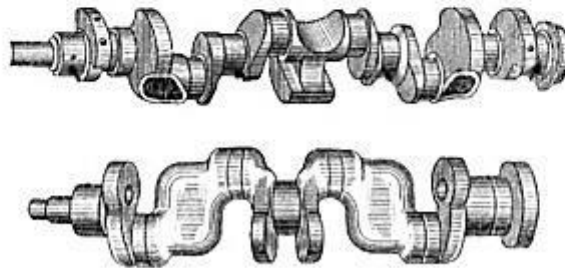


Рис.2 Форми литих колінчастих валів

- колінчасті (непрямі)(наприклад, для поршневих машин) рис.2;
- гнучкі (в зуболікувальному обладнанні, для спідометрів автомобілів) схожий на багатозахідну багат шарову звиту пружину кручення.

2) Вали поділяють за формою поперечного перерізу на:

- гладкі суцільного перерізу;
- порожнисті (вали карданних передач, шпинделі токарних верстатів); - шліцьові.

3) Прямі вали залежно від умов складання поділяють на:

- гладкі циліндричні (сталого перерізу);
- ступінчасті;
- вали-шестерні; - вали-черв'яки; - фланцеві.

У деяких конструкціях використовують порожнисті вали (шпинделі токарних верстатів, вали карданних передач тощо). Порожнина зменшує масу вала й використовується часто для розміщення співвісного вала, деталей керування, подачі мастила, охолоджувального повітря тощо.

Для з'єднання вузлів і агрегатів між собою (наприклад, у прокатному обладнанні, текстильних машинах) використовуються торсійні вали, які передають моменти і не несуть на собі ніяких закріплених деталей.

У ряді машин (дорожно - будівельні, прядильні) для передачі моменту від одного двигуна до декількох виконавчих органів застосовуються довгі складені вали, їх називають трансмісійними.

Великогабаритні вали, що використовують у важкому енергомашинобудуванні, можуть бути складеними, виготовленими з товстостінних труб з використанням зварювання.

Вали редукторів і інших механізмів, як правило, є ступінчастими, що дає змогу:

- 1) наблизити форму вала до бруса однакового опору;
- 2) легко складати та розбирати деталі, посажені на вал;
- 3) виконувати осьову фіксацію деталей;
- 4) поділити та реалізувати технічні вимоги на виготовлення вала за поверхнями щодо точності та шорсткості.

3. Основні конструктивні елементи валів

Конструктивна форма будь-якого вала зумовлена:

- 1) розмірами та типом деталей, посажених на нього;
- 2) величиною і напрямом навантажень;
- 3) способами закріплення деталей на валах; 4) умовами складання та виготовлення.

Діаметри валів визначають з розрахунків на міцність, жорсткість, вібростійкість або за конструктивними міркуваннями, потім округлюють до стандартних значень.

Основні конструктивні елементи валів (рис. 4):

- 1 – галтель – плавний перехід із радіусом r ($r > 0,1d$) між двома циліндричними поверхнями з різними діаметрами ($d < D$);
- 2 – шпонковий паз, в який вставляють шпонку;
- 3 – кільцева проточка – канавка (за ГОСТ) для виходу різального інструмента, шліфувального круга тощо;
- 4 – конічна посадочна поверхня і різь (стандартні);
- 5 – цапфа – опорна поверхня вала; Проміжні цапфи називаються шийками, а кінцеві – шипами, цапфи, що сприймають осьове навантаження, називаються п'ятами.
- 6 – п'ята – опорна поверхня вала, яка сприймає лише осьову силу і взаємодіє з опорою – підп'ятником;
- 7 – центрові отвори, лиски, шліцьові пази, фаски та інші

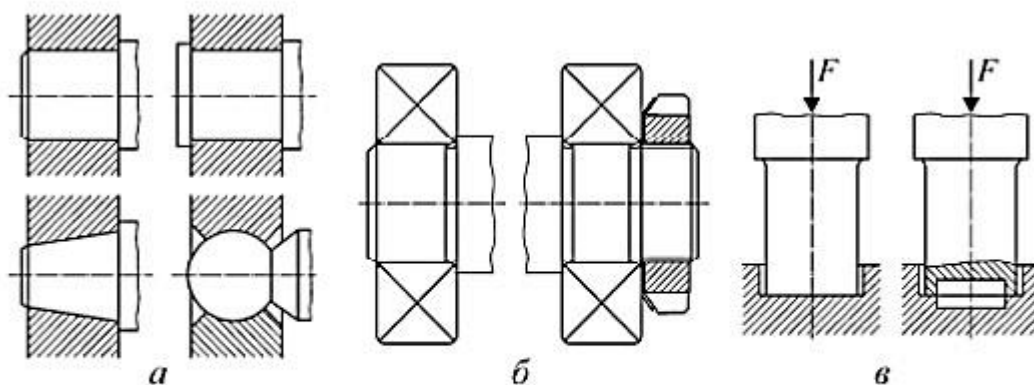


Рис.3 Конструкції опорних ділянок
а-осей; б-валів; в-п'яти

Усі ці елементи – це місця різкої зміни форми і зони максимального напруження в перерізі вала, тому їх називають **концентраторами напружень**.

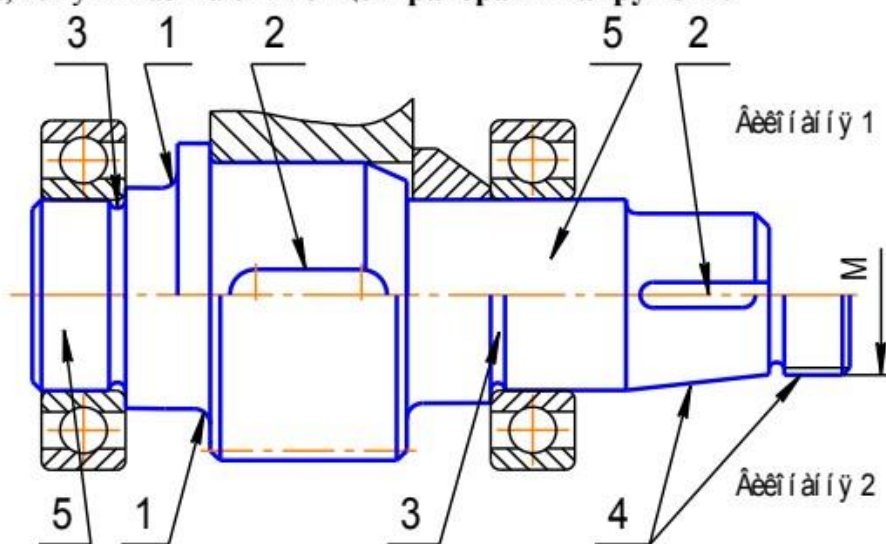


Рисунок 4 – Прямий ступінчастий вал і його конструктивні елементи

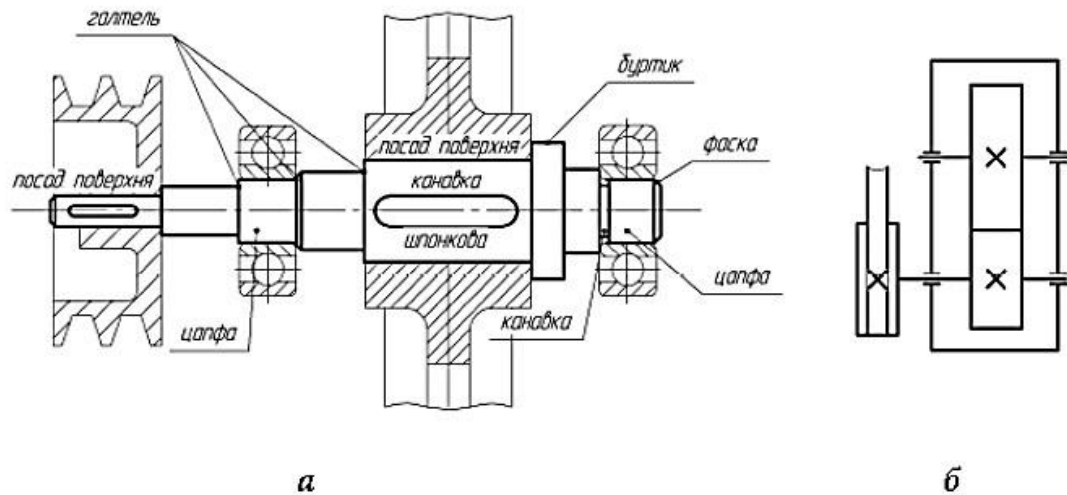


Рис.5 Конструкторська розробка вала:
 а – елементи вала; б- кінематична схема редуктора, конструкція вхідного вала якого розробляється

4. Умови роботи, види відмов, матеріали валів

Вали сприймають сили з боку передач і зазнають складної деформації: згин, кручення, розтяг, стискання. У процесі роботи можливі поломки статичні та утомні, а також деформації неприпустимих значень.

У зв'язку з цим основними критеріями працездатності є міцність, жорсткість і вібростійкість. У валів, які працюють у парі з підшипниками ковзання, важливо забезпечити зносостійкість цапф.

Практикою встановлено, що руйнування валів і осей швидкохідних машин у більшості випадків має утомний характер, тому основним для валів є розрахунок на опір утоми.

Крім того, їх розраховують на жорсткість і вібростійкість.

Для виготовлення валів (осей) використовують сталі вуглецеві (переважно 30, 40, 45 і 50) і леговані (40Х, 40ХН, 40ХНМА та ін.) у вигляді прокату або поковок. Вид термічної обробки – покращання. Вали, які працюють у парі з підшипниками ковзання, а також шліцьові вали виготовляють зі сталей марок 20Х, 20ХН із цементациєю і подальшим загартовуванням.

Таблиця 1 – Механічні характеристики деяких матеріалів валів і осей

Матеріал	Діаметр заготовки, мм, не більший	Твердість НВ, не менша	σ	σ_s	σ_1	τ_1	ψ_σ	ψ_τ	[σ], МПа
			МПа						
Ст5	Не обмежений	190	520	280	220	130	0	0	40
45	Не обмежений	200	560	280	250	150	0	0	45
	120	240	800	550	350	210	0,1	0	55
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05	65
40X	Не обмежений	200	730	500	320	200	0,1	0,05	55
	200	240	800	650	360	210	0,1	0,05	65
	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05	75
20	60	145	400	240	170	100	0	0	40
20X	120	197	650	400	300	160	0,05	0	50
12XН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05	90
12X2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1	95
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1	100

Поверхні опорних частин валів (цапф), як і всі посадкові поверхні, мають бути точно і чисто оброблені. Наприклад, рекомендується мати шорсткість цапф під підшипниками кочення з параметром $Ra = (3,2...0,8)$ мкм, а під підшипниками ковзання $Ra = (0,4...0,1)$ мкм. Для посадки підшипників вали забезпечуються заплечиками або упорними буртиками, висота яких має відповідати радіусам округлень на кільцях підшипників і умовам демонтажу підшипників. Перехідні ділянки між сусідніми ступенями різних діаметрів виконуються з галтелями або канавками для виходу шліфувального круга. Для полегшення посадки деталей і видалення задирок на валах виконуються фаски.

5. Розрахунки валів на міцність

Розрахункові схеми валів та осей зображають у вигляді балок на шарнірних опорах, які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають в зачепленні зубчастих коліс від натягу пасової чи ланцюгової передачі, від дії власної ваги деталей. Під час складання розрахункових схем валів та осей необхідно із певним наближенням визначити відстань між опорами і точки прикладення зовнішніх сил, які прикладають до вала чи осі. Розрахункові схеми валів та осей можуть бути надзвичайно різноманітними, однак найчастіше розраховуються двохопорні вали та осі як статично визначені системи.

Приклад розрахункової схеми вхідного вала одноступінчастого циліндричного редуктора зі шківом на консольному кінці наведено на рис. 6

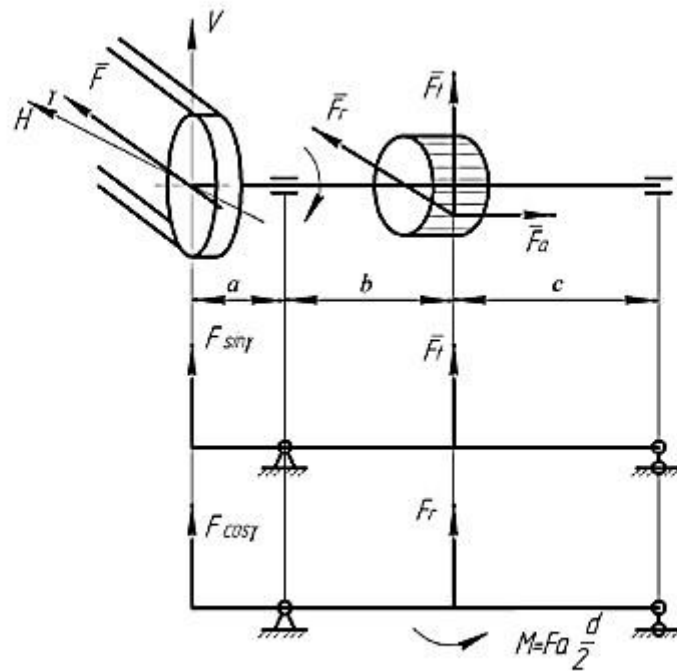


Рис.6 Приклад розрахункової схеми вхідного вала

У процесі роботи вали зазнають деформацій згину, розтягу (стиску) і кручення. Сталі поперечні сили викликають у валах, що обертаються, циклічно змінні напруження згину; осьові сили – сталі напруження розтягу (стиску); характер зміни напружень кручення відповідає характеру зміни крутного моменту. Зазвичай крутний момент $T_{кр}$ (внутрішній силовий фактор) беруть рівним оберտальному моменту T (зовнішнє навантаження на вал). Вали й осі, зазвичай, розраховуються за двома критеріями працездатності: міцності і жорсткості. Вали швидкохідних роторних машин (центрифуги, турбіни, повітродувки, компресори, насоси, шпинделі шліфувальних верстатів тощо) розраховують також на критичну частоту обертавання (на коливання), тобто за критерієм вібростійкості.

Оскільки вали знаходяться у складному напруженому стані (згин із крученням), а осі знаходяться під дією тільки напружень згину, то розрахунок осей розглядають як окремий випадок розрахунку валів, коли напруження кручення $\tau = 0$. Переважним видом пошкодження валів і осей, що обертаються, є втомне руйнування в зоні найбільших напружень з урахуванням їх концентрації, воно становить понад 50% всіх пошкоджень валів, тому визначальним критерієм для більшості валів є стійкість проти втомного руйнування. У цьому випадку розрахунок на витривалість виконується за найбільшим тривало діючим навантаженням, як правило, номінальним.

Для валів і осей, що працюють із великими перевантаженнями, визначальною може бути малоциклова втомленість; вони розраховуються на витривалість за найбільшого навантаження, число циклів якого перевищує 10³ за термін служби

машини. Прикладом такого навантаження може бути вал молотильного барабана зернозбирального комбайна.

У валах, що піддаються дії короткочасних пікових перевантажень, крім втомного пошкодження може виникнути пластична деформація в небезпечному перерізі. З метою запобігання пластичній деформації або крихкому руйнуванню вала від пікового навантаження виконується перевірний розрахунок на статичну міцність.

Якщо пікове навантаження явно не задане, то його визначають через очікувані коефіцієнти перевантаження або беруть за максимальним навантаженням запобіжного пристрою, якщо він встановлений в приводі машини.

Вали й осі, що мають значні, порівняно з діаметром, відстані між опорами мають бути перевірені на жорсткість. Розрахунок зводиться до визначення можливих деформацій вала від діючих навантажень і порівняння їх з деформаціями, що допускаються нормами для забезпечення нормальної роботи зубчастих (черв'ячних) передач (за плямою контакту) і підшипників (у межах допустимих перекосів кілець).

Від працездатності валів значно залежить надійність і ресурс вузлів, що з'єднуються ними, і деталей, які розміщуються на них (зубчасті передачі, підшипники, муфти).

Розрахунки валів на міцність виконують у кілька етапів.

На першому етапі (орієнтовний розрахунок), коли відомий тільки обертальний момент T на валу, але невідома довжина вала, а отже, і згинальні моменти на ділянках, орієнтовно визначають мінімальний діаметр вала d_{min} з умови міцності його тільки на кручення при знижених допустимих напруженнях $[\tau] = 15 - 25 \text{ МПа}$:

$$d_{min} \geq 3\sqrt[3]{16 T / (\pi [\tau])} .$$

Мінімальний діаметр вала потрібний для подальшого виконання його ескізу та визначення діаметрів усіх ділянок вала з урахуванням конструктивних і технологічних факторів.

Другий етап – проектний розрахунок із таким алгоритмом.

1. Згідно з результатами орієнтовного розрахунку компонують проєктований вузол.

2. Складають розрахункову схему вала з урахуванням типу опор і сил, які діють на вал.

3. Будують епюри внутрішніх силових факторів – згинних M_x , M_y і крутного $M_{кр}$ моментів.

4. Проаналізувавши епюри, встановлюють характерні (небезпечні) перерізи вала, для яких визначають еквівалентні моменти M_E , а потім з умови міцності на згин і діаметри d_e :

$$d_e \geq 3\sqrt[3]{M_E / (0,1 [\sigma_{32}])} ,$$

де $[\sigma_{32}]$ – допустиме напруження згину для матеріалу вала.

5. Отримані значення d_6 округлюють до найближчого числа за стандартом. Остаточно діаметри небезпечних та інших перерізів, довжину ділянок валу установлюють при компонованні з урахуванням конструктивних і технологічних особливостей вузла.

Третій етап – уточнений (основний, перевірений) розрахунок небезпечних перерізів вала. Такий розрахунок називають розрахунком на витривалість і в ньому враховують характер зміни напружень, характеристики опору втомленості матеріалів, концентрацію напружень, вплив абсолютних розмірів, шорсткості поверхні й поверхневого зміцнення.

6. Уточнений розрахунок валів на витривалість

Уточнений розрахунок валів на витривалість зводиться до визначення запасу втомної міцності S , який ще називають коефіцієнтом безпеки за опором утоми, і порівняння його з допустимим $[S]$:

$$S = S_\sigma S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \geq [S],$$

де S_σ – запас втомної міцності за нормальними напруженнями, тобто при дії тільки згину в припущенні, що $\tau = 0$;

S_τ – запас втомної міцності за дотичними напруженнями, тобто при дії тільки кручення в припущенні, що $\sigma = 0$;

$S_\sigma = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m)$; $S_\tau = \tau_{-1} / (K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m)$, де σ_{-1} , τ_{-1} – межі витривалості матеріалу вала відповідно при симетричному циклі зміни напружень згину і кручення (вибирають за довідковими таблицями); $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – сумарні коефіцієнти, що враховують вплив усіх конструктивних і технологічних факторів на опір утоми вала в конкретному перерізі відповідно при згині й крученні (вибирають за довідковими таблицями); ψ_σ , ψ_τ – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень при згині й крученні (розраховують за формулами або вибирають за рекомендаціями); σ_a , τ_a – амплітуди циклів зміни напружень відповідно при згині й крученні; σ_m , τ_m – середні напруження за цикл.

Оскільки напруження згину у валу і осі, що обертається, змінюється за синусоїдальним законом (знакозмінний цикл), а напруження кручення за пульсуючим циклом, то амплітудні та середні значення напружень визначаються таким чином:

$$\sigma_a = M_{32} / (0,1 d^3), \sigma_m = 0, \tau_a = \tau_m = 0,5 T / (0,2 d^3),$$

де d – діаметр небезпечного перерізу вала;

M_{32} , T – згинальний і крутний моменти у цьому перерізі.

Допустимий запас міцності $[S]$ залежить від точності складання розрахункової схеми, ступеня відповідальності вала та однорідності матеріалу. Як правило, $[S] = 1,5 - 2,5$.

7. Розрахунок валів на жорсткість

Мета розрахунку – визначити пружні переміщення, які відповідають виду деформації, і порівняти їх із допустимими значеннями, тобто перевірити забезпечення умов жорсткості вала:

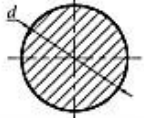
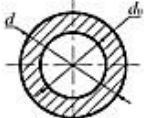
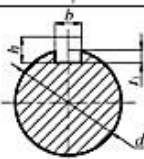
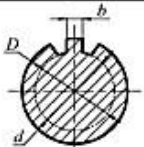
$$f \leq [f], \theta \leq [\theta], \varphi \leq [\varphi].$$

Вали зазнають згинних і крутильних деформацій. Переміщення (лінійні та кутові) при цих деформаціях впливають на роботу підшипників і передач (більшою мірою зубчастих, черв'ячних і меншою – ланцюгових, пасових).

Переміщення: прогини f ; кути повертання перерізів θ (при згині); кути скручування φ (при крученні) – потрібно визначати звичайними методами опору матеріалів.

Допустимі пружні переміщення залежать від конкретних вимог до конструкції і визначаються у кожному окремому випадку.

Таблиця 2 – Моменти опору поперечних перерізів валів

Форма перерізу	Розміри	Момент опору
Круглий		$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3,$ $W_p = 2W_0 \approx 0,2d^3$
Кільцевий		$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^4 \right];$ $W_p = 2W_0$
Зі шпонковою канавкою		$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d};$ $W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d}$
Зі шліцями		$W_0 = \frac{1}{32D} \left[\pi d^4 - bz(D-d)(D+d)^2 \right];$ $W_p = 2W_0$

8. Розрахунок валів на вібростійкість

Коливання валів пов'язані з періодичними змінами жорсткості опор і деталей передач, а також навантаження, що передається; невірноваженістю обертових мас; нерівномірністю розподілу сил у зоні з'єднання валів з іншими деталями.

