

Основи конструювання

3.1 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ

Завдання та мета розділу "Деталі машин". Поняття деталі, кінематичної пари, механізму, машини, їх класифікація.

СРС 17 3.2 ОСНОВНІ ВИДИ ТА КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМІВ

Деякі поширені види механізмів Застосування кривошипно-шатунних /корбово-гонкових/, кулачкових, храпових, мальтійських та гвинтових механізмів.

Основні вимоги до машин, збільшення їх довговічності. Поняття про надійність і довговічність машин.

3.3 МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАВАЧІ ОБЕРТОВОГО РУХУ

3.3.1 Загальні відомості про передавачі.

Призначення. Застосування та класифікація механічних передавачів. Основні кінематичні та геометричні співвідношення багатоступінчастих передавачів.

СРС 18 3.3.2 - 3.3.3 Фрикційні, пасові передавачі, їх будова, принцип роботи, класифікація, переваги і недоліки та область застосування.

СРС 19 3.3.4 Ланцюгові передавачі, їх будова, принцип роботи, класифікація, переваги і недоліки та область застосування.

3.3.5 Зубчасті передавачі та їх класифікація. Будова, принцип роботи і недоліки та область застосування.

Прямозубі, косозубі та шевронні циліндричні і конічні зубчасті передавачі. Порівняльна характеристика. Кінематичний та, геометричний розрахунок передавача.

Лабораторна робота №3 "Визначення параметрів зубчастих коліс"

СРС 20 3.3.6 Черв'ячні /шнекові/ передавачі. Будова, принцип роботи, область застосування, класифікація, переваги та недоліки. Кінематичний та, геометричний розрахунок передавача. Вибір матеріалу.

СРС 21 3.3.7 РЕДУКТОРИ

Загальні відомості про редуктори. Будова, призначення та класифікація. Мотор-редуктори. Основні параметри редукторів.

Лабораторна робота 4 "Вивчення конструкції зубчастого редуктора".

Лабораторна робота 5 "Вивчення конструкції черв'ячного редуктора".

3.4 ВАЛИ ТА ОСІ. Призначення, конструктивні форми і класифікація. Поняття проектного розрахунку осей і валів.

3.5 ВАЛЬНИЦІ (ПІДШИПНИКИ). Вальниці ковзання кочення. Будова, класифікація та порівняльна характеристика.

СРС 22 3.6 МУФТИ

Муфти, їх призначення та класифікація. Конструкції основних типів муфт.

3.7 З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ

Призначення з'єднань. Класифікація.

3.7.1 РОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

Нарізьні з'єднання. Шпонкові та шліцові з'єднання. Основи їх розрахунку

СРС 23 3.7.2 НЕРОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

Зварні та заклепкові з'єднання, їх класифікація та розрахунки на міцність. Поняття про клейові з'єднання.

Контрольна робота 3

ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО ПІДСУМКІВ НАВЧАННЯ

Перелік знань та вмінь студентів: Основною задачею вивчення курсу “Деталі машин” є озброєння студента методами, правилами і нормами проектування типових деталей машин, виходячи із загальних умов роботи, які забезпечують вибір найбільш раціональних матеріалів, форм, розмірів та інших умов виготовлення.

Після вивчення студенти повинні

Вміти :

1 Скласти кінематичні схеми механізмів. Визначити передаточне число, кутові швидкості, потужності і обертальні моменти на валах багатоступінчастого передавача.

2 Розрахувати заклепкові, зварні та найпростіші випадки нарізних з'єднань.

3 Виконувати геометричний розрахунок прямозубих циліндричних і черв'ячних передавачів.

Знати:

1 Основні вимоги до машин та їх деталей.

2 Будову, принцип роботи, переваги і недоліки фрикційних, пасових, ланцюгових, зубчастих та черв'ячних передавачів, будову редукторів.

Мати поняття: про рознімні і нерознімні з'єднання, про застосування кривошипно-шатунних /корбово-гонкових/, кулачкових, храпових, мальтійських та гвинтових механізмів, про вали і осі, добір вальниць і муфт для різних механізмів машин.

3 САМОСТІЙНА РОБОТА СТУДЕНТА

3.1 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ

Студент повинен:

Знати: Завдання та мету розділу "Деталі машин". Поняття деталі, кінематичної пари, механізму, машини, їх класифікацію.

Інформація

Мета курсу "Деталі машин" являє вивчення будови машини, принцип роботи, розрахунки і проектування деталей машин і механізмів загального призначення. Вивчаються кінематичні розрахунки, основи розрахунків на міцність і жорсткість, методи конструювання, раціональний вибір матеріалів і способи з'єднання деталей.