Найхарактернішими коливаннями валів є поперечні згинні, крутильні та згинально - крутильні.

Задача розрахунку на вібростійкість зводиться до визначення діапазону робочих кутових швидкостей валів, при яких амплітуди коливань A не будуть перевищувати допустимі $[A]$:

$$A \leq [A].$$

Іншими словами, задача розрахунку на вібростійкість зводиться до визначення критичних, резонансних частот обертання вала, при яких його експлуатація заборонена.

Питання для самоперевірки:

1. У чому полягає різниця між валом і віссю?
2. Із яких матеріалів виготовляють вали і осі?
3. Як складається розрахункова схема вала?
4. Назвіть основні елементи конструкцій валів і осей.
5. За якими критеріями ведуть розрахунки валів і осей?
6. В чому різниця розрахунків нерухомих осей і тих, що обертаються?
7. За якою деформацією орієнтовно визначають діаметр вала?

8. Коли і як виконують розрахунок вала на статичну міцність?
9. Чому вал розраховують на витривалість, навіть коли на нього діє постійне радіальне навантаження?
10. Як виконують розрахунок вала на витривалість?
11. Які перерізи вала вважають небезпечними?
12. Як під час розрахунку валів на витривалість змінюються напруження згину і напруження кручення?
13. Які фактори впливають на концентрацію напружень у валах?
14. В яких випадках вали перевіряють на жорсткість? 15. Як виконують розрахунок валів на вібростійкість?

Лекція № 23 Підшипники ковзання.

План

1. Загальні відомості про підшипники ковзання
2. Конструкції та матеріали підшипників ковзання
3. Працездатність і режим рідинного тертя у підшипниках ковзання.
4. Розрахунки підшипників ковзання

1. Загальні відомості про підшипники ковзання

Опорами валів і осей є підшипники, які сприймають всі діючі навантаження і забезпечують їх обертання.

За видом тертя підшипники розділяються на підшипники кочення й підшипники ковзання. Основними видами опор у більшості машин нині є підшипники кочення.

У сучасному машинобудуванні підшипники ковзання застосовуються значно менше, ніж підшипники кочення, однак як опори валів або осей успішно використовуються в конструкціях, у яких застосування підшипників кочення утруднене чи неможливе або економічно недоцільне.

Опорами валів і осей є підшипники, які:

- 1) визначають положення валів і осей у просторі;
- 2) виконують радіальну та осьову фіксацію валів і осей;
- 3) забезпечують вільне обертання цих деталей;
- 4) сприймають навантаження від валів та осей і передають його на корпус, раму та ін.

До опор висувають такі вимоги:

- 1) надійність радіальної та осьової фіксації;
- 2) жорсткість;
- 3) мінімальний опір обертанню (особливо в період пуску);
- 4) точність руху завдяки точності центрування (центрування – збіг осей коліс, валів і опор);
- 5) мала чутливість до зміни температури;
- 6) стійкість під час роботи в умовах трясіння, вібрацій, ударів;
- 7) висока зносостійкість спряжених поверхонь;
- 8) висока довговічність;
- 9) малі габарити;
- 10) невисока вартість виготовлення, складання, експлуатації.

Підшипники ковзання. Ці деталі так називають тому, що між шийкою вала, що обертається, і нерухомою опорною внутрішньою поверхнею підшипника виникає тертя ковзання. Спочатку зазор між шийкою вала і посадочною поверхнею підшипника мінімальний, але він збільшується внаслідок їх зношування. Швидкість збільшення зазору залежить від конструкції підшипника. У промисловому обладнанні застосовуються підшипники ковзання різних конструкцій. Головним чином вони виготовляються з антифрикційних матеріалів, які забезпечують достатню міцність і твердість як за кімнатної температури, так і за температури найбільшого нагрівання в процесі роботи, а також дають змогу одержати найменші тертя і знос.

Підшипники ковзання мають такі недоліки:

- великі втрати потужності, що передається, внаслідок тертя;
- збільшення початкового зазору між вкладишем і посадочним місцем, спеціально передбаченим для створення шару мастила в межах цього зазору;
- значна трудомісткість виготовлення підшипників;
- застосування кольорових металів.

Підшипники ковзання – це елементи опор валів і осей, поверхня цапфи яких взаємодіє через шар мастила з охоплюючою нерухомою поверхнею підшипника. Робота підшипників ковзання без спрацьовування поверхонь цапфи вала і підшипника можлива лише при розділенні цих поверхонь шаром мастила достатньої товщини. Наявність шару мастила між робочими поверхнями може бути забезпечена надлишковим тиском, який буває гідродинамічним, що створюється при обертанні цапфи, або гідростатичним, що виникає внаслідок подачі мастила помпою. Основне практичне застосування мають підшипники з гідродинамічним змащуванням.

Підшипники ковзання в машинобудуванні мають вужче застосування, ніж підшипники кочення. Однак за деякими своїми позитивними характеристиками вони у деяких випадках мають переважне або рівне використання з підшипниками кочення. Підшипники ковзання застосовують у таких випадках:

- а) для опор валів ($\omega > 500 \text{ рад/с}$), у режимах роботи яких довговічність підшипників кочення досить низька;
- б) для валів та осей, до яких ставляться високі вимоги щодо точності монтажу і забезпечення постійного положення осі обертання;
- в) для валів великого діаметра через відсутність стандартних підшипників кочення;
- г) у випадках, коли підшипники машини повинні бути роз'ємними (наприклад, для опор колінчастих валів);
- д) при роботі підшипників у воді або агресивному середовищі, де підшипники кочення непрацездатні;

е) при потребі малих діаметральних розмірів, наприклад для близько розміщених паралельних валів;

є) для тихохідних валів та осей невідповідальних механізмів, де підшипники ковзання простіші за конструкцією і дешевші, ніж підшипники кочення.

Підшипники ковзання вимагають систематичного нагляду та неперервного змащування, мають більш високі втрати на тертя при малих швидкостях обертання валів і потребують підвищених пускових моментів під час пуску машини в дію. Крім цього, цапфи валів та осей, що працюють у підшипниках ковзання, повинні мати високу якість поверхні для того, щоб запобігти прискореному спрацьовуванню підшипника та цапфи.

2. Конструкції та матеріали підшипників ковзання

У найпростішому вигляді підшипник ковзання (рис. 1а) складається з корпусу 1 та вкладиша 2, який розміщується і фіксується у корпусі. Взаємодія опорної цапфи вала з підшипником відбувається через вкладиш та шар мастила між їхніми поверхнями. Для подачі мастила у корпусі і у вкладиші підшипника передбачається спеціальний отвір. Підшипник ковзання рис. 1,а є жорстким нероз'ємним підшипником.

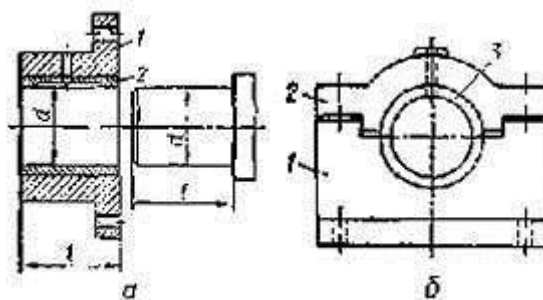


Рисунок 1 – Підшипник ковзання

Конструкції роз'ємного підшипника ковзання рис. 1, б складається з корпусу 1, кришки 2 та вкладиша 3. Кришка до корпусу кріпиться за допомогою болтів. Роз'ємні підшипники зручні при монтажі валів та осей і допускають регулювання зазорів у підшипнику зближенням кришки і корпусу. Тому переважне застосування мають роз'ємні підшипники ковзання. Для правильної роботи підшипника площина його роз'єму повинна бути виконаною перпендикулярно до напрямку навантаження, яке сприймає підшипник. Щоб усунути бокові зміщення кришки щодо корпусу, площину роз'єму підшипника здебільшого слід виконувати ступінчастою.

Якщо виникають значні прогини валів або неможливо виконати точний монтаж, то використовують самоустановні підшипники ковзання (рис. 2, в). Корпус такого підшипника має сферичну опорну поверхню, яка дозволяє самовстановлюватись підшипнику у межах кута $\gamma = 7...8^\circ$.

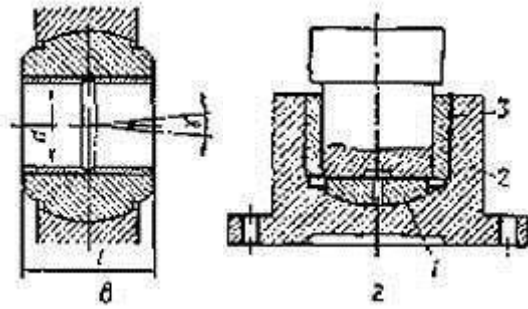


Рисунок 2 - Самоустановні підшипники ковзання

Застосування самоустановних підшипників дозволяє забезпечити рівномірне навантаження вкладиша по його довжині. Конструкції підшипників ковзання здатні сприймати тільки радіальне навантаження. Існують також підшипники ковзання, які призначені для сприймання осьового або осьового та радіального навантаження одночасно (рис. 2, г). Підшипники ковзання, що сприймають осьове навантаження, називають під'ятниками, а елементи валів, що працюють у таких підшипниках, називають п'ятами.

Основними розмірами підшипників ковзання (рис. 3) є посадочний діаметр підшипника d та його довжина l . Здебільшого підшипники ковзання виготовляють із співвідношенням $l/d = 0,5 \dots 1$. Вузькі підшипники ($l/d < 0,5$) мають низьку вантажність і слабо утримують мастило. Довгі підшипники ($l/d > 1$) вимагають підвищеної жорсткості валів та точності їхнього монтажу. Товщина стінки суцільного вкладиша $\Delta = (0,1 \dots 0,2) d$.

Згідно з гідродинамічною теорією змащування рідинне тертя у підшипнику ковзання може розвиватись тільки в зазорі, що звужується в напрямі відносної швидкості цапфи вала. Такий зазор називають клиновим.

У радіальних підшипниках ковзання клинова форма зазору властива самій конструкції підшипника. Вона утворюється за рахунок зміщення центрів цапфи вала і вкладиша (рис. 3, а). Однак тут центрування вала може бути недостатнім, а при високих швидкостях обертання можливе виникнення вібрацій вала.

У підшипниках ковзання швидкохідних навантажених валів, а також у підшипниках з великою несучою здатністю для запобігання вібрацій валів використовують самоустановні сегментні вкладиші (рис. 3, б), які завдяки утворенню у підшипнику кількох зазорів клинової форми забезпечують стійку роботу підшипників. Поряд із без вібраційною роботою перевагою підшипників із сегментними вкладишами є можливість самоустановлюватись, що запобігає появі кромкового контакту цапфи та підшипника.

Для зображених на рис. 3, в, г підшипників зазор клинової форми може бути отриманий використанням однобічних скосів у радіальних ривцях при нереверсивному і двобічних скосів – при реверсивному обертанні вала.

Найвідповідальнішою деталлю у підшипнику ковзання є вкладиш, який безпосередньо сприймає навантаження. Матеріал вкладишів повинен бути стійким проти спрацювання та заїдання, мати достатню пластичність, щоб, не руйнуючись, сприймати ударні навантаження, а коефіцієнт тертя пари цапфа – вкладиш повинен бути мінімальним. Бажана також висока теплопровідність для кращого відведення теплоти від поверхонь тертя у підшипнику.

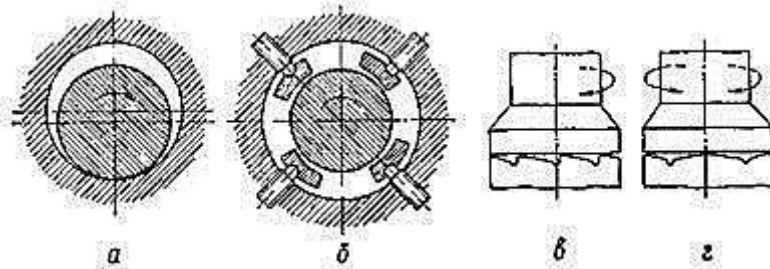


Рисунок 3 – Підшипники ковзання

За техніко–економічними міркуваннями більш доцільно, щоб у парі цапфа – вкладиш більш стійкою проти спрацювання була поверхня цапфи. З цією метою цапфи валів піддають поверхневому гартуванню, яке забезпечує високу твердість робочої поверхні.

Вкладиші виготовляють із різних матеріалів: чавуну, сплавів кольорових металів, спечених матеріалів, графіту та синтетичних матеріалів.

Чавун (сірий і антифрикційний) придатний для вкладишів при невисоких безударних навантаженнях та низьких колових швидкостях. Потрібне припрацювання чавунних вкладишів на холостих режимах роботи.

До кольорових антифрикційних сплавів належать бронзи, латуні, бабіти, алюмінієві сплави.

Бронзи з вмістом олова БрОІОФІ та ін. мають високі антифрикційні властивості і їх використовують в умовах високих тисків та швидкостей. При змінних та ударних навантаженнях високу стійкість має свинцева бронза

БрСЗО, яка використовується у підшипниках двигунів внутрішнього згорання. Широко розповсюджені також більш дешеві безолов'яні бронзи, наприклад БрА9ЖЗА.

Латуні ЛКС80–3–3, ЛМцЖ52–4–1 та ін. ефективні при порівняно високих навантаженнях, але низьких колових швидкостях.

Бабіти використовують для нанесення на робочі поверхні чавунних або бронзових вкладишів. Високоолов'яні бабіти, (Б83), використовують при дуже

високих швидкостях та тисках. За антифрикційними властивостями бабіт перевершує всі інші сплави, але за механічною міцністю значно поступається чавуну та бронзі. Негативною властивістю бабіту є крихкість та його висока вартість.

З алюмінієвих сплавів найперспективнішими є алюмінієво–олов'яні антифрикційні сплави АО9–2, АО9–1 та ін. Вони мають високу втомну міцність і здатні працювати протягом значного часу в умовах недостатнього змащування. Ці сплави застосовують у підшипниках потужних двигунів внутрішнього згорання.

Спечені матеріали мають у своїй основі мідний або залізний порошок. Вкладиші, які виготовляють пресуванням та спіканням при високій температурі порошка із добавкою графіту, мають порувату структуру і можуть працювати довший час без подачі мастила за рахунок їхнього попереднього просочування рідким мастилом.

Неметалеві матеріали (гума, тверді породи дерева та пластмаси) значно розповсюджені як підшипникові матеріали, що пов'язано з їхніми високими антифрикційними властивостями в парі із сталеву цапфою вала, їх важливою перевагою є можливість роботи при змащуванні водою. Серед пластмас для вкладишів підшипників використовують текстоліти, ДШП, поліаміди (капрон, фторопласт–4) та ін. Поліаміди у більшості випадків наносять тонким шаром на металеві вкладиші і завдяки цьому в значній мірі поліпшують умови відведення теплоти. Оскільки пластмаси мають достатню пружність, виготовлені з них вкладиші підшипників можуть сприймати ударні навантаження та дещо компенсувати перекося цапфи вала.

3. Працездатність і режим рідинного тертя у підшипниках ковзання.

Основними критеріями працездатності підшипників ковзання є стійкість проти спрацювання та стійкість проти втомного руйнування робочих поверхонь.

Стійкість проти спрацювання характеризується опором абразивному спрацюванню та заїданню. Абразивне спрацювання може бути при недостатній несучій здатності мастильного шару в підшипнику під час усталеного режиму роботи і особливо під час пуску та зупинки машини під навантаженням. Абразивне спрацювання дуже інтенсивне при попаданні у підшипник разом із мастилом твердих абразивних частинок, співрозмірних із товщиною мастильного шару. Заїдання виникає при втраті мастильною плівкою своєї захисної здатності при високих місцевих тисках і температурах. Воно проявляється особливо активно при незагартованих цапфах валів і при твердих матеріалах вкладишів. Заїданню сприяють підвищений тиск на кромках вкладишів, дефекти поверхонь тертя, температурні деформації валів.

Втомне руйнування вкладишів підшипників ковзання спостерігається під час дії на них змінних навантажень (наприклад, у поршневих машинах, машинах ударної та

вібраційної дії). Крихкому руйнуванню піддаються маломіцні антифрикційні матеріали, такі як бабіти та деякі пластмаси.

Основним розрахунком підшипників ковзання є розрахунок за умовою забезпечення рідинного тертя, який базується на тому, що мастильний шар повинен сприймати все навантаження. При рідинному терті досягається стійкість проти спрацювання та заїдання підшипника.

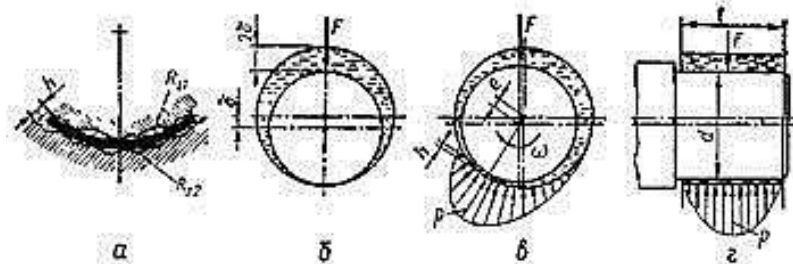


Рисунок 4 - Цапфа вала у заповненому мастилом підшипнику

Підшипники ковзання тихохідних механізмів, машин із частими пусками та зупинками під навантаженням, із ненадійним забезпеченням подачі мастила, в яких виникає граничне тертя, розраховують за умовними критеріями, які базуються на досвіді конструювання та експлуатації подібних конструкцій підшипників ковзання.

Умови утворення режиму рідинного тертя у підшипниках ковзання. Під час рідинного тертя робочі поверхні цапфи вала і вкладиша підшипника розділені шаром мастила (рис. 4, а), товщина h якого більша суми висот нерівностей поверхонь цапфи R_{z1} та вкладиша R_{z2}

$$h > R_{z1} + R_{z2}. \quad (1)$$

Якщо записана умова виконується, що шар мастила сприймає зовнішнє навантаження, не допускаючи при цьому безпосереднього дотикання робочих поверхонь підшипника. Критичне значення товщини шару мастила, при якому порушується режим рідинного тертя, беруть

$$h_{KP} = (1,5 \dots 2,0) (R_{z1} + R_{z2}). \quad (2)$$

На рис. 4 б схематично зображена цапфа вала у заповненому мастилом підшипнику. Якщо вал не обертається, то під дією радіальної сили F цапфа зміщена на радіальний зазор і дотикається до вкладиша підшипника. При цьому між цапфою та вкладишем утворюється зазор клинової форми.

Під час обертання вала (рис. 4, в) мастило за рахунок сил тертя починає втягуватись у клиновий зазор і при деякій кутовій швидкості вала $\omega > \omega_{кр}$ цапфа спливає в мастилі і дещо зміщується в бік обертання. Із збільшенням кутової швидкості збільшується і товщина h мастильного шару, а центр цапфи наближається до центра вкладиша. Якщо $\omega \rightarrow \infty$, то відстань між центрами $e \rightarrow 0$. Повного збігання центрів цапфи і вкладиша бути не може, оскільки при цьому порушується клинова форма зазору як одна з умов режиму рідинного тертя.

Зовнішнє навантаження F на вал зрівноважується гідродинамічним тиском p у мастильному шарі, який розподіляється нерівномірно згідно з епюрами рис. 4, в, г.

Дослідженнями встановлено, що у підшипниках ковзання з певними параметрами товщина шару мастила у навантаженій зоні зростає зі збільшенням в'язкості мастила та кутової швидкості цапфи і зменшується зі збільшенням навантаження F . Щоб досягти режиму рідинного тертя, потрібні такі умови:

- а) наявність між поверхнями ковзання зазору клинової форми;
- б) неперервне заповнення зазору мастилом відповідної в'язкості;
- в) швидкість відносного руху поверхонь повинна бути такою, щоб

розвинутий гідродинамічний тиск зрівноважив зовнішнє навантаження.

4. Розрахунки підшипників ковзання

Умовні розрахунки підшипників ковзання. Ці розрахунки виконують, якщо режим рідинного тертя не може бути забезпеченим. Вони у наближеній формі передбачають запобігання інтенсивному спрацюванню, перегріванню та заїданню у підшипниках. Суть умовних розрахунків полягає у обмеженні тиску p у підшипнику та у обмеженні параметра pv_s . Відповідно розрахункові умови записують у такому вигляді:

$$p = F/(dl) \leq [p]; \quad (3) \quad pv_s \leq [p \cdot v_s], \quad (4)$$

де F – радіальне навантаження на підшипник; d – діаметр цапфи; l – довжина підшипника; $v_s = 0,5\omega d$ – швидкість ковзання або колова швидкість цапфи.

При високих швидкостях ковзання і невеликих тисках надійність підшипників ковзання зменшується через підвищення температури. В цьому разі обмежують також швидкість ковзання за умовою $v_s \leq [v_s]$.

Допустимі значення тиску $[p]$, швидкості ковзання $[v_s]$ та параметра $[pv_s]$ визначені з досвіду експлуатації підшипників ковзання з різними матеріалами вкладишів і наведені у табл.

Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя. Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя базується на тому, що шар мастила між цапфою та вкладишем повинен сприймати все радіальне навантаження F , а його розрахункова товщина h повинна бути більшою від критичної товщини $h_{кр}$ за виразом (2). Тому запишемо розрахункову умову

$$S_h = h / h_{кр} > [S]_h. \quad (5)$$

де S_h – коефіцієнт запасу надійності підшипника за товщиною мастильного шару, $[S]_h = 1,5 \dots 2$ – його допустиме значення. Критичне значення товщини шару

мастила $h_{кр}$ беруть із розрахунку, що висота нерівностей поверхні цапфи повинна бути

$R_{z1} \leq 3,2$ мкм, а висота нерівностей робочої поверхні вкладиша – $R_{z2} \leq 6,3$ мкм.

Розрахункову товщину h шару мастила в визначають за формулою

$$h = \delta - e = \delta (1 - \chi), \quad (6)$$

де $\chi = e/\delta$ – відносний ексцентриситет, який визначає положення цапфи у підшипнику при режимі рідинного тертя. Цей параметр вибирають за графіками залежно від коефіцієнта навантаженості підшипника Φ та відношення l/d .

Коефіцієнт завантаженості підшипника – це параметр, який характеризує несучу здатність підшипника ковзання при певних співвідношеннях його розмірів, кутовій швидкості вала та в'язкості мастила.

Його визначають за формулою

$$\Phi = F \cdot \psi^2 / (\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d) = p \cdot \psi^2 / (\mu \cdot \omega). \quad (7)$$

Таким чином, розрахунок підшипників ковзання рідинного тертя зводиться до визначення за формулою (7) коефіцієнта навантаженості Φ підшипника, за яким по графіках вибирають відносний ексцентриситет χ . Маючи відносний ексцентриситет та радіальний зазор δ у підшипнику, за формулою (6) обчислюють товщину h шару мастила у навантаженій зоні підшипника, яку порівнюють із критичною товщиною $h_{кр}$ відповідно до умови (5). Потрібний радіальний зазор δ забезпечується вибором відповідної стандартної посадки цапфи вала у вкладиші.

Питання для самоперевірки:

1. Назвіть основні переваги і недоліки підшипників ковзання .
2. Із яких матеріалів виготовляють деталі підшипників ковзання?
3. Основні види руйнування і критерії працездатності підшипників ковзання.

Лекція № 24 Підшипники кочення.

План

1. Загальні відомості про підшипники кочення
2. Конструкція вузла опори кочення
3. Переваги і недоліки підшипників кочення
4. Класифікація і конструкції підшипників кочення
5. Умовні позначення підшипників
6. Матеріали. Точність підшипників
7. Монтаж підшипників кочення
8. Види руйнування і критерії розрахунку

1. Загальні відомості про підшипники кочення

Підшипники кочення (рис.1) широко використовуються в усіх галузях машинобудування. Це готові складальні одиниці, основними елементами яких є тіла кочення – кульки або ролики, що розташовуються між кільцями і утримуються на визначеній відстані один від одного за допомогою сепаратора 4 (рис.1, а). У процесі роботи кульки 2 (або ролики) котяться по бігових доріжках кілець 1 і 3. Одне з кілець, як правило, нерухоме. При терті кочення втрати потужності, що передається, значно менші, ніж при терті ковзання.

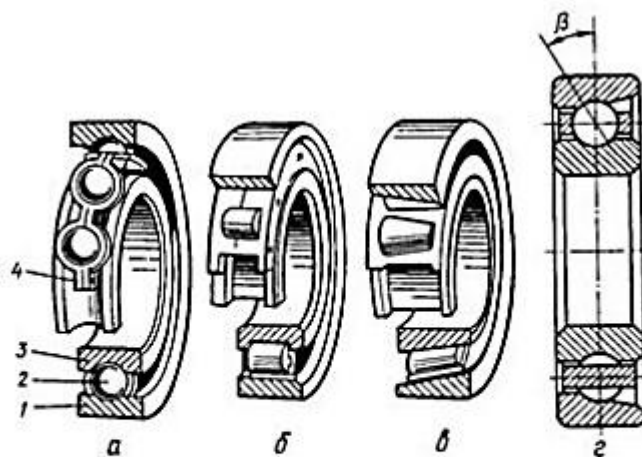


Рис.1 Однорядні підшипники кочення:
 а – радіальний кульковий, б – радіальний роликовий,
 в – роликовий конічний,
 г – радіально-упорний кульковий

2. Конструкція вузла опори кочення

Конструкція вузла опори кочення і сили (радіальна F_r та осьова F_a), які діють на вал, зображені на рис. 2, де позначені:

- 1 – цапфа;
- 2 – корпус (нерознімний або рознімний);
- 3 – підшипник кочення;
- 4 – кришка підшипника (фланцева або закладна, глуха або з отвором);
- 5 – прокладка (регулювальна або захисна);
- 6 – пробка, яка закриває отвір для подачі густого мастила; 7 – ущільнення.

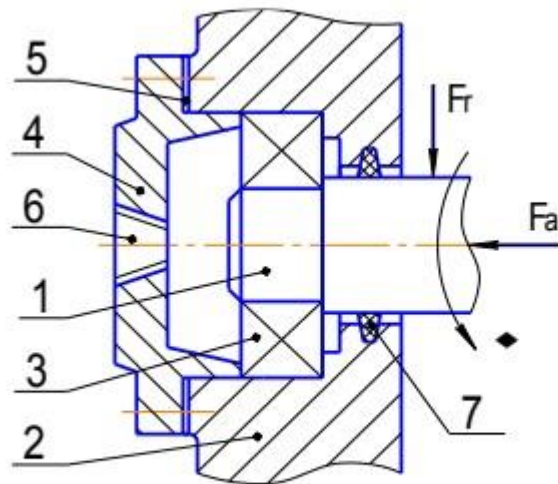


Рисунок 2– Конструкція вузла опори кочення

3. Переваги і недоліки підшипників кочення

Підшипники кочення і ковзання мають як плюси, так і мінуси. Підшипників кочення можна віддати перевагу перед підшипниками ковзання завдяки меншому рівню тертя на малих швидкостях і при старті з місця. Також підшипники кочення розміри по осях мають менше, що дозволяє простіше компоувати конструкції самовстановлюються опор, не вимагаючи тривалого часу на важку індивідуальну підгонку вкладишів і їх приработку. Це особливо важливо для цапф, що мають великі діаметри, що працюють під великими навантаженнями, з високими швидкостями обертання і температурами.

Коли використаний підшипник кочення, поліпшується якість мастила деталей і вузлів машин, якість їх обслуговування, продовжується термін життя посадочних поверхонь шийок циліндрів і валів. Таким чином, для переважної більшості опор обладнання вони підходять найкраще.

Правда, крім переваг, підшипники кочення мають і ряд мінусів.

Наприклад, великі габарити. Такі конструктивні елементи широко представлені в машинобудівному обладнанні, виробляються малими серіями і дуже

дорого коштують. Підшипник кочення поступається конкурентам за такими параметрами як радіальні розміри, вага і жорсткість.

Дуже складно правильно їх підібрати, коли високі швидкості обертання поєднуються дією високих навантажень. Загальновідомо, що при збільшенні навантаження і швидкості обертання вузла знижується його довговічність. Припустимо, якщо навантаження збільшити на чверть у порівнянні з колишньою, то термін служби зменшується в два рази, а при збільшенні навантаження в два рази, довговічність стає менше в 10 разів.

4. Класифікація і конструкції підшипників кочення

Класифікація підшипників кочення здійснюється за рядом ознак.

За формою тіл кочення підшипники поділяють на кулькові та роликові. Основні форми тіл кочення зображено на рис. 2.

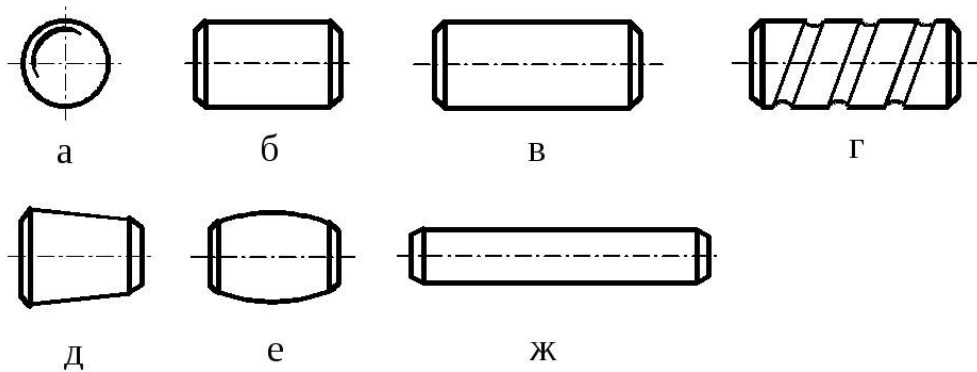


Рисунок 2 – Форми тіл кочення у підшипниках

Роликотідшипники бувають з циліндричними короткими (рис. 2, б), довгими (рис. 2, в) і витими (рис. 2, г) роликами; з конічними (рис. 2, д), діжкоподібними (рис. 2, е) і голчастими (рис. 2, ж) роликами.

За напрямком навантаження, яке сприймає підшипник бувають:

1. Радіальні підшипники – здатні сприймати тільки радіальне

навантаження або радіальне і незначне за величиною осьове навантаження.

Радіальні однорядні кулькові підшипники витримують великі кутові швидкості вала (особливо із сепараторами з кольорових металів) і допускають перекис осей кілець до 10...15°. Крім радіального вони можуть сприймати осьове навантаження, що діє в обох напрямках, але не перевищує 70% невикористаного допустимого радіального навантаження. Будучи найдешевшими, вони одержали найбільше поширення в машинобудуванні. Підшипники можуть бути виготовлені з однією, або двома захисними шайбами. Їх застосовують у тих випадках, коли через

обмеження габаритів або незручності в обслуговуванні небажане застосування ущільнювальних пристроїв для утримання мастила. Підшипники з двома захисними шайбами заповнюються на заводі-виробнику пластичними мастилами.

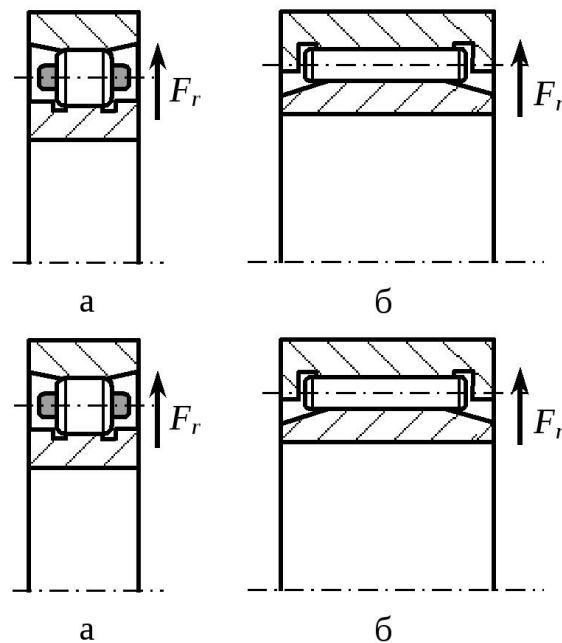


Рисунок 3 – Радіальні роликові підшипники

Радіальні роликові підшипники можуть бути виготовлені з короткими (рис. 3., а), або довгими циліндричними роликами, з витими роликами і голчасті (рис. 3., б). Вони сприймають тільки радіальне навантаження, яке приблизно в 1,5 рази більше, ніж у шарикопідшипників. Радіальні роликові підшипники застосовують як опори жорстких валів у тих випадках, коли можливо забезпечити високу співвісність посадочних місць. Голчасті підшипники зазвичай не мають сепаратора і завдяки великій кількості голок (роликів) можуть сприймати значні радіальні навантаження. Але через відносно великі втрати на тертя між голками гранична частота обертання у них значно нижча, ніж у підшипників із сепараторами. Їх застосовують у випадках, коли треба забезпечити компактність конструкції, а також при коливальних рухах. Вони можуть бути декількох різновидів: основний тип (рис. 3., б); без внутрішнього кільця; з одним зовнішнім штампованим кільцем; без внутрішнього кільця карданний.

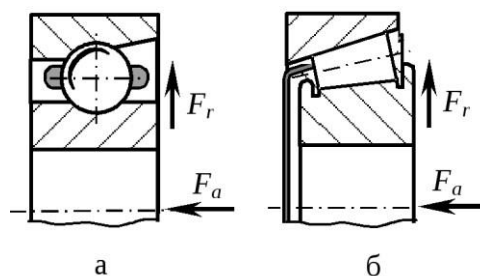


Рисунок 4 – Радіально-упорні підшипники

2. Радіально-упорні підшипники (рис. 43) – призначені для спільних радіальних і осьових навантажень. Радіальна вантажопідйомність радіальноупорних шарикопідшипників (рис. 4, а) на 30...40% більше, ніж радіальних однорядних. Вони застосовуються при середніх і високих кутових швидкостях і неударних навантаженнях. Конічні роликові підшипники (рис. 4, б) в порівнянні з радіально-упорними кульковими підшипниками мають більшу вантажопідйомність, дають можливість роздільного монтажу внутрішнього (разом з роликами і сепаратором) і зовнішнього кілець, а також здатні сприймати невеликі ударні навантаження. Недоліком цих підшипників є велика чутливість до неспіввісності і відносного перекосу кілець.

3. Упорно-радіальні підшипники (рис. 5) сприймають значне осьове і невелике радіальне навантаження.

4. Упорні підшипники (рис. 6) сприймають тільки осьове навантаження. Встановлюються в парі з радіальними підшипниками, що центрують геометричну вісь вала й обмежують свободу його переміщення в радіальному напрямку.



Рисунок 5 – Упорно – радіальний підшипник

Рисунок 6- Упорний підшипник

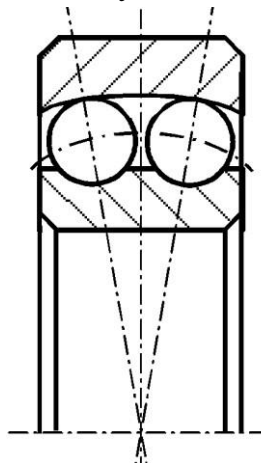


Рисунок 7 – Сферичний підшипник

За способом самоустановки підшипники поділяються на самоустановлювальні (сферичні, рис. 7) і несамоустановлювальні (усі шарико- і роликопідшипники, крім сферичних). Самоустановлювальні сферичні підшипники можуть бути кулькові або з діжкоподібними роликами. Доріжка кочення зовнішнього кільця виготовлена

сферичною. Така її форма забезпечує нормальну роботу підшипника при значному (до 2...3%) перекосі внутрішнього кільця відносно зовнішнього. Підшипники призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати деяке осьове (до 20% величини невикористаного допустимого радіального навантаження).

За числом рядів тіл кочення підшипники бувають однорядні (див. рис. 1–5), дворядні і чотирирядні.

У залежності від навантажувальної здатності і габаритів при тому самому діаметрі розточки внутрішнього кільця підшипники поділяються на серії:

- за радіальними розмірами – надлегкі, особливо легкі, легкі, середні, важкі;
- за шириною – вузькі, нормальні, широкі й особливо широкі.

Найбільше поширення одержали підшипники кочення легких і середніх серій нормальної ширини.

У відповідності зі стандартом для підшипників кочення регламентовані п'ять класів точності (у порядку підвищення точності): P0, P6, P5, P4, P2 (допускається і цифрове позначення: 0, 6, 5, 4, 2). Точність підшипників кочення характеризується точністю основних розмірів – d , D , B , (див. рис. 1), форми і взаємного розташування поверхонь кілець, точністю обертання. При призначенні класу точності підшипника кочення варто враховувати, що з підвищенням класу точності вартість підшипника різко зростає (наприклад, підшипник класу P2 (2) приблизно в 10 разів дорожче підшипника класу P0 (0)). У загальному машинобудуванні, машинах легкої промисловості найбільш широке поширення одержали підшипники кочення класу P0 (0). Підшипники кочення більш високих класів точності застосовують для валів і осей, до яких висувають вимогу точного обертання.

5. Умовні позначення підшипників

Підшипники кочення мають умовні позначення, що приводяться в довідниках і каталогах. Умовне позначення і клас точності підшипника кочення маркуються на торцях кілець.

Умовні позначення підшипників кочення складаються із основного умовного позначення і додаткових умовних позначень, які можуть розташовуватись праворуч і ліворуч від основного.

Основні умовні позначення підшипників у відповідності з ГОСТ 318975 складаються із ряду цифр. Дві перші цифри, рахуючи справа, означають умовно внутрішній діаметр підшипників d (діаметр валу, на який можна встановити підшипник). Для підшипників із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра в мм. Внутрішні діаметри

10, 12, 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00, 01, 02 і 03 відповідно. Для підшипників із внутрішнім діаметром 20 мм і більше ці дві цифри означають частку від ділення діаметра (в мм) на 5. Наприклад, для діаметра 20 мм дві останні цифри умовного позначення будуть 04, для 25 мм – 05, для 50 мм – 10 і т.д.

Третя цифра праворуч в основному умовному позначенні свідчать про серію підшипників всіх діаметрів: особливо легка серія позначається цифрою 1, легка – 2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6 і т.д.

Четверта цифра праворуч показує на тип підшипника: 0 – радіальний кульковий однорядний; 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 кульковий; 7 – роликовий конічний; 8 – упорний кульковий; 9 – упорний роликовий.

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

Додаткове умовне позначення ліворуч від основного вказує на клас точності підшипника, радіальний чи осьовий зазори в підшипнику, величину моменту тертя. Цифри 0, 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак “тире” перед основним умовним позначенням, означають його клас точності (2 – найвищий клас точності). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка зазвичай не проставляється. Нормальний клас точності найбільш поширений.

Приклади умовних позначень:

2-6-307– підшипник кульковий радіальний однорядний із внутрішнім діаметром 35 мм (307), класу точності 6 із радіальним зазором за рядом 2;

5-2210 – підшипник роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами із внутрішнім діаметром 50 мм (2210), класу точності 5;

36218– підшипник кульковий радіально-упорний легкої серії із внутрішнім діаметром 90 мм, класу точності 0.

Додаткове умовне позначення праворуч від основного характеризує матеріал і конструкцію сепаратора, конструктивні зміни, спеціальні вимоги щодо шуму та ін.

6. Матеріали. Точність підшипників

Для виготовлення підшипників використовуються сталі: ШХ 9; ШХ15; ШХ15ГС з твердістю після термообробки H=60...65 HRC.

Для великих підшипників – цементовані сталі 12ХН3А, 20ХН4А, 8ХГТ з твердістю $H=59\dots60$ HRC.

Сепаратори виготовляються із м'якої сталі, масивні сепаратори - з бронзи, латуні, алюмінієвих сплавів.

Існує п'ять класів точності підшипників: 0,6,5,4 і 2 (зліва направо збільшується точність)

Клас 0 – нормальна точність.

7. Монтаж підшипників кочення Монтаж підшипників на валу і в корпусі.

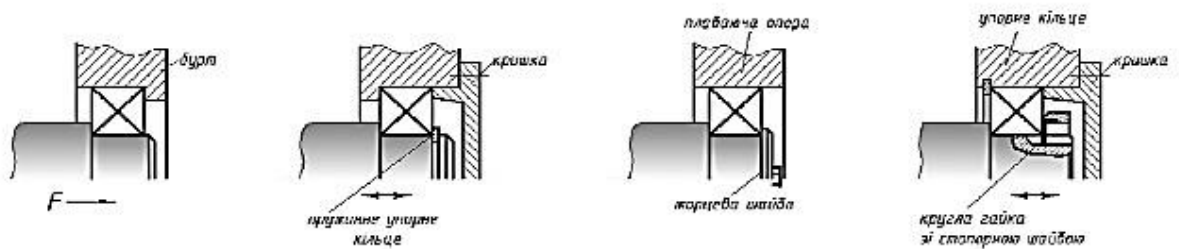


Схема опор на радіальних підшипниках

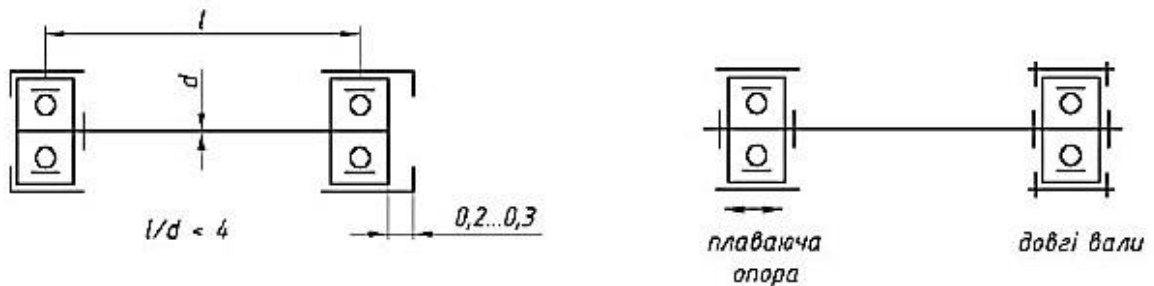
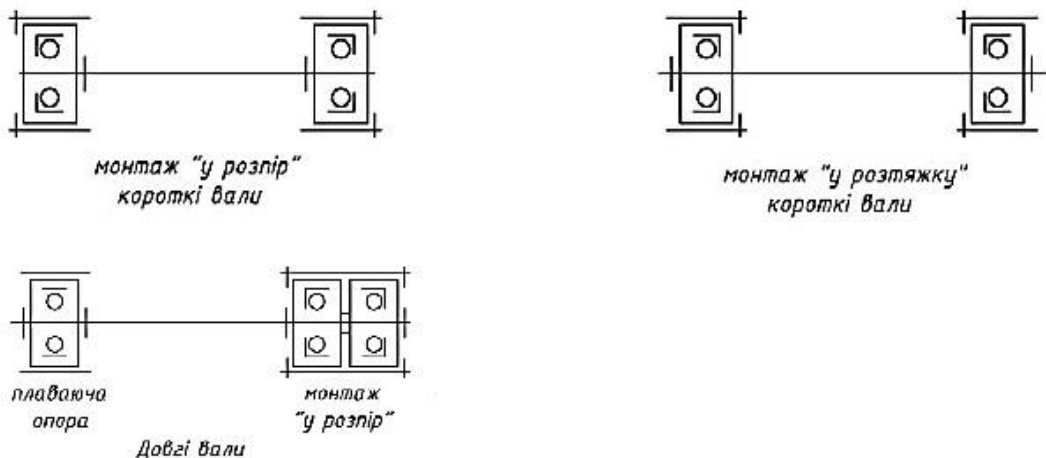


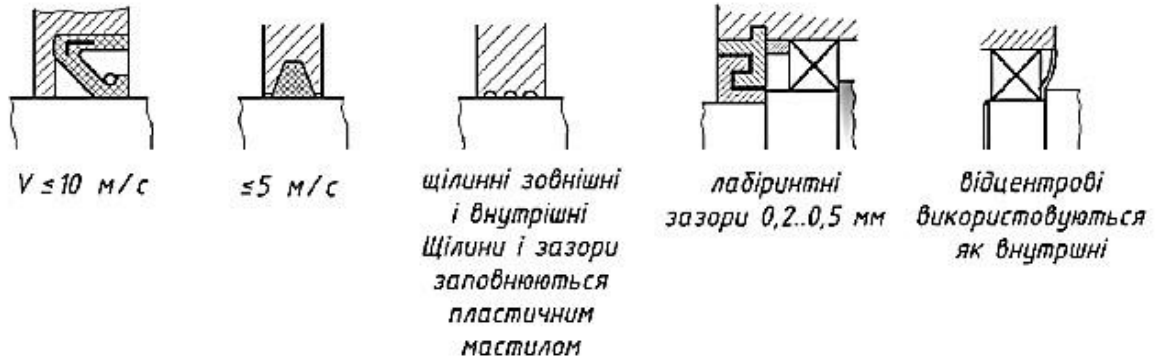
Схема опор на радіально-упорних підшипниках



Регулювання натягу підшипників відбувається за рахунок набору прокладок між корпусом і кришкою, або за допомогою гайки на валу, або гвинта в кришці підшипника і натискної шайби.