У багатьох галузях народного господарства виробничі процеси здійснюються машинами. Сучасні машини багаторазово підвищують продуктивність фізичної і розумової праці людини. Машини настільки міцно ввійшли в життя суспільства, що в даний час важко знайти такий предмет або продукт споживання, який був би виготовлений або доставлений до місця споживання без допомоги машин. Без машин неможливий сучасний розвиток науки, медицини, мистецтва які потребують сучасних інструментів і матеріалів, були б не можливі швидкі темпи будівництва, транспорту а також не могли б задовольнятися споживчі потреби населення в предметах широкого споживання.

Усі деталі та вузли загального призначення поділяються на три основні групи: з'єднання і деталі з'єднань (болти, шпильки, шпонки тощо); механічні передавачі; деталі і вузли, що обслуговують передавачі (вали, вальниці (підшипники) , муфти тощо). Основні вимоги до деталей і вузлів: **міцність, жорсткість, довговічність**, теплостійкість, мала вага і мінімальні габарити, технологічність. Виконання цих вимог забезпечується в процесі розрахунків.

Конструкції машин неперервно вдосконалюються згідно з вимогами експлуатації та виробництва, а також на основі можливостей, що виявляються з розвитком науково–технічних досліджень, з появою нових матеріалів і способів надання їм потрібних форм та властивостей.

Машиною називається механічний пристрій, виконуючий рух для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою заміни або полегшення фізичної і розумової праці людини.

В залежності від функціонального призначення машини діляться на класи: *машини–двигуни* – енергетичні машини призначенні для перетворення любого вида енергії в механічну (ДВЗ, електродвигуни і т.п.); *технологічні машини*, призначенні

для змінювання розмірів, форми, властивостей або стану предмета (металорізальні верстати, преси, машини харчової та хімічної промисловості); *транспортні машини*, призначенні для переміщення людей, вантажів (потяги, авто, екскаватори, транспортери підйомні крани і т.п.); *обчислювальні машини* ІОМ, комп'ютери і т.п.

Деталь – виріб, виготовлений із матеріалу однієї марки без використання складальних операцій або з використанням місцевих з'єднувальних операцій (зварювання, паяння, склеювання), чи виконанням декоративного або захисного покриття. Приклади деталей такі: вал, виготовлений з одного матеріалу; труба, виготовлена зварюванням листового матеріалу; гайка, покрита хромом.

Механізм - система твердих тіл, рухомо з'єднаних між собою, яка призначена для перетворення рухів і сил одного чи кількох тіл у потрібні рухи і сили інших тіл.

Ланка - деталь, або жорстке з'єднання декількох деталей, що несе елементи кінематичних пар.

Кінематична пара – з'єднання двох ланок, які дотикаються і рухаються одна відносно одної. Поверхня, лінія або точка ланки, що дотикається (контактує) з другою ланкою пари, називається елементом пари. Якщо елементом пари є лінія або точка то така пара називається **вищою**, якщо поверхня або площа — **нижчою**.