Ущільнення підшипників кочення Типи ущільнювальних пристроїв:

- контактні (манжетні, сальникові) – низькі і середні швидкості;
- лабіринті та щілинні – необмежена швидкість; - відцентрові – середні і високі швидкості; - комбіновані.



Посадка підшипників

Посадка кілець на вал і в гніздо корпусу залежить від режиму роботи, виду навантаження, типу підшипника. Розрізняють два види навантаження кілець: циркуляційне, при якому кільце підшипника обертається щодо вектора дії сили (внутрішнє кільце підшипника на валу) і місцеве, при якому кільце не обертається щодо вектора діючої сили (зовнішнє кільце підшипника в корпусі редуктора).

У випадку циркуляційного навантаження кільце ставлять на вал з натягом, щоб воно не прокручувалось відносно вала і не спричиняло спрацювання.

У випадку місцевого навантаження кільце встановлюють із невеликим зазором або малим натягом, що під дією поштовхів та вібрації воно поверталось і зношувалось рівномірно.

Вплив режиму навантаження: чим більше навантаження, сильніші поштовхи, тим більший натяг; чим вища частота обертання, тим менший натяг.

Вплив типу підшипника: посадка роликів підшипників більш щільна, ніж кулькових (натяг може змінити зазор у цих підшипниках).

Поле допуску на вал – за системою отвору, на отвір в корпусі – за системою вала. Рекомендуються:

поля допусків на вал, що обертається : j6,k6,m6,n6; поля допусків на отвір в корпусі, що не обертається: Js7,H7,K7,M7. Змащування підшипників

Підшипники змащують рідкими або пластичними мастилами відповідним способом.

Рідкі мастила: зануренням, розбризкуванням, мастильним туманом або краплинним способом.

При змащуванні зануренням рівень мастила не повинен бути вище центра нижнього тіла кочення підшипника.

Пластичні мастила закладають у гнізда корпусів на 0,3...0,6 їхнього об'єму, використовують у важкодоступних місцях, у забрудненому середовищі.

8. Види руйнування і критерії розрахунку Види руйнування підшипників:

1. Втомне викришування робочих поверхонь кілець в результаті дії циклічно змінних контактних напружень (починається на внутрішніх кільцях).

2. Спрацювання кілець та тіл кочення від дії зовнішнього абразивного середовища, при недостатньому змащуванні.

3. Руйнування кілець та тіл кочення спричинене ударним навантаженням, неправильним монтажем опори (перекуси, заклинювання).

4. Руйнування сепараторів в результаті дії відцентрових сил та навантаження з боку кілець.

5. Залишкові деформації на бігових доріжках кілець у формі вм'ятин та ямок спричинене динамічним та ударним навантаженням (важко навантажені тихохідні підшипники).

Сучасні розрахунки базуються на двох критеріях: за умовою запобігання появи залишкових деформацій (розрахунок на статичну вантажність) і за умовою запобігання появи ознак втомного руйнування робочих поверхонь протягом розрахункового строку служби (розрахунок на динамічну вантажність).

Рекомендації щодо вибору підшипників

Для циліндричних зубчастих передач: $R_a / (V \cdot R_r) \leq 0,35$ - кулькові радіальні підшипники;

$R_a / (V \cdot R_r) > 0,35$ - кулькові радіально-упорні підшипники.

Для конічних і черв'ячних коліс – роликові конічні підшипники.

Для черв'яка – роликові конічні підшипники.; при тривалій неперервній роботі з метою зниження нагрівання – кулькові радіально-упорні підшипники зі збільшеним кутом контакту тіл кочення типу 46000, 66000.

Питання для самоперевірки:

1. Назвіть основні переваги і недоліки підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання.
2. Наведіть класифікацію підшипників кочення.
3. Структура умовного позначення підшипників кочення.
4. Дайте стислу характеристику найбільш поширених підшипників кочення.
5. Із яких матеріалів виготовляють деталі підшипників кочення?
6. Як розподіляється навантаження між тілами кочення у навантаженій зоні підшипника?
7. Основні види руйнування і критерії працездатності підшипників кочення.

Лекція № 25 Муфти.

План

1. Загальні відомості про муфти

2. Класи некерованих, керованих, самокерованих і комбінованих муфт

1. Загальні відомості про муфти

Муфти - це пристрої для передачі обертового руху та обертового моменту з одного вала на інший, які розміщені співвісно, або із вала на встановлену на ньому деталь. Проте можливе з'єднання і неспіввісних валів. Крім того, деякі муфти (глухі) можуть передавати також згинальні моменти і осьові зусилля, тобто з'єднувати вали в одне ціле - «наглухо».

Муфти часто виконують одночасно ще й інші функції, а саме:

- керування роботою - вмикання і вимикання виконавчого механізму при двигуні, що працює; полегшення запуску машини та ін. здійснюється за допомогою керованих муфт;

- регулювання параметрів - обмеження частоти обертання (максимальної чи мінімальної), запобігання деталей і машин від випадкових (недопустимих) перевантажень здійснюється самокерованих муфтами;

- компенсація похибок монтажу і пов'язаних з ними негативних наслідків
- компенсація неточностей у відносному розташуванні валів (поздовжньому, поперечному, кутовому), які виникають при монтажі обладнання; ослаблення вібрацій, поштовхів та ударів - за допомогою компенсуючих муфт.

Основна характеристика муфт при їхньому виборі за стандартом, каталогом або довідником - крутний момент, який передає муфта: $T_p = k_p T$. Класифікація механічних муфт подана на рис.1.

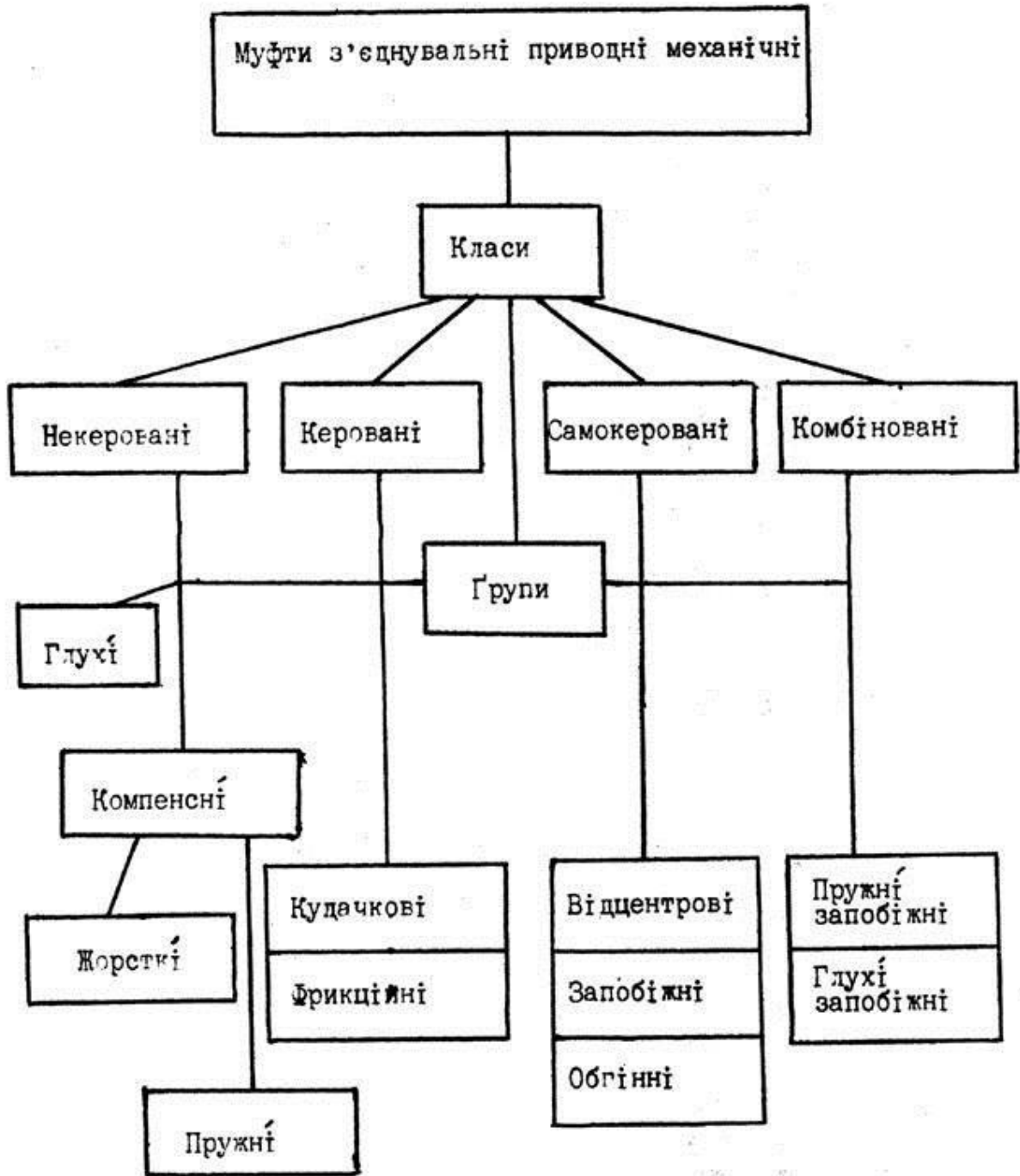


Рисунок 1 - Класифікація механічних муфт

2 Класи некерованих, керованих, самокерованих і комбінованих муфт

Некеровані муфти - це не розчіпні (постійно діючі під час експлуатації) муфти, найпоширеніші на практиці.

Глухі муфти призначені для з'єднання співвісних валів у випадках, коли муфта повинна передавати не тільки крутний, але й згинальний момент, а також осьове навантаження. Приклади глухих (жорстких) муфт: втулкові, фланцеві. Глухі муфти широко використовуються у валопроводах парових і газових турбін, механізмах переміщення мостових кранів, трансмісіях судових двигунів, папероробних машинах і та. ін.

Втулкова муфта - найпростіша з групи глухих муфт, що являє собою суцільну втулку, яка насаджується на кінці валів і закріплюється на них шпонками, штифтами або за допомогою шліців. Муфти ці стандартизовані.

Втулкові муфти прості, дешеві за конструкцією, широко застосовуються у легких машинах для з'єднання валів діаметром до 80 мм. Застосування цих муфт обмежене тим, що при складанні і розбиранні валів вимагаються значні зміщення їх у вісєвому напрямку, а також тим, що ці муфти вимагають дуже точного суміщення осей валів (інакше з'являються сили, які згинають вали). Матеріал втулок - сталь 35, 40, 45, а втулок великих розмірів - чавун СЧ18, СЧ20, СЧ24 та ін. Штифти - зі сталей 45, 50.

Фланцеві муфти, є основним видом глухих (нерозчіпних) муфт, які забезпечують високоточне, жорстке і міцне з'єднання валів діаметром 12 ÷ 220 мм; здатні передавати обертові моменти від 8 до 40 кНм, зручні при монтажі та демонтажі; добре балануються; допускають ударні навантаження.

Пружні муфти. Вони зменшують динамічні (ударні) навантаження і запобігають небезпеці коливання. Крім того, пружні муфти допускають деяку компенсацію неточностей взаємного розміщення валів. Складаються пружні муфти з двох напівмуфт та пружних елементів (металевих або неметалевих).

При дії динамічних навантажень ці муфти акумулюють і частково розсіюють енергію, а також запобігають можливості появи резонансних коливань. Поширення набули з групи пружних муфти втулково-пальцьові (ДСТУ 2126-93), із зірочкою (ДСТУ 2129-93), з тороподібною оболонкою (ДСТУ 2124-93) двох типів: з оболонкою опуклого профілю та оболонкою вгнутого профілю.

Втулково-пальцьові муфти (МПВП). У цих муфтах (рис. 2) момент передається через пальці і пружні втулки, які насажені на них і є гофрованими. Пружні елементи (втулки) піддаються нерівномірному стиску. Їхня форма забезпечує збільшення піддатливості і деяке вирівнювання напруг. Пальці закріплені своїми хвостовиками в одній напівмуфті (лівій) і входять в циліндричні отвори другої (правої) напівмуфти. Кількість пальців 4

÷ 10. Габаритні розміри: $D = (3,5 \div 4)d$; $L = (3,5 \div 4)d$.

Ці муфти застосовують у приводах від електродвигуна та в інших випадках для валів діаметрами $9 \div 160$ мм при обертових моментах $6,3 \div 16000$ Нм відповідно. Мають масу від 0,58 до 308,11 кг.

Муфти пружні із зіркою. Вони складаються з двох напівмуфт фланцевого типу з торцевими кулачками кожна: двома або трьома. Кулачки входять у відповідні западини пружного елемента - гумової зірочки. Отже, взаємодія кулачків обох напівмуфт при передачі обертового моменту здійснюється через пружний елемент.

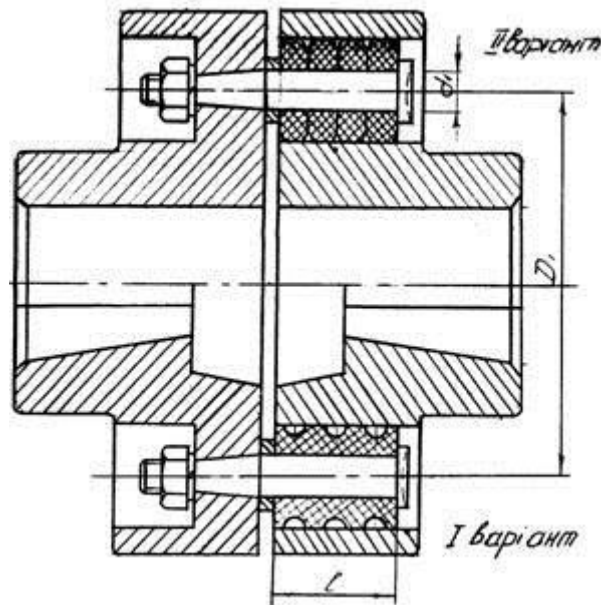


Рисунок 2 - Втулково-пальцева муфта

Муфти з пружною тороподібною оболонкою, ДСТУ 2124-93, рис. 13. Складається така муфта з двох напівмуфт, пружної тороподібною оболонкою, яка прикріплюється до напівмуфт гвинтами і притискними кільцями.

Випускається вона для валів діаметрами $14 \div 240$ мм і обертових моментів $20 \div 40000$ Нм. Оболонку виготовляють із гуми, армованої спеціальним кордом.

Муфта має високі амортизувальні властивості і може компенсувати поздовжні зміщення ($1 \div 11$ мм), радіальні ($1 \div 5$ мм) і кутові ($1 \div 1,5^\circ$). Допустима частота обертання $50 \div 120$, а кут закручування при номінальному обертовому моменті в межах не менше $5,5 \div 2,5^\circ$.

$$D = 100 \div 1200$$

$$\eta \approx 0,98$$

мають діаметральні значно більші від пружних муфт. ККД

Проте такі муфти мають габарити мм, які габаритів інших таких муфт

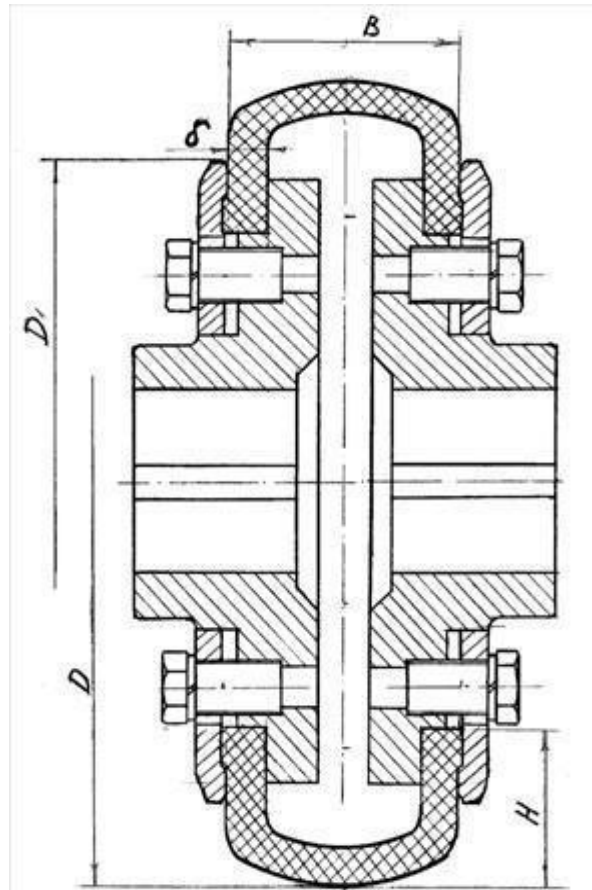


Рисунок 3 - Муфта з пружною тороподібною оболонкою

Жорсткі компенсуючі муфти. Ними з'єднують вали з незначною неспіввісністю. Надійність роботи приводів з такими муфтами зростає, оскільки вони спричиняють незначні радіальні навантаження на вали. Такими муфтами є зубчасті, кулачково-дискові, ланцюгові, шарнірні та ін.

Зубчасті муфти, ДСТУ 2142-94. Складається муфта з напівмуфт із зовнішніми зубчастими вінцями і рознімної обойми з двома внутрішніми зубчастими вінцями. Обойма з'єднується болтами чи гвинтами. Профіль зубців муфти евольвентний, як і зубчастий коліс, а тому їх нарізають нормальним зубонарізним інструментом.

Зубчасті муфти забезпечують передачу обертового моменту від 1000 до 63000 Нм для діаметрів валів $40 \div 200$ мм, мають діаметральні габарити $145 \div 470$ мм, працюють при частоті обертання в межах $90 \div 2000$ c^{-1} , компенсують вісєве ($3 \div 4$ мм), радіальне ($1,5 \div 2$ мм) і кутове зміщення валів, бо їхні зубчасті зачеплення виготовляють із гарантованим боковим люфтом та з можливістю вільного осьового зміщення спряжених зубців, а самі зубці мають бочкоподібну форму зі сферичною зовнішньою поверхнею.

Кулачково-дискова муфта, ДСТУ 2131-93, складається з двох напівмуфт, які взаємодіють через проміжний диск. На внутрішніх торцях напівмуфт є діаметрально розміщені пази, а проміжний диск має на обох торцях взаємно перпендикулярні виступи, що входять у пази обох напівмуфт. Осьовий люфт між проміжним диском і напівмуфтами дозволяє компенсувати поздовжні зміщення валів, а взаємно перпендикулярний напрям виступів на торцях проміжного диска забезпечує можливість компенсації перекосів валів: $(0,6 \div 5$ мм), $\Delta\alpha$ ($2 \div 4$ мм) і $\Delta\alpha$ ($\leq 0,5^\circ$).

Ці муфти призначені для з'єднання валів діаметрами $16 \div 150$ мм при передачі обертового моменту від 16 до 16000 Нм з максимальною частотою обертання 4 c^{-1} для моментів до 6300 Нм і $1,6$ c^{-1} - для моментів більше 6300 Нм. Діаметральні габарити цих муфт $100 \div 390$ мм.

Ланцюгові муфти (ДСТУ 2132-93). Складаються з двох напівмуфт у формі зірочок із однаковою кількістю зубців, охоплених одно- або дворядним роликівим ланцюгом, але можуть бути і зубчасті ланцюги. Такі муфти допускають перекоси валів до 1° (при бочкоподібних роликах до $3 \div 5^\circ$) і радіальні зміщення, в залежності від розміру, до 1 мм. Характеризуються ці муфти простотою конструкції, відносно невеликими габаритами (якщо порівняти із пружними втулково-пальцьовими, то у 1,5 рази менші), зручністю монтажу і демонтажу без вісєвих зміщень валів.

Ланцюговим муфтам притаманна деяка піддатливість при розцентровках валів. Саме через колові люфти ці муфти не можна рекомендувати для реверсивних приводів та приводів з великими динамічними навантаженнями.

Стандарт передбачає ці муфти для з'єднання валів діаметром $20 \div 130$ мм і обертових моментів $63 \div 8000$ Нм.

Керовані муфти. Цей клас муфт застосовують для з'єднання або роз'єднання валів під час роботи і зупинки привода. Їх поділяють на: кулачкові або зубчасті; фрикційні.

Кулачкові (рис. 4) або зубчасті муфти застосовують для передачі значних моментів за умов обмежених габаритів при нечастих вмиканнях і необов'язковій

плавності вмикання. Окрім цього, ці муфти застосовують при необхідності здійснення жорсткого кінематичного зв'язку або вмикання у певному положенні.

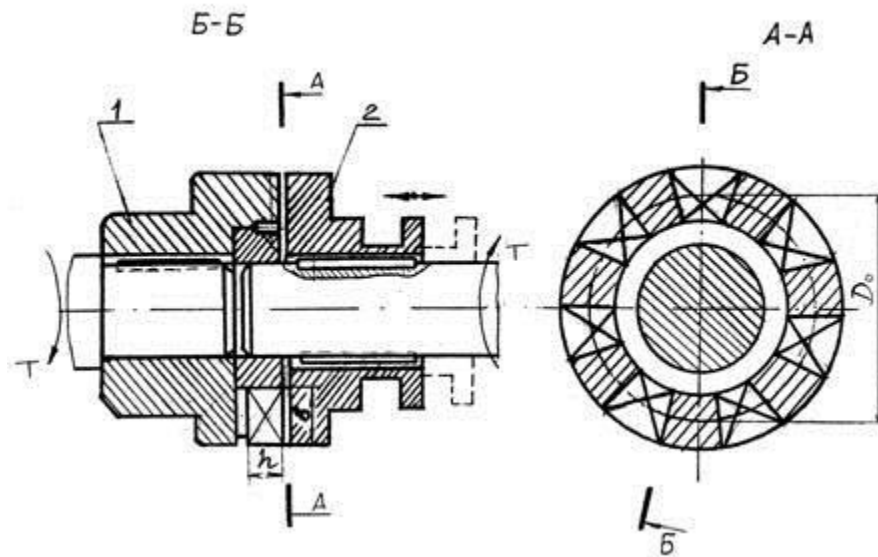


Рисунок 4 - Кулачкова муфта **Зубчасті муфти.** Вони

працюють аналогічно кулачковій муфті (рис. 5):

напівмуфта 1 являє собою зубчасту обойму з внутрішніми зубцями, а напівмуфта 2 - із зовнішніми зубцями з однаковою кількістю зубців та однаковим модулем. Муфта вмикається при осьовому переміщенні однієї з напівмуфт. На відміну від кулачкових у зубчастих муфтах зубці нанесені не на торці, а на циліндричній поверхні і мають евольвентний профіль. Для полегшення вмикання торці зубців закруглюють аналогічно як і зубці пересувних зубчастих коліс.

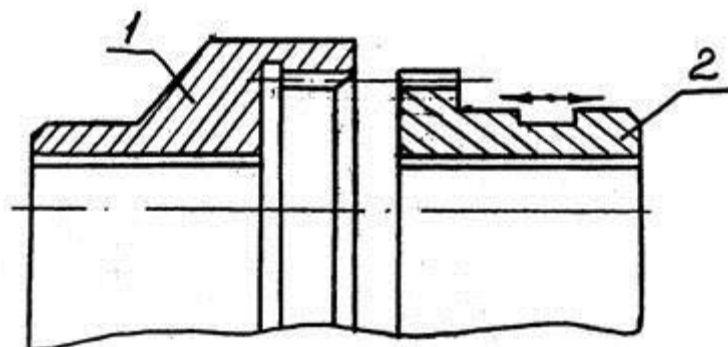


Рисунок 5 - Зубчаста муфта

Фрикційні муфти передають обертовий момент між напівмуфтами за рахунок сил тертя на робочих поверхнях. На відміну від кулачкових вони допускають вмикання на ходу під навантаженням. В результаті проковзування досягається

плавність вмикання. За формою робочих поверхонь фрикційні муфти поділяють на: дискові (багатодискові), у яких робочими поверхнями є плоскі (бокові) поверхні дисків; конусні, у яких робочі поверхні мають конічну форму; циліндричні шинно-пневматичні колодкові і кільцеві (з розтискними кільцями).

Самокеровані та комбіновані муфти. Самокеровані муфти забезпечують автоматичне з'єднання і роз'єднання валів, якщо змінюється заданий режим роботи. Муфти цього класу виконують автоматично одну з таких функцій: передачу навантаження (моменту) тільки в одному напрямку (обгінні муфти); обмеження навантаження, яке передається (запобіжні муфти); вмикання та вимикання при заданій швидкості (відцентрові муфти).

Обгінні муфти (муфти вільного ходу) призначені для передачі моменту в одному напрямку і допускають вільне відносне обертання у протилежному напрямку.

Найпоширенішими є фрикційні обгінні муфти, що передають момент за рахунок заклинювання між напівмуфтами проміжних тіл (в основному роликів). Ці муфти безшумні, компактні, можуть працювати при великих частотах обертання.

Запобіжні муфти. У тих випадках, коли вплинути на динаміку привода шляхом встановлення пружної муфти немає можливості, величина та форма навантаження носять випадковий характер, і привод вимагає захисту від перевантажень, необхідно застосовувати запобіжні муфти, які розмикають кінематичний ланцюг при перевантаженні. Такі муфти бувають із руйнованими та з неруйнівними елементами.

Відцентрові муфти служать для автоматичного з'єднання (роз'єднання) валів при досягненні ведучим валом заданої частоти обертання. Вони застосовуються для: забезпечення керування; розгону механізмів та машин, що мають значні махові моменти, двигунів з малими пусковими моментами; для підвищення плавності пуску.

Комбіновані муфти поєднують в одній конструкції компенсуючи, керовані та запобіжні функції, тобто застосовуються тоді, коли жодна з розглянутих вище муфт не може повністю забезпечити усі вимоги, що ставляться до з'єднання валів приводного механізму.

Питання для самоперевірки:

1. Що називають муфтою?
2. Назвіть класифікацію муфт? 2. Які функції виконують муфти? Для чого вони потрібні?

Лекція № 26 Пружні муфти.

План

1. Загальні відомості про пружні муфти
2. Муфта пружна втулочно-пальцева (МУВП).
3. Муфта пружна з зірочкою.
4. Муфта пружна з гороподібною оболонкою.
5. Муфта з циліндричними пружинами стиску.

1. Загальні відомості про пружні муфти

Пружні муфти відносяться до постійних муфт. Основна частина цих муфт — пружний елемент який передає обертаючий момент від однієї полумуфти до іншої.

Пружні муфти зм'якшують поштовхи й удари; служать засобом захисту від резонансних крутильних коливань, що виникають унаслідок нерівномірного обертання; допускають порівняно великі зсуви осей з'єднаних валів.

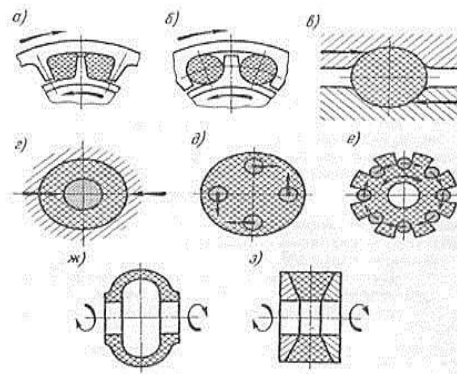


Рисунок 1 - Основні типи резинових пружних елементів муфт

Основною з характеристик пружних муфт — твердість або (зворотна їй величина) піддатливість і здатність, що демпфірує, тобто здатність перетворювати в теплоту енергію при деформації пружних елементів муфти.

По конструкції пружні муфти різноманітні. По матеріалу пружних елементів вони поділяються на двох груп: муфти з неметалічними пружними елементами (звичайно гумовими) (мал.1, а — з) і муфти з металевими пружними елементами (мал.2, а -г).

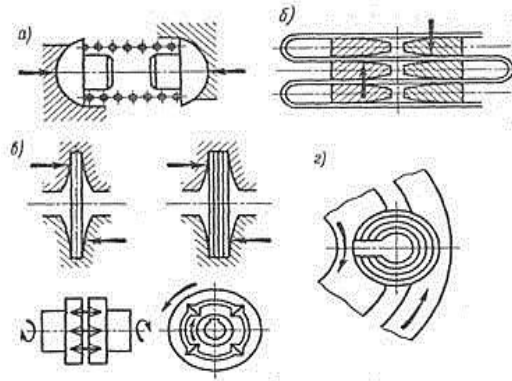


Рисунок 2 - Основні типи металевих сталевих пружних елементів муфт:
 а- циліндричні пружини; б- змієподібні пластинчасті пружини; в— стрижні, пластини і пакети пластин, розташовані по утворюючої і по радіусі; г — пакети різних гільзових пружин

Типові конструкції пружних муфт розглянуті нижче.

2. Муфта пружна втулочно-пальцева (МУВП). Муфта складається з двох дискових напівмуфт (рис.3), в одній з яких у конічних отворах закріплені сполучні пальці з надягнутими гофрованими гумовими втулками.

Матеріал напівмуфт — чавун СЧ20, сталь 35 або 35Л. Матеріал пальців — сталь 45.

Унаслідок невеликої товщини гумових втулок муфта має малу піддатливість, компенсуючи незначні зсуви валів ($\Delta=0,1 \dots 0,3$ мм, $\lambda=1 \dots 1,5$ мм, $\gamma \leq 1^\circ 30'$). Радіальний і кутовий зсуви валів знижують довговічність гумових втулок, навантажуючи вали додатковою радіальною згинаючою силою

$$F_M = (0,2 \dots 0,6) g T_{розр} / D_0 \quad (5)$$

де D_0 —діаметр окружності розташування пальців муфти

Робота муфти супроводжується втратами, що оцінюються к.к.д. $\eta = 0,95 \dots 0,97$.

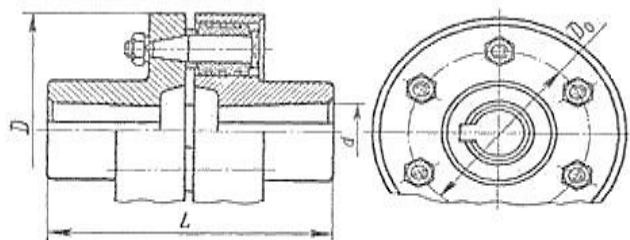


Рисунок 3 - Муфта пружна втулочно-пальцева

Муфта МУВП широко застосовується для з'єднання машин з електродвигунами при передачі малих і середніх обертаючих моментів. Вона проста у виготовленні. Зовнішня поверхня напівмуфт може використовуватися як гальмовий барабан. Муфту підбирають по стандарті в діапазоні діаметрів валів $d=16 \dots 150$ мм.

3. Муфта пружна з зіркою. Складається з двох напівмуфт / з торцевими кулачками і гумовою зіркою 2, зуби якої розташовані між кулачками (мал.9). При передачі моменту в кожному сторону працює половина зубів.

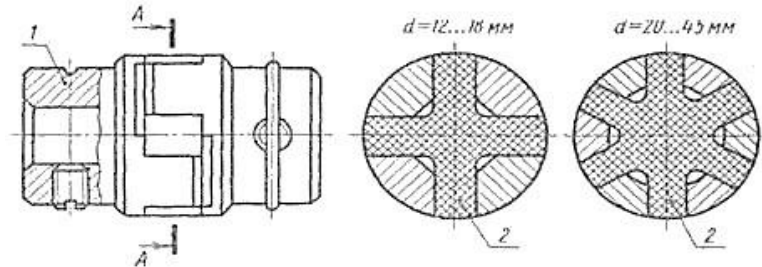


Рисунок 4 - Муфта пружна з зіркою

Муфта компактна і надійна, що компенсує здатність її невелика. Застосовується для з'єднання швидкохідних валів. Допускає зміщення зсуву валів: радіальне $\Delta < 0,1 - 0,2$ мм, кутове $\gamma \leq 1^\circ 30'$. Підбирається по стандарті для діаметрів валів $d=12 \dots 48$ мм.

Радіальну силу F_M , з яким напівмуфта впливає на вал при радіальному зсуві Δ , приймають:

$$F_M = c \Delta$$

де c — радіальна твердість муфти, Н/мм; $d_{\text{вала}}$,

мм 20;22 25;28 32;36 40;45 c , Н/мм 800 900

1120 1320

Втрати в муфті оцінюються к.к.д. $\eta \approx 0,98$.

4. Муфта пружна з гороподібною оболонкою. Складається з двох напівмуфт (рис.5), пружної оболонки і двох кілець, що затискають за допомогою гвинтів оболонку. Ця муфта має високі пружними і властивості, що демпфують. Забезпечує шумо- і електроізоляцію вузлів приводу, зручна і надійна в експлуатації.

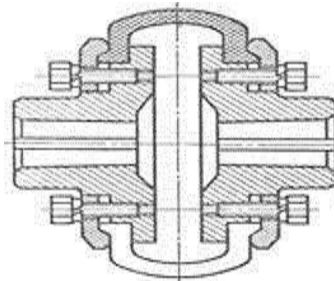


Рисунок 5 - Муфта пружна з гороподібною оболонкою

Застосовується в конструкціях, де важко забезпечити співвісність валів, при перемінних і ударних навантаженнях.

Допускає зсув валів: радіальне $\Delta = 1,6$ мм, осьове $\lambda = 1,6$ мм і кутове $\gamma \leq 2^\circ$.

Підбирається по стандарті для валів діаметрами $d = 14 \dots 240$ мм.

При припустимих для муфт зсувах Δ , λ і γ радіальна сила f_m і згинальний момент M_m невеликі, і при розрахунку валів і опор їх не враховують. Втрати в муфті оцінюються к.к.д. $\eta \approx 0,98 \dots 0,99$.

5. Муфта з циліндричними пружинами стиску. Одна з конструкцій таких муфт показана на мал.11. Пружини 4 установлені на стрижні сегментів 5 попередньо стиснутими, щоб одним кінцем вони спиралися на сегменти, що належать напівмуфті 3, а іншим — на сегменти напівмуфти. При передачі обертаючого моменту осадку половини від загального числа пружин збільшується, інших — зменшується. Сегменти мають можливість качательного руху на пальцях 2 і виготовляються зі зносостійких пластмас або чавуна.

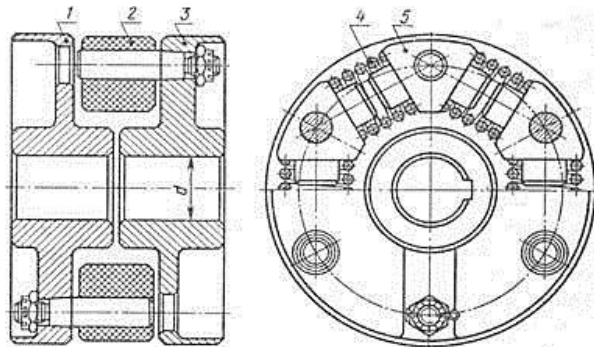


Рисунок 6 - Муфта з циліндричними пружинами

Шляхом підбора пружин твердість муфти змінюється в досить широких межах. Розрахунок пружин ведуть методами опору матеріалів.

Питання для самоперевірки:

1. Пружні муфти – це?
2. Переваги і недоліки пружних муфт?
3. Класифікація муфт?

Лекція № 27 Глухі муфти.

План

1. Муфта втулкова
2. Фланцева муфта
3. Зубчаста муфта
4. Ланцюгова муфта

Глухими (жорсткими) називають муфти, призначені для жорсткого постійного з'єднання співвісних валів. Це найбільш прості за конструкцією пристрої для з'єднання валів, і, відповідно, найбільш дешеві у виготовленні. Однак глухі муфти мають істотний недолік - з'єднуються вали повинні бути у високому ступені співвісними, без перекосів і кутових зсувів, інакше ресурс муфти, а також деталей, що з'єднуються вузлів і механізмів, в тому числі опор, значно зменшується, а з'єднання починає передавати вібрації, поштовхи і удари.

З різних видів глухих муфт найбільше поширення отримали втулкові і фланцеві.

1. Муфта втулкова

Муфта втулкова (рис. 1) являє собою звичайну втулку, насаджують на циліндричні кінці з'єднуються валів. Такі муфти мають просту конструкцію, малі габаритні розміри по діаметру і низьку вартість.

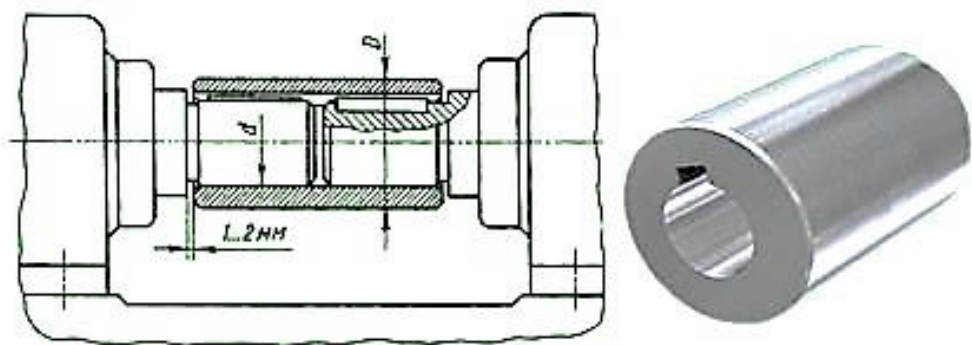


Рис. 1. Втулочная муфта

Однак такі муфти мають безліч недоліків - вони не допускають несоосности або перекосу з'єднуються валів, незручні в монтажі, оскільки збірка з'єднання супроводжується значним осьовим переміщенням з'єднуються механізмів. Звичайно ж, як і всі глухі муфти, муфта втулкова не здатна поглинати динамічні перевантаження і обурення, що виникають при роботі машини, негативно впливаючи на довговічність деталей і підшипників. Втулкові муфти застосовують для передачі

обертаючих моментів від 32 до 12500 Нм. для валів діаметром від 18 до 105 мм. Найчастіше в якості матеріалу втулки використовують сталь Ст45.

2. Фланцева муфта

Фланцеві муфти складаються з двох напівмуфт з фланцями, що стягують болтами, одна половина яких для забезпечення співвісності полумуфт встановлена без зазору в отвори фланця (рис. 2, а), а друга (рис. 2, б) - з зазором. Фланцевими муфтами часто з'єднують окремі частини валопровода в один вал, що працює як цілий. Щоб такої складової вал залишався прямолінійним, необхідна сувора співвісність його частин і перпендикулярність торцевих поверхонь напівмуфт до осей валів. В іншому випадку неминучий вигин вала, його биття і поява додаткових навантажень на опори. При монтажі фланцевих полумуфт радіальна несосність валів не повинна перевищувати 0,05 мм. Напівмуфти мають два виконання - для з'єднання валів з циліндричними і конічними кінцями.

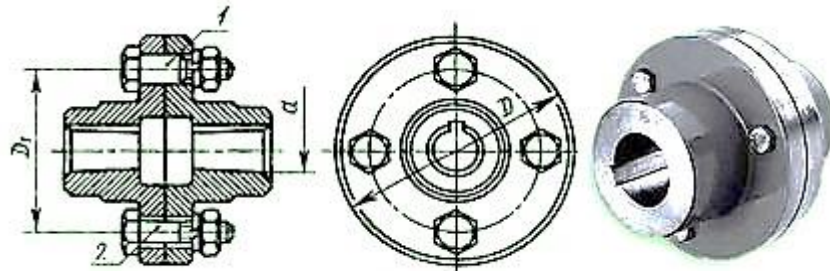


Рис. 2. Фланцевая муфта

Фланцеві муфти прості за конструкцією, полегшують монтаж вузлів і механізмів. Їх застосовують при передачі обертаючих моментів від 8 до 40000 Нм при діаметрах валів від 11 до 250 мм.

Матеріал напівмуфт - сталі марок 40 або 35Л. чавун марки СЧ20 і ін. Допустима окружна швидкість чавунних муфт - до 35 м / с. сталевих - до 70 м / с. Фланцеві муфти підбираються за стандартом. При конструюванні фланцевого муфтового з'єднання виконують розрахунок болтів на міцність.

Жорсткі компенсуючі муфти

Жорсткі компенсуючі муфти при з'єднанні валів здатні компенсувати незначні радіальні (рис. 1, а), осьові (рис. 1, б) і кутові (рис. 1, в) зміщення, обумовлені неточністю виготовлення, монтажу, особливостями конструкції вузлів і деформаціями валів при роботі. Шарнірні муфти, на відміну від інших типів компенсуючих муфт, здатні передавати крутний момент при значних кутових зсувах валів (до 45 °).