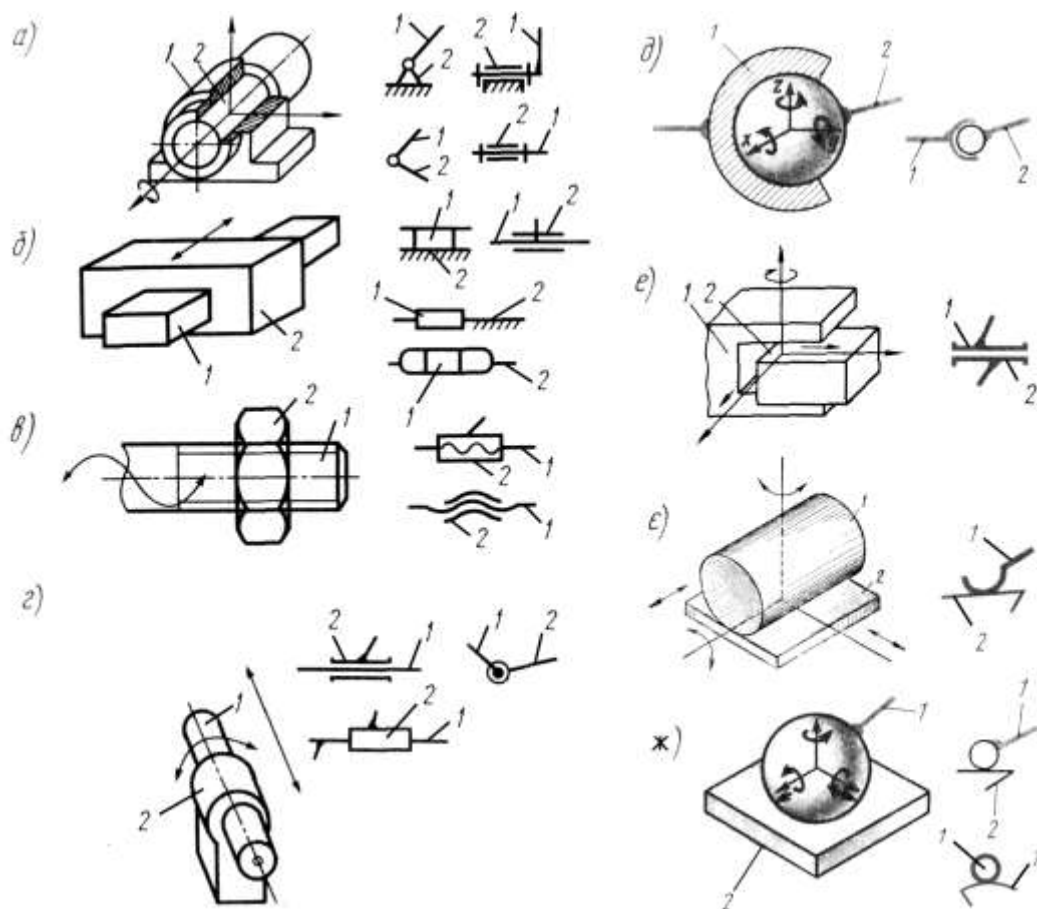


Рисунок 1

На рисунку 1 наведено основні види кінематичних пар, їх схеми та умовне позначення згідно рекомендацій міжнародних стандартів, стосовно структурних та кінематичних схем. Відзначимо, що тут наведено принципове зображення кінематичних пар, а конструктивні виконання можуть бути різними.

Обертова пара (Рисунок 1, а) - однорухома, допускає лише один відносний обертовий рух однієї ланки навколо іншої. Елементи обертової пари - це циліндричні поверхні (ланки 1 та 2 дотикаються по циліндричній поверхні); нижча пара замкнена геометрично.

Поступальна пара (Рисунок 1, б) – однорухома, допускає лише прямолінійний поступальний відносний рух ланок. Відомим прикладом конструктивного виконання такої кінематичної пари є пара поршень - циліндр двигуна внутрішнього згоряння, поршневої помпи, компресора і т.ін.

Передавач гвинт - гайка (Рисунок 1, в), одна ланка відносно іншої має тільки один незалежний рух (обертання навколо і поступальний рух вздовж осі гвинта взаємопов'язані між собою).

Циліндрична пара (Рисунок 1, г) - дворухома кінематична пара, допускає незалежні обертовий та поступальний відносні рухи ланок. Пара нижча (ланки дотикаються по циліндричній поверхні) з геометричним замиканням.

Перевагою нижчих кінематичних пар, у порівнянні з вищими, є можливість передачі великих зусиль. Дія сил у нижчих парах розподіляється на більшу площу, у зв'язку з чим питомий тиск і стирання суттєво менші. Такі кінематичні пари є технологічнішими. Перевагою вищих пар є можливість відтворення самих найрізноманітніших законів руху вихідної ланки та зменшення тертя при застосуванні кінематичних з'єднань.

Складальна одиниця – виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою на підприємстві за допомогою складальних операцій (згвинчування, зварювання, паяння, пресування тощо). До складальних одиниць також відносять: вироби, для яких конструкцією передбачене розбирання на складові частини, наприклад для зручності монтажу, контролю, обслуговування; сукупність складальних одиниць або деталей, які мають загальне функціональне призначення, наприклад двигун чи колесо в автомобілі.

Декілька деталей, з'єднаних між собою, називаються вузлом. Декілька з'єднаних вузлів являють собою складальну одиницю або машину.

Будь-яка машина завжди складається з трьох механізмів:

- робочий орган, або виконавчий механізм;
- двигун;

- передача.

Робочий орган виконує певну виробничу функцію. Наприклад, екскаватор повинен копати землю, отже його робочим органом являється ковш, стріла, напорний механізм. Щоб він працював, необхідне джерело енергії – двигун. Щоб енергію передати до робочого органу, необхідна передача.

До машин подаються наступні вимоги:

- роботоздатність;
- надійність;
- високі експлуатаційні показники;
- технологічність і економічність ;
- простота керування та безпека обслуговування ;
- екологічність;
- естетичність.

Проектуванням машин займається конструктор. Під час проектування можливі два види задач:

1) **проектні розрахунки** - за заданим навантаженням та допустимому напруженню визначити розміри деталі ;

2) **перевірні розрахунки** - за наявними розмірами деталі визначити допустиме навантаження або перевірити деталь на міцність.

При розрахунку деталей деякі розміри повинні бути наближені до стандартних, а інші - приймаються конструктивно з послідовною перевіркою деталі на міцність.

Вибір допустимих напружень. На вибір допустимих напружень мають вплив наступні фактори :

- точність формул;
- достовірність механічних якостей матеріалу;
- правильна оцінка величини та характеру діючих навантажень.

Умови