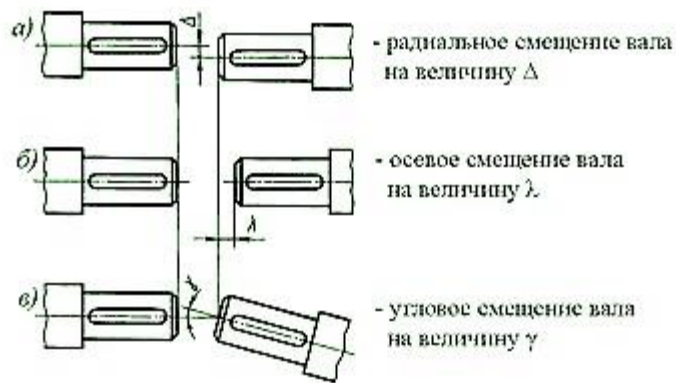


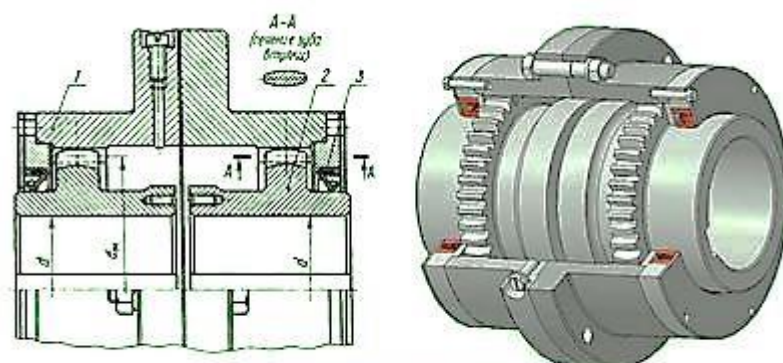
Рис. 3. Погрешности относительного расположения валов

Компенсація відхилень від співвісності валів досягається за рахунок рухливості жорстких деталей муфти. Однак вали і опори при цьому додатково навантажуються изгибающими моментами, радіальними і осьовими силами. Зі збільшенням зміщення валів ресурс муфти зменшується. З великої кількості конструкцій жорстких компенсуючих муфт найбільш поширені зубчасті, ланцюгові та з'єднувальні вали.

3. Зубчаста муфта

Зубчаста муфта (рис. 2) складається з двох обойм 1 з внутрішніми зубами евольвентного профілю, зачіпляються з зовнішніми зубами втулок 2, встановлених на кінці з'єднуються валів. Обойми з'єднують між собою болтами, поставленими без зазору в отвори «з-під розгортки». Обойми центрують по вершинах зубів втулок. Втулки виготовляють з отворами для циліндричних і конічних кінців валів.

Зазвичай в якості матеріалу для втулок і обойм використовують сталі марок 40, 45, 45Л і ін. Зубчасті муфти стандартизовані.

Рис. 4. Зубчатая муфта
1- обойма; 2- втулка; 3- магнитное уплотнение

Зубчасті муфти компенсують радіальні осьові і кутові зміщення валів за рахунок бокових зазорів в зачепленні, обточування зубів втулок по сферичному або діжкоподібним профілем (див. Перетин А-А на рис. 2). Компенсацію зсувів валів супроводжує відносний перекус осей втулок і обойм, а отже, ковзання зубів. Кут перекоосу кожної втулки відносно осі обойми допускають до $1^{\circ}30'$.

Основним критерієм працездатності зубчастої муфти є зносостійкість зубів. Для підвищення зносостійкості зуби гартують до твердості 42 ... 51 HRC. Зубчасте зачеплення працює в масляній ванні. Масло марки І-Г-С-68 заливають через отвір в обоймі. Для герметизації муфт застосовують ущільнення - гумові армовані манжети (сальники).

Зубчасті муфти мають відносно невеликі розміри, їх застосовують для передачі крутного моменту від 1000 до 63000 Нм між горизонтальними валами діаметром 40 ... 200 мм при окружних швидкостях до 25 м / с.

Зубчасті муфти підбирають по розрахунковому моменту, що визначається за формулою:

де T_n - номінальний крутний момент, переданий муфтою;

K_1 - коефіцієнт відповідальності, який може набувати таких значень:

- якщо поломка муфти може викликати зупинку машини, то $K_1 = 1$;
- якщо поломка муфти може привести до аварії машини, то $K_1 = 1,2$;
- якщо поломка машини може призвести до людських жертв або серйозних наслідків, то $K_1 = 1,8$.

K_2 - коефіцієнт умов роботи машини:

- при спокійній роботі без динамічних навантажень - $K_2 = 1$;
- при змінній роботі - $K_2 = 1,2$;
- при важкій роботі з поштовхами і ударами - $K_2 = 1,5$.

K_3 - коефіцієнт кутового зміщення:

$K_3 = 1$ при куті перекосу валів до $0,25^\circ$;

$K_3 = 1,25$ при куті перекосу валів від $0,25^\circ$ до $0,5^\circ$; $K_3 = 1,5$ при куті перекосу валів від $0,5^\circ$ до 1° ;

$K_3 = 1,75$ при куті перекосу валів від 1° до $1,5^\circ$.

При компенсації муфтою зсувів на кінці валів діє радіальна сила:

де T_p - розрахунковий момент муфти, Нм; d_m - ділильний діаметр зубчастого зачеплення муфти (див. рис. 2).

4. Ланцюгова муфта

Ланцюгова муфта (рис. 3) складається з двох напівмуфт, виконаних у вигляді зірочок з однаковою кількістю зубів, які охоплюються загальною ланцюгом. Ланцюгова муфта, як правило, закривається захисним роз'ємним кожухом, що заповнюється пластичним мастильним матеріалом (літол-24, солідол і т. П.). Застосовують стандартні роликові ланцюги однорядні і дворядні.

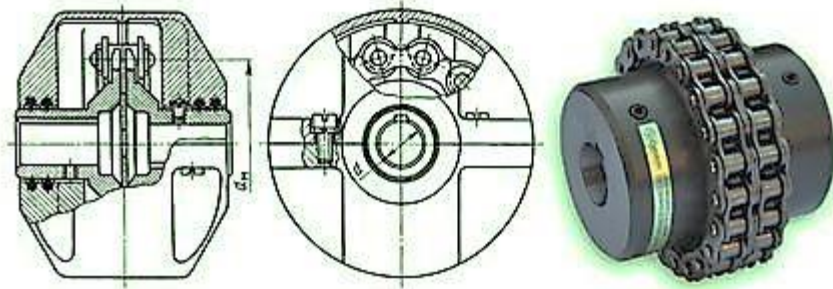


Рис. 5. Цепная муфта

Ланцюгова муфта компенсує радіальні і кутові зміщення валів за рахунок взаємних переміщень деталей муфти і зазорів в шарнірах ланцюга і в сполученні її із зірочками. Через наявність зазорів ці муфти не застосовуються в реверсивних приводах (при зміні напрямку передачі навантаження відбуваються удари, що знижують ресурс муфти). Перевагами ланцюгових муфт є простота конструкції, монтажу, обслуговування, а також відносно невеликі розміри. При демонтажі і монтажі муфтового з'єднання не потрібно осьового зсуву вузлів.

Ланцюгові муфти застосовують для передачі крутного моменту від 63 до 8000 Нм для валів діаметром від 20 до 140 мм. Такі муфти допускають зміщення валів: кутові - до 1° і радіальне від 0,16 до 0,8 мм в залежності від розміру муфти.

Як матеріал напівмуфт використовують сталь марок 45 або 45Л. кожух виготовляється з алюмінієвого сплаву, наприклад, АЛ3В.

Ланцюгові муфти стандартизовані.

При роботі ланцюгової муфти через несоосности з'єднуються валів з боку напівмуфти на кінці валів діє радіальна сила: де T_r - розрахунковий момент муфти, Нм; d_m - дільний діаметр зірочки напівмуфти.

Шарнирна муфта

Шарнирна муфта (рис .4) застосовується для з'єднання валів, осі яких при роботі перетинаються під значними кутами (до 45°). Складається шарнирна муфта з двох вилок і хрестовини. При постійній частоті обертання ведучого вала одинарна шарнирна муфта передає обертання веденого валу зі змінною частотою обертання протягом одного обороту, причому зі збільшенням кута перекоосу валів нерівномірність обертання веденого вала зростає

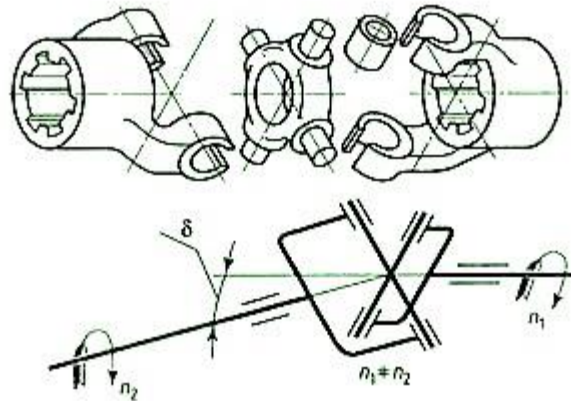
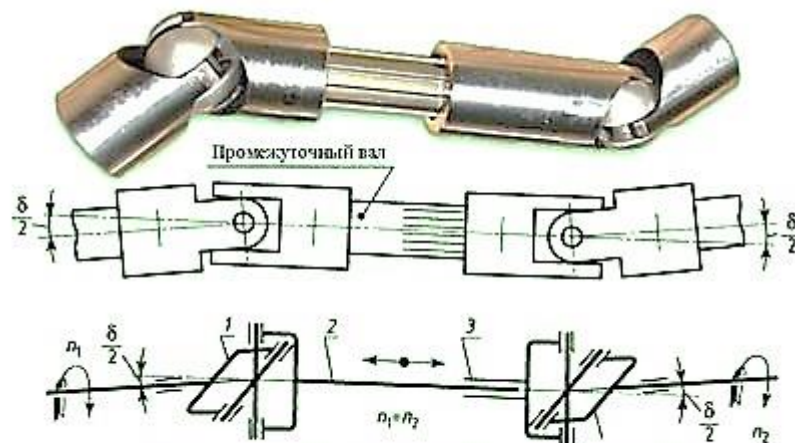


Рис. 6. Шарнирная одинарная муфта

Для ліквідації цього недоліку застосовують здвоєну шарнірну муфту (рис. 5), тоді друга одинарна муфта компенсує нерівномірність обертання, створювану першою муфтою. При цьому для рівномірної частоти обертання веденого вала необхідно, щоб обидва вала (провідний і ведений) були паралельні і нахилені відносно проміжного вала під однаковим кутом, а обидві вилки лежали в одній площині.

Для компенсації осевого зміщення валів під час роботи застосовують телескопічний проміжний вал змінюється довжини (зі змінним шліцевим з'єднанням).

Вилки і хрестовину муфти виготовляють з хромистих сталей марок 20Х и 40Х з загартуванням труться шарнірів. Муфту змащують консистентним мастилом.

Рис. 7. Шарнирная двойная муфта (карданная передача):
1 - карданный шарнир; 2 - карданный вал; 3 - шлицевое скользящее соединение

Шарнірні муфти широко застосовують у машинобудуванні для передачі руху між вузлами і агрегатами машин, що мають значну відносну рухливість (в автомобілях, сільськогосподарських і дорожніх машинах, в верстатах і т. П.).

Малогабаритні шарнірні муфти стандартизовані для валів діаметром від 10 до 40 мм. Підбір муфт виробляють по розрахунковому обертальному моменту T_r . Перевірочний розрахунок виконують методами опору матеріалів. ККД однієї одинарної муфти $\eta = 0,9$.

Здвоєну шарнірну муфту зазвичай називають карданної передачею (по імені італійського вченого і інженера Джироламо Кардано).

Питання для самоперевірки:

1. Глухі муфти – це?
2. Переваги і недоліки глухих муфт?
3. Класифікація муфт?

Лекція № 28 Редуктори.

План

1. Загальні відомості про редуктори
2. Одноступінчаті конічні редуктори
3. Двоступінчаті і триступінчаті редуктори
4. Черв'ячні редуктори

1. Загальні відомості про редуктори

З редукторів найбільш поширені горизонтальні (рис. 1, а). Вертикальний одноступінчатий редуктор показаний на рис. 1, б. Як горизонтальні, так і вертикальні редуктори можуть мати колеса з прямими, косими або шевронними зубами. Корпуси частіше роблять литими чавунними, рідше - зварними сталевими. При серійному виробництві доцільніше застосовувати литі корпусу. Вали монтують на підшипниках кочення або на підшипниках ковзання. Останні зазвичай застосовують у важких редукторах .

Максимальна передавальне число одноступінчатого циліндричного редуктора УП12,5. Висота одноступінчатого редуктора з таким або близьким до нього передавальним числом більше, ніж двоступеневого з тим самим значенням (рис. 2). Тому практично редуктори з передавальними числами, близькими до максимальних, застосовують рідко, обмежуючись.

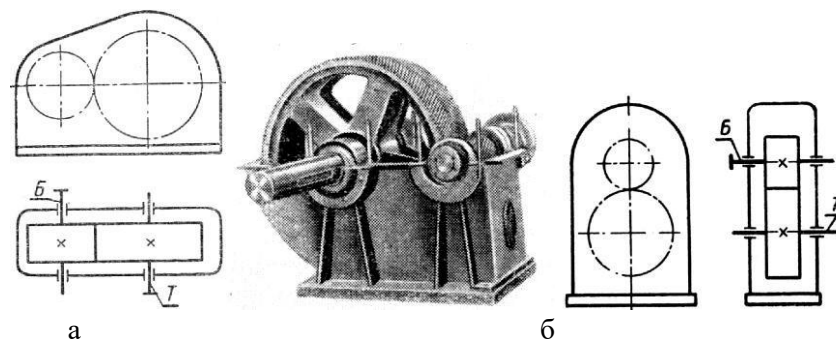


Рисунок 1 - Одноступінчаті редуктори з циліндричними зубчастими колесами
а - вертикального виконання; б - горизонтального виконання

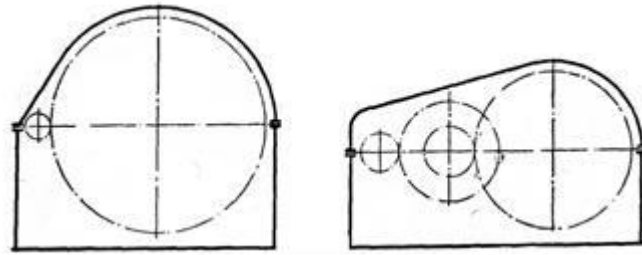


Рисунок 2 - Зіставлення габаритів одноступінчастого і двоступеневого редукторів з циліндричними колесами при однаковому передавальному числі

Вибір горизонтальної або вертикальної схеми для редукторів всіх типів обумовлений зручністю загального компоновання приводу (відносним розташуванням двигуна і робочого вала приводиться в рух машини і т. д.).

2. Одноступінчаті конічні редуктори

Редуктори цієї категорії застосовують значно рідше, ніж циліндричні. З одноступінчатих конічних редукторів найбільш поширені редуктори, виконані за схемою, показаної на рис. 3. Схема і загальний вигляд редуктора з вертикально розташованим тихохідним валом показані на рис. 4. Можливе виконання редуктора з вертикально розташованим швидкохідним валом; в цьому випадку привід здійснюється від фланцевого електродвигуна.

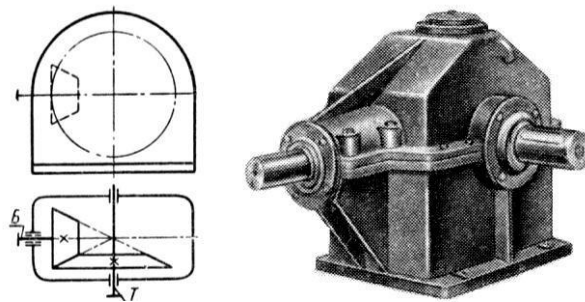


Рисунок 3 - Одноступінчатий редуктор з конічними зубчастими колесами

Передавальне число одноступінчатих конічних редукторів з прямозубими колесами, як правило, не вище трьох; в рідкісних випадках зустрічається $U \leq 4$. При косих або криволінійних зубах як верхньої межі передавальних чисел $U_{\max} \leq 6,3$.

Вали конічних редукторів, як правило, монтують на підшипниках кочення.

При проектуванні редукторів з конічними прямозубими колесами слід мати на увазі, що окружні швидкості (розрахункові - по ділильної окружності середнього діаметра) вище $V_m \leq 3 \text{ м/с}$ (як виняток 4 м/с) небажані.

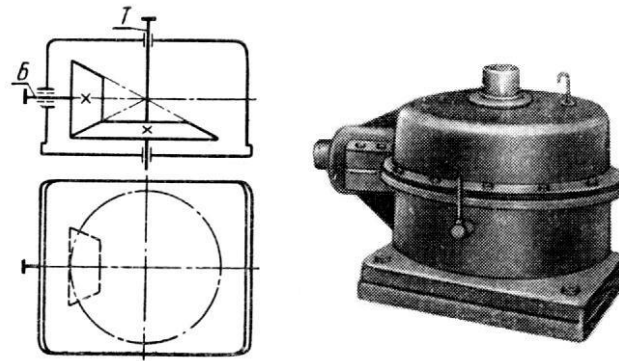


Рисунок 4 - одноступінчатий конічний редуктор з вертикальним веденим валом

3. Двоступінчаті і триступінчаті редуктори

Маса і габарити редуктора в значній мірі залежать від того, як розподілено передавальне відношення сходами передачі. Кращі показники мають редуктори, у яких діаметри коліс всіх ступенів близькі між собою. При цьому також виконуються і умови мастила зануренням коліс в загальну масляну ванну. Передавальні числа U_6 швидкохідної U_m і тихохідної ступенів двоступеневих редукторів визначають за співвідношеннями, наведеними в табл. 1.

Найбільш поширені двоступеневі горизонтальні редуктори, виконані по розгорнутій схемі (рис. 5)

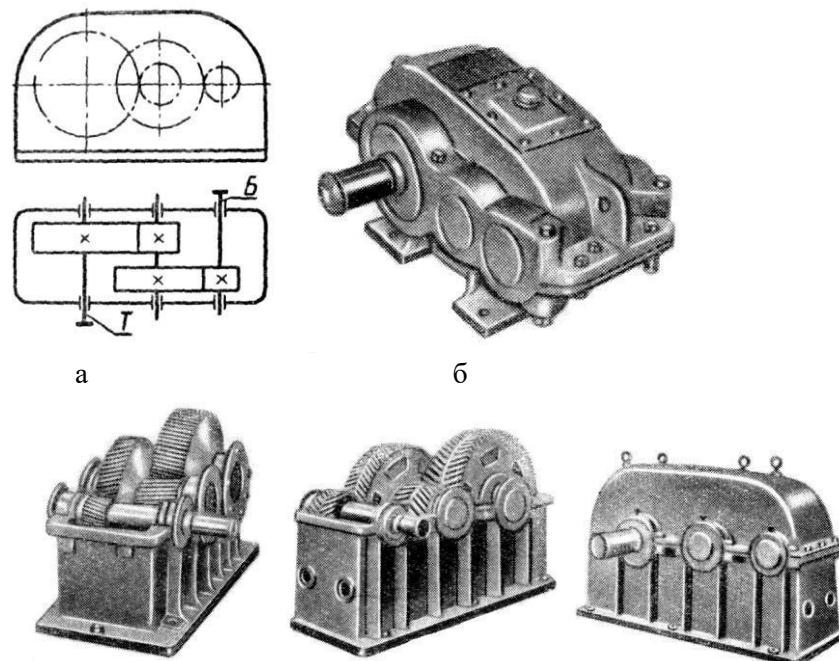
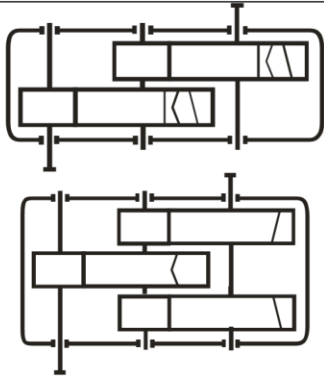
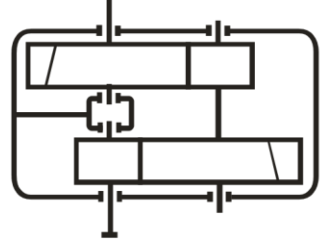
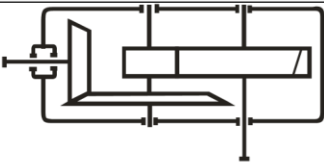
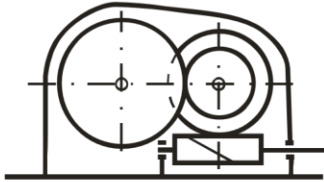


Рисунок 5 - Двоступеневий горизонтальний редуктор з циліндричними колесами

а - кінематична схема; б - загальний вид (конструкція з візними кришками); в - редуктор з косозубими колесами; г - редуктор з шевронними колесами; д - загальний вигляд редуктора

Таблиця 1 - Рекомендації по вибору передаточних чисел швидкохідної U_{δ} і тихохідної U_m ступенів двоступеневих редукторів

Редуктор	Схема	Передаточное отношение	
		U_{δ}	U_m
Двухступенчатый по развернутой схеме		$\frac{U_{ред}}{U_m}$	$0,88\sqrt{U_{ред}}$
Двухступенчатый соосный		$\frac{U_{ред}}{U_m}$	$0,95\sqrt{U_{ред}}$
Двухступенчатый соосный с внутренним зацеплением		$2\sqrt[3]{U_{ред}}$	$\frac{U_{ред}}{U_{\delta}}$
Коническо-цилиндрический		$\frac{U_{ред}}{U_m}$	$1,1\sqrt{U_{ред}}$
Цилиндро-червячный		1,6...3,15	$\frac{U_{ред}}{U_{\delta}}$
Червячно-цилиндрический		$\frac{U_{ред}}{U_m}$	3,15...5

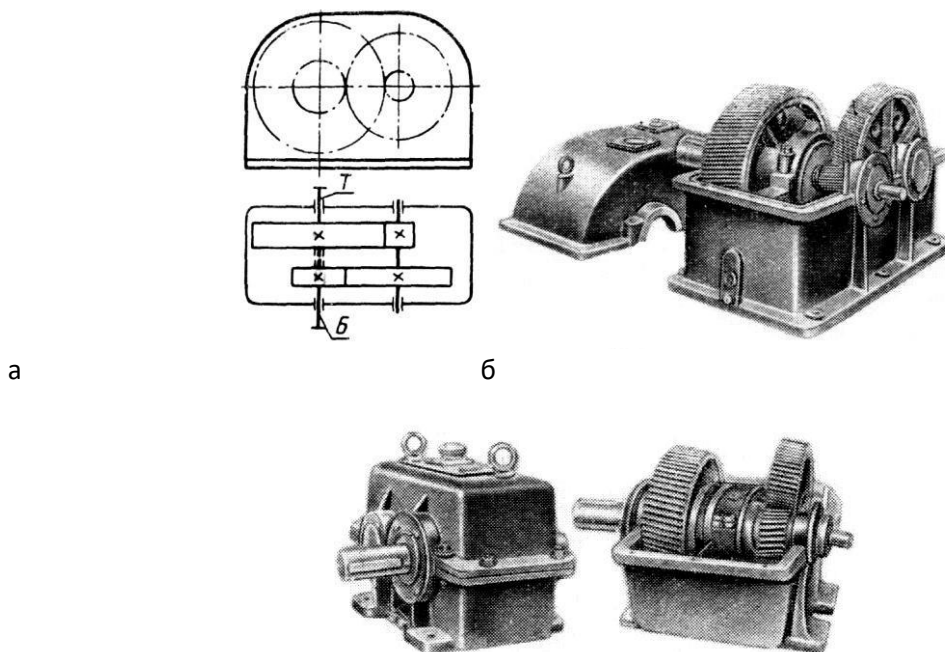
Застосування співвісній схеми (рис. б) дозволяє зменшити довжину редуктора. У цьому її основна перевага. Загальні види редукторів, виконаних за цією схемою, показані на рис. 6, б і в.

У співвісних редукторах швидкохідний ступінь найчастіше недовантажена. Це пояснюється тим, що зусилля, що виникають в зачепленні коліс тихохідної ступені,

значно більше, ніж в швидкохідної, а міжосьові відстані ступенів однакові ($a_6 \square a_m$). Вказана обставина є одним з основних недоліків співвісних редукторів. Крім того, до їх недоліків відносяться:

- а) великі габарити в напрямку геометричних осей валів, ніж у редукторів, виконаних по розгорнутій схемі;
- б) важкість мастила підшипників, розташованих в середній частині корпусу;
- в) велика відстань між опорами проміжного вала, що вимагає збільшення його діаметра для забезпечення достатньої міцності і жорсткості.

Очевидно, застосування співвісних редукторів обмежується випадками, коли немає необхідності мати два вихідних кінця швидкохідного (тихохідного) валу, а збіг геометричних осей вхідного і вихідного валів зручно при наміченій загальній компоновці приводу.



а

б

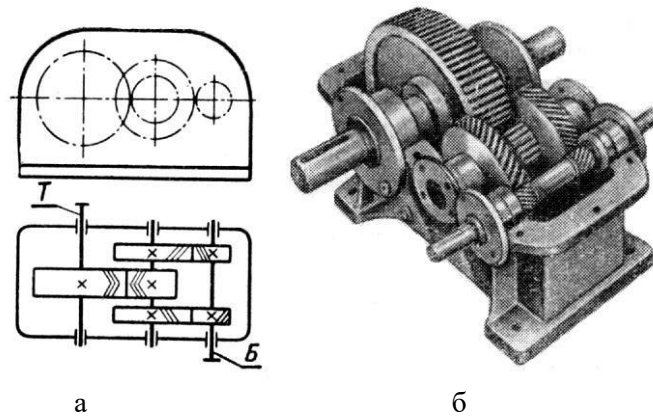
а - кінематична схема; б, в - варіанти загального вигляду

Рисунок 6 - Двохступеневий горизонтальний співвісний редуктор

Відносно типу зубів і підшипників в двоступеневих редукторах залишається в силі сказане щодо одноступінчатих циліндричних редукторів.

В окремих випадках роблять швидкохідну щабель з косозубими, тихохідну - з прямозубими колесами (це відноситься як до співвісним, так і до Неспіввісність редукторів).

Редуктор з роздвоєною швидкохідної щаблем, що має косозубі колеса, показаний на рис. 7. Тихохідна щабель при цьому може мати або шевронні колеса (рис. 7, а), або прямозубі (рис. 7, б).



а - кінематична схема; б - загальний вигляд (без кришки)

Рисунок 7 - Двохступеневий горизонтальний редуктор з роздвоєною першої (швидкохідної) щаблем

При роздвоєною швидкохідної чи тихохідної (рис. 8) ступені колеса розташовані симетрично щодо опор, що призводить до меншої концентрації навантаження по довжині зубів, ніж при застосуванні звичайної розгорнутої або соосної схем. Це дозволяє мати в даному випадку менш жорсткі вали.

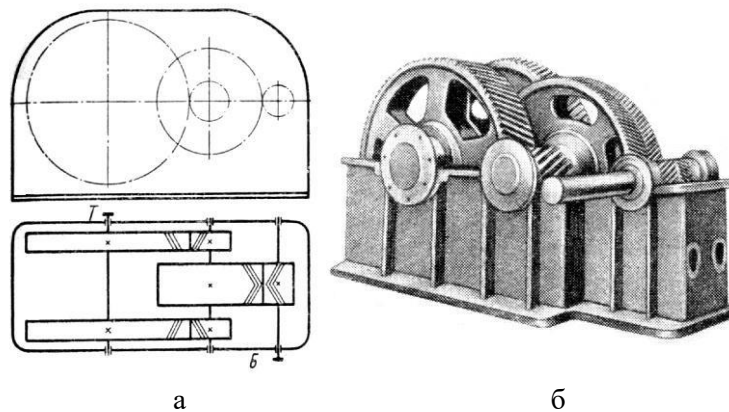


Рисунок 8 - Двохступеневий горизонтальний редуктор з роздвоєною другою (тихохідної) щаблем Швидкохідний вал редуктора, показаного на рис. 7, б, повинен мати свободу осьового переміщення («плаваючий» вал), що забезпечується відповідною конструкцією підшипникових вузлів; в редукторі, показаному на рис. 8, а, свободу осьового переміщення, крім того, повинен мати тихохідний вал. При дотриманні зазначеного умови передана потужність розподіляється порівну між паралельно працюючими парами зубчастих коліс. В результаті в небезпечному поперечному перерізі проміжного вала виникає

крутний момент, відповідний половині переданої потужності. Сказане стосується також до редуктора, показаному на рис. 8.

Співвісний редуктор також може бути виконаний з роздвоєною передачею (рис. 9). Редуктор, виконаний за такою схемою, іноді називають двухпоточним.

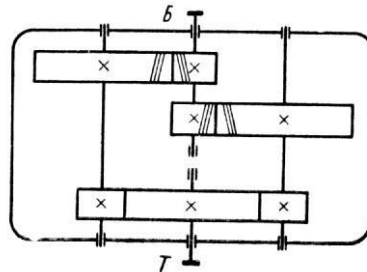


Рисунок 9 - Кінематична схема двоступеневого співвісного редуктора з роздвоєною передачею

Схеми вертикальних циліндричних двоступеневих редукторів наведені на рис. 10.

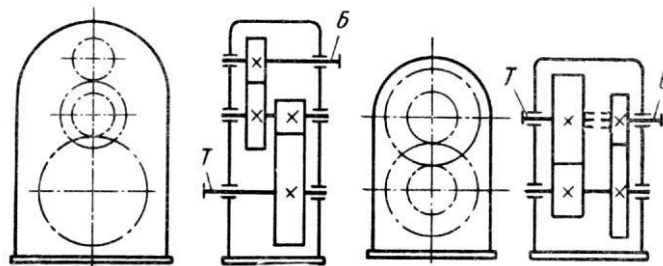


Рисунок 10 - Кінематичні схеми двоступеневих циліндричних вертикальних редукторів

При порівняно невеликому загальному передавальному числі ($U \square 4 \dots 16$) можна (при забезпеченні задовільною компоновкою редуктора) так розбити загальне передавальне число сходами, що здатність навантаження швидкохідної ступені буде використана повністю. Двоступеневі циліндричні редуктори зазвичай застосовують для діапазону передавальних чисел $U \square$

$8 \dots 30$: $U_{\min} \square 6,3$; $U_{\max} \square 63$.

При необхідності мати редуктор з великим передавальним числом його виконують триступінчатим (рис. 11). Такі редуктори мають i . $U_{\min} \square 31,5$ та $U_{\max} \square 400$.

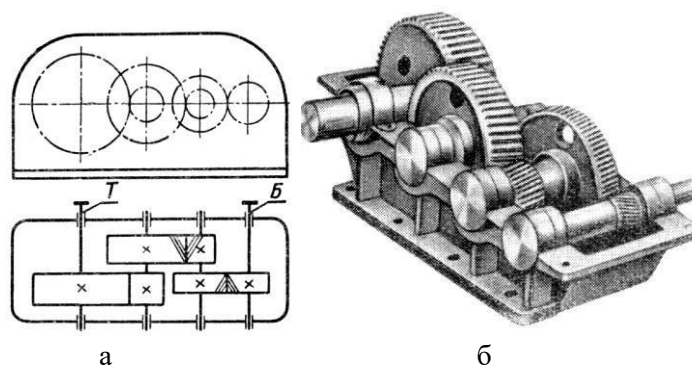
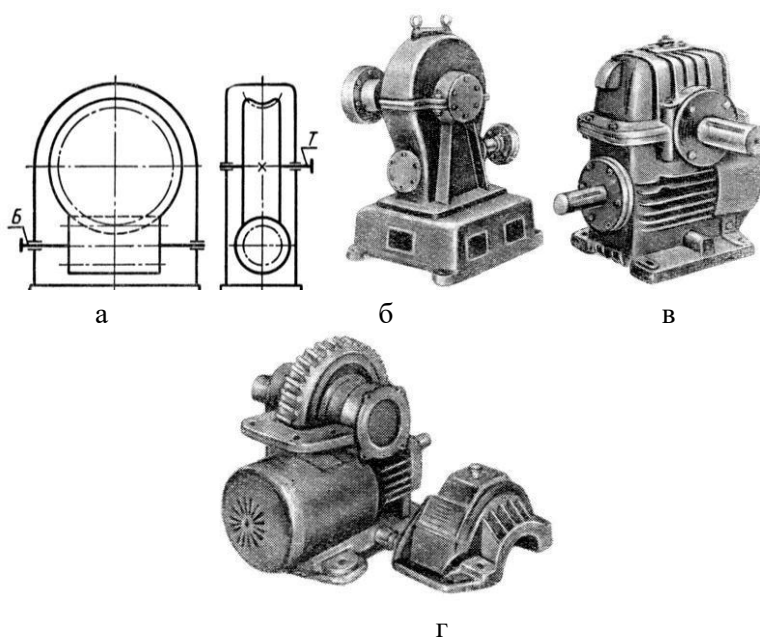


Рисунок 11 - Триступінчастий горизонтальний циліндричний редуктор

Редуктор, показаний на рис. 11, б, виконаний ні з горизонтальним, як на схемі рис. 8, а, але з похилим роз'ємом. При такій конструкції можна забезпечити мастило зануренням коліс всіх ступенів редуктора без надмірно глибокого занурення в масляну ванну колеса, що має найбільший діаметр. Корпуси з похилим роз'ємом можуть застосовуватися і в двоступеневих редукторах. Слід, однак, враховувати, що технологія виготовлення корпусів з похилим роз'ємом дещо складніше, ніж з горизонтальним роз'ємом.

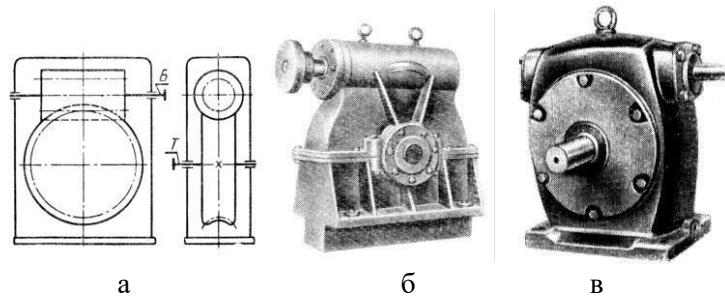
4. Черв'ячні редуктори

За відносним положенням черв'яка і черв'ячного колеса розрізняють три основні схеми черв'ячних редукторів: з нижнім, верхнім і з бічним розташуванням черв'яка (рис. 12-14).



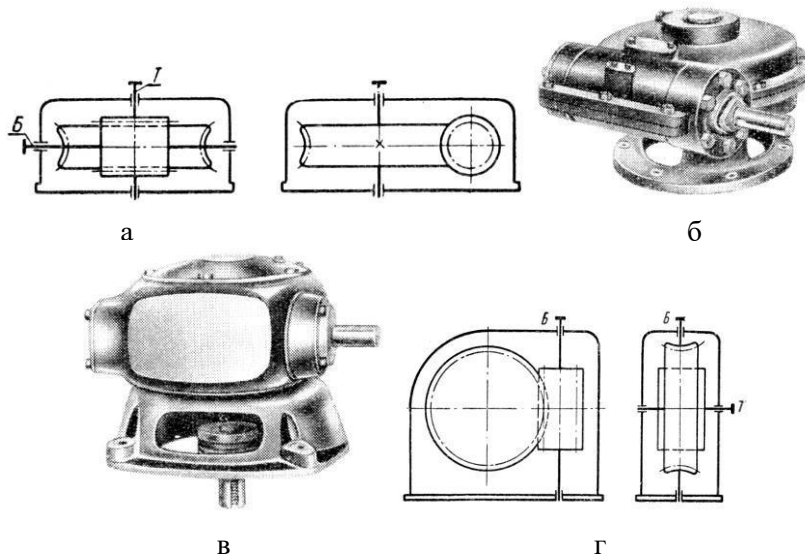
а - кінематична схема; б - загальний вигляд редуктора з роз'ємним корпусом; в - загальний вигляд редуктора з ребристим роз'ємним корпусом і штучним обдувом; г - то ж, зі знятою кришкою

Рисунок 12 - Черв'ячні редуктори з нижнім розташуванням черв'яка



а - кінематична схема; б - загальний вигляд редуктора з роз'ємним корпусом; в - загальний вигляд редуктора з не рознімним корпусом

Рисунок 13 - Черв'ячний редуктор з верхнім розташуванням черв'яка



а - кінематична схема редуктора з вертикальним валом черв'ячного колеса; б - загальний вигляд редуктора з роз'ємним корпусом; в - загальний вигляд редуктора з не рознімним корпусом; г - кінематична схема редуктора з вертикально розташованим черв'яком

Рисунок 14 - Черв'ячні редуктори з бічним розташуванням черв'яка

Штучний обдув ребристих корпусів забезпечує більш сприятливий тепловий режим роботи редуктора.

У редукторах з бічним розташуванням черв'яка вал черв'ячного колеса зазвичай вертикальний. Їх застосовують для приводу механізмів повороту, наприклад в поворотних підйомних кранах.

Кінематична схема редуктора з вертикально розташованим черв'яком показана на рис. 14, г, редуктори такого типу застосовують рідко.

При нижньому розташуванні черв'яка краще умови мастила зачеплення, при верхньому - менша ймовірність потрапляння в зачеплення металевих частинок - продуктів зносу.

Вибір схеми редуктора зазвичай диктується зручністю компонування приводу в цілому. Передавальні числа черв'ячних редукторів зазвичай коливаються в межах

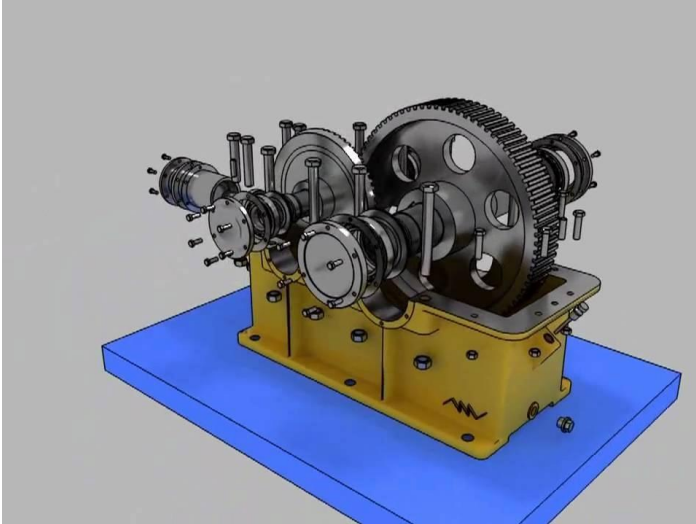
У зв'язку з порівняно невисоким ККД. черв'ячних ре-редуктора застосування їх для передачі великих потужностей недоцільно; крім того, і габарити їх в цьому випадку виходять досить великими. Практично черв'ячні передачі застосовують для передачі потужності, як правило, не більше 35 ... 45кВт і як виняток - до 150 кВт. У приводних установках, що працюють безперервно, застосування черв'ячних редукторів в більшості випадків не виправдане.

Питання для самоперевірки:

1. Для чого призначені редуктори. Для чого вони застосовуються?
2. Яке максимальне передавальне число одноступінчатого циліндричного редуктора?
3. Які Ви знаєте типи редукторів?

Лекція № 29 Збірка редукторів.

Перед складанням внутрішню порожнину корпусу редуктора ретельно очищають і покривають масло стійкою фарбою.



Збірку виконується в відповідності зі складальним кресленням редуктора, починаючи з вузлів валів;

На провідний вал насаджують масло утримуюче кільце і шарикопідшипники, попередньо нагріті в маслі до 80-1000С;

В ведений вал закладають шпонку і напесовують зубчасте колесо до

упору в бурт вала; потім надягають розпорну втулку, масло утримуюче кільце і встановлюють шарикопідшипники, попередньо нагріті в маслі.

Зібрані вали укладають в основу корпусу редуктора і надівають кришку редуктора, покриваючи попередньо поверхні стику кришки і корпусу спиртовим лаком. Для центрування встановлюють кришку на корпус за допомогою двох конічних штифтів; затягують болти, що кріплять кришку до корпусу.

Після цього на ведений вал надягають розпірне кільце, в підшипникові камери закладають пластичне мастило, ставлять кришки підшипників з комплектом металевих прокладок для регулювання.

Перед постановкою наскрізних кришок в проточки закладають повстані ущільнення, просочені гарячим маслом. Перевіряють проворачиванием валів відсутність заклинювання підшипників (вали повинні провертатися від руки) і закріплюють кришки гвинтами.

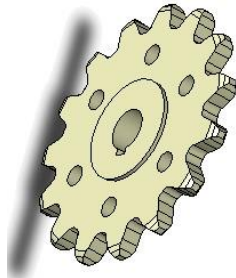
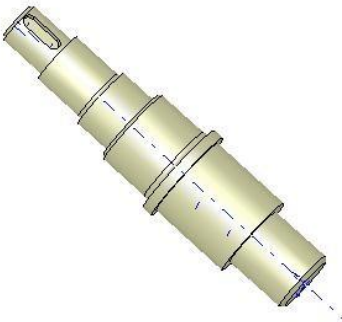
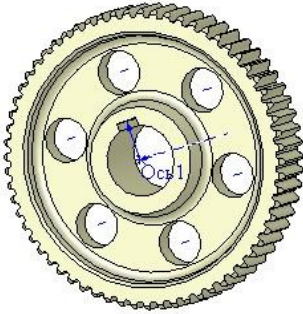
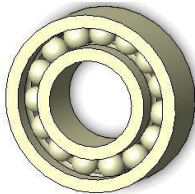
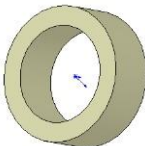
Далі на кінець відомого вала в шпонкову канавку закладають шпонку, встановлюють зірочку і закріплюють її торцевим кріпленням; гвинт торцевого кріплення стопорять спеціальною планкою.

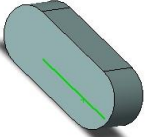
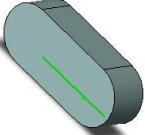
Потім вкручують пробку масло спускного отвори з прокладкою і жезлових масло вказівник.

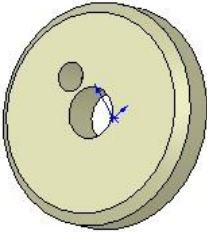
Заливають в корпус масло і закривають оглядовий отвір кришкою з прокладкою з технічного картону; закріплюють кришку болтами.

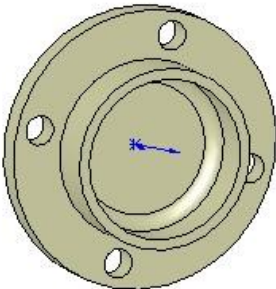
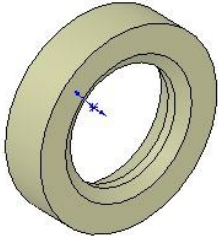
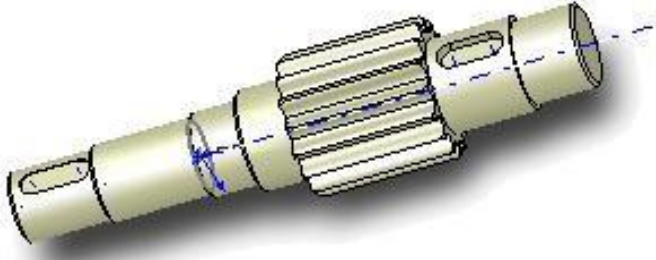
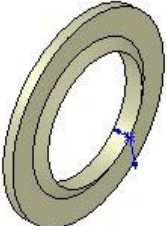
Зібраний редуктор обкатують і випробовують на стенді за програмою, яка встановлюється технічними умовами.

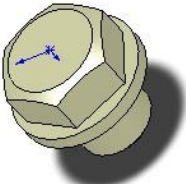

Таблица 1 – Элементы-наполнители узла редуктора


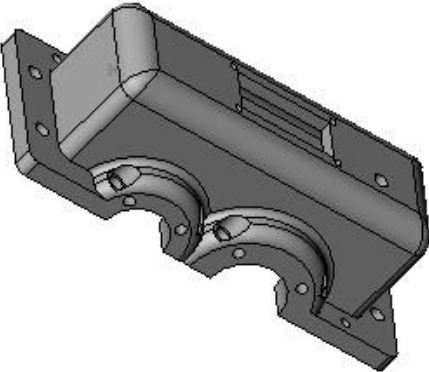
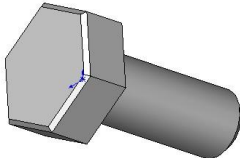
Наименование элемента	Колво	Модель
Звездочка цепной передачи	1	
Вал	1	
Цилиндрическое зубчатое колесо	1	
Подшипники шариковый радиальный	4	
Кольцо дистанционное	1	

Наименование элемента	Колво	Модель
Штифт	2	
Крышка подшипника с отверстием	2	
Шпонка 12x8x30	1	
Шпонка 6x6x20	1	
Болт М12х1,5	1	
Шайба стопорная многолапчатая	1	

Шайба	1	
-------	---	--

Наименование элемента	Колво	Модель
Крышка подшипника глухая	2	
Сальник	2	
Вал шестерня	1	
Вкладыш	1	

Пробка	1	
Отдушина	1	

Наименование элемента	Колво	Модель
Основание корпуса	1	
Крышка корпуса	1	
Болт М8х1,5	16	

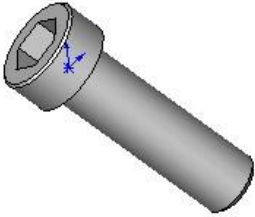




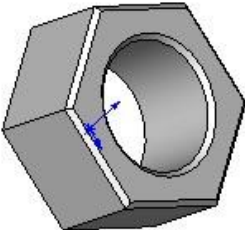
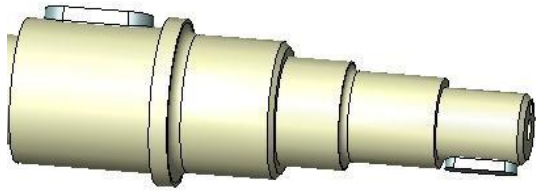
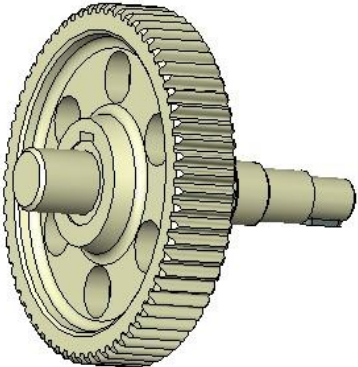
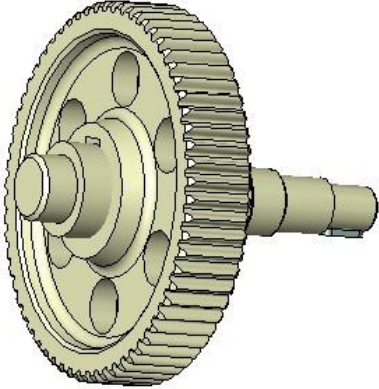
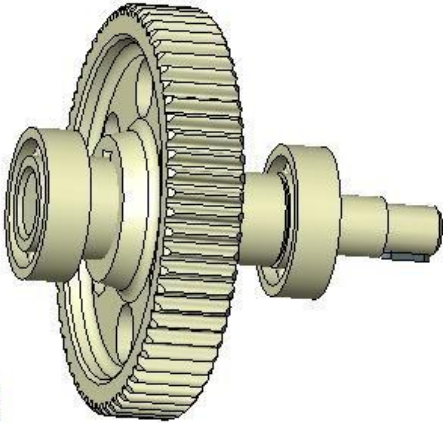
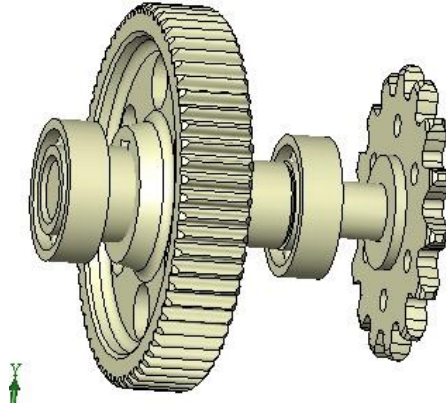
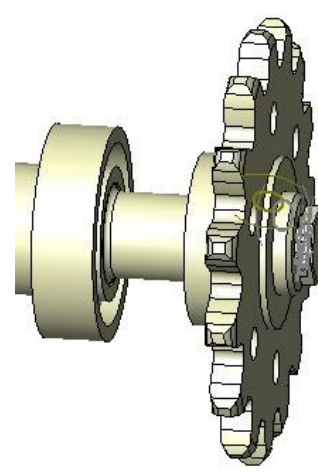
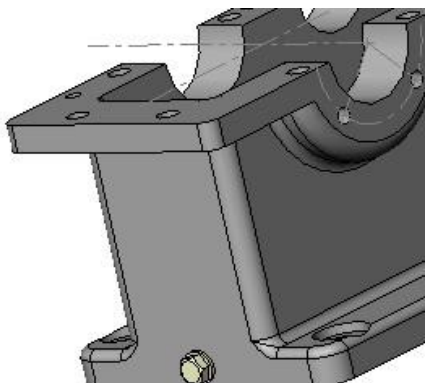
Болт М12х48	12	
Маслоуказатель	1	
Шайба М6	4	
Наименование элемента	Колво	Модель
Шайба М8	16	
Шайба М12	12	
Гайка М12	4	

Таблица 2 – Последовательность сборки.

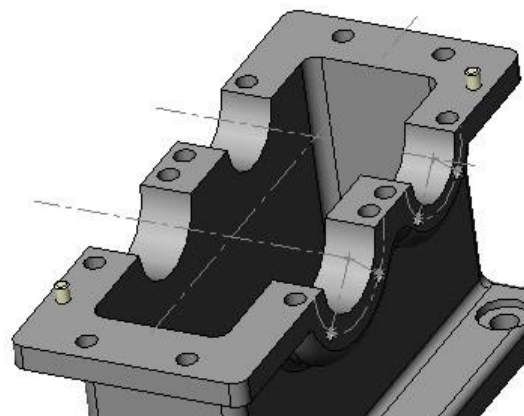
Действие	Модель
----------	--------

<p>Ставим шпонки в шпоночные пазы вала</p>	
<p>Садим на вал цилиндрическое зубчатое колесо</p>	

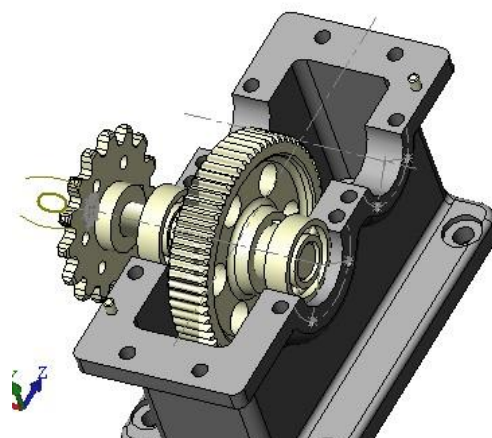
<p>Действие</p>	<p>Модель</p>
<p>Садим на вал кольцо</p>	
<p>Ставим подшипники</p>	

Ставим звездочку	
Ставим шайбу, стопорную многолопчатую шайбу	
Действие	Модель
Вставляем крышку в корпус	

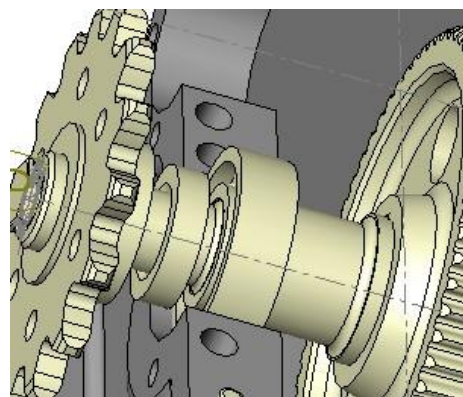
Ставим штифты в отверстия в основании корпуса



Ставим сборочный вал в основании корпуса



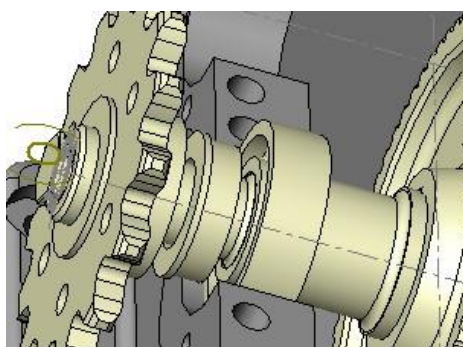
Ставим на сборочный вал сальник

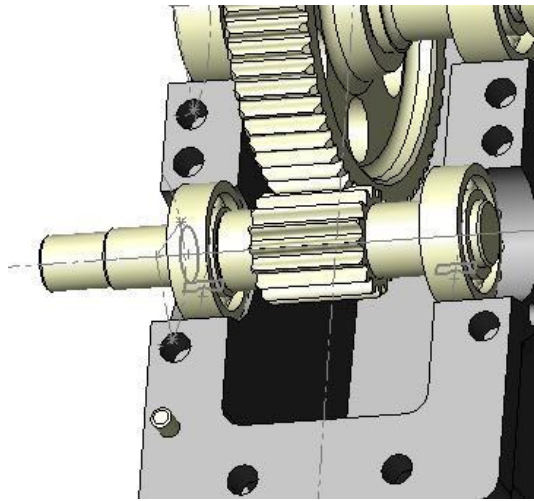
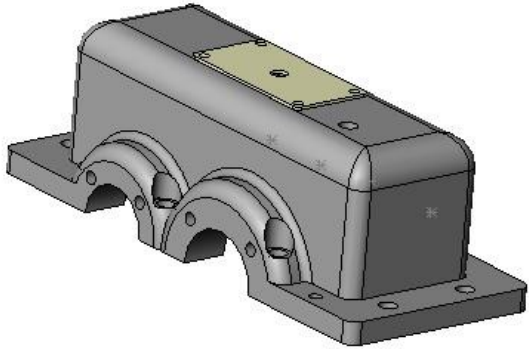
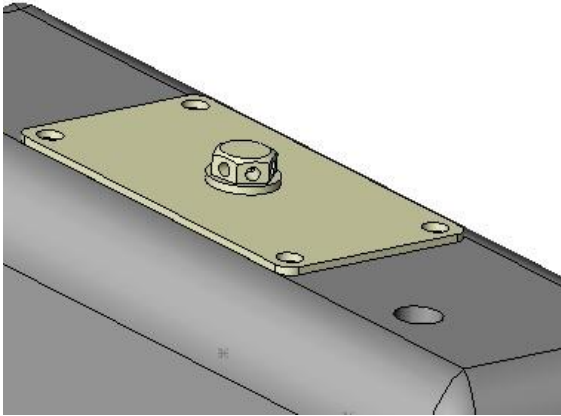


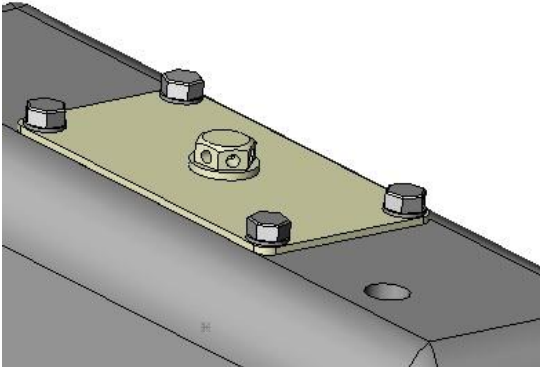
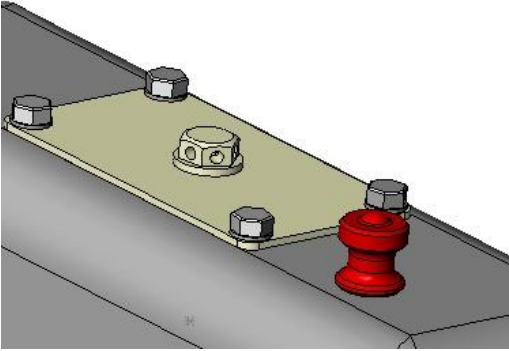
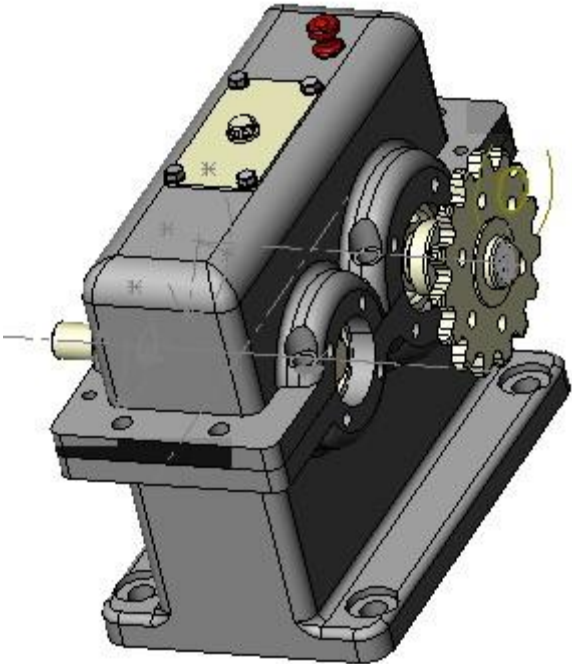
Действие

Модель

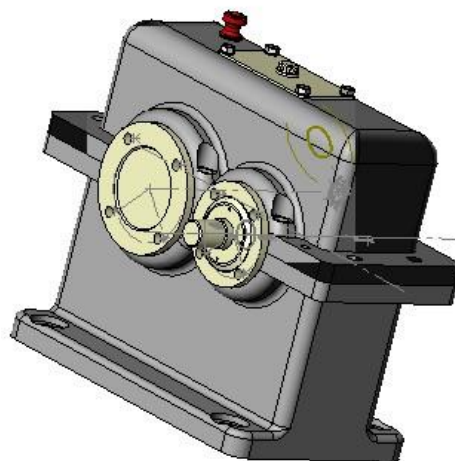
Ставим на вал вкладыш



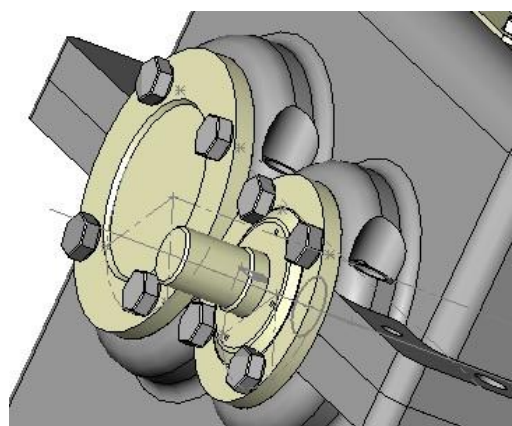
<p>Ставим вал-шестерню уже с подшипниками в основание корпуса</p>	
<p>Ставим крышку люка на верхнюю крышку корпуса</p>	
<p>Ставим отдушину в отверстие крышки люка</p>	
<p>Действие</p>	<p>Модель</p>

<p>Ставим болты уже с шайбами в отверстие крышки люка</p>	
<p>Ставим маслоуказатель в отверстие верхней части крышки корпуса</p>	
<p>Ставим верхнюю сборочную крышку корпуса на основание корпуса</p>	
<p>Действие</p>	<p>Модель</p>

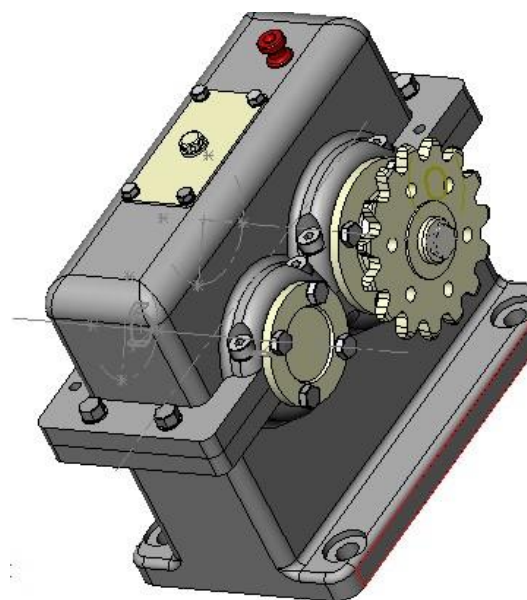
Ставим крышки подшипников (глухие и с отверстием)



Ставим болты с гайками в отверстие крышек подшипников



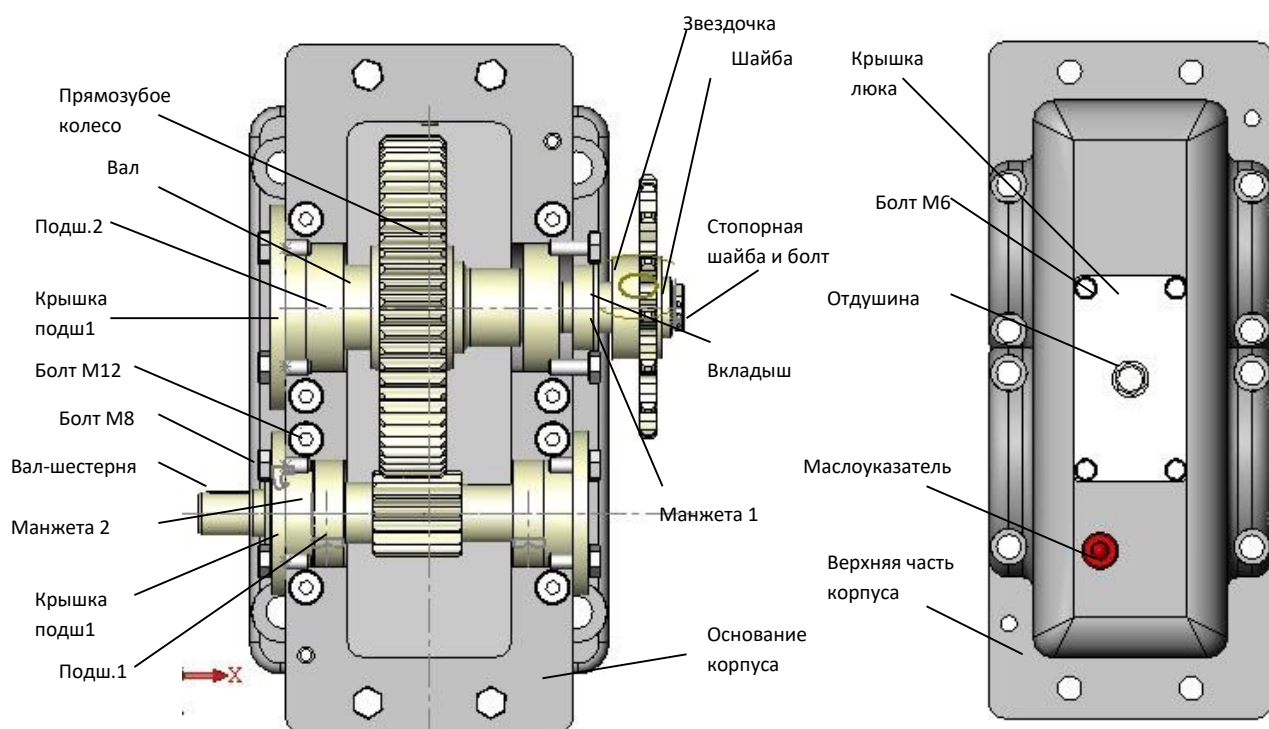
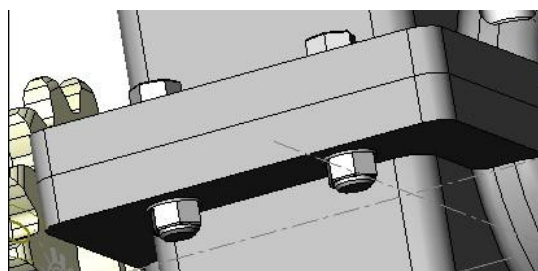
Ставим болты с шайбами в отверстие верхней крышки корпуса



Действие

Модель

Ставим гайки на болты



Питання для самоперевірки:

1. З чого потрібно починати збірку редуктора?;
2. Для чого перед складанням, внутрішню порожнину корпусу редуктора ретельно очищають і покривають масло стійкою фарбою?.
3. Розкажіть послідовність збірки редуктора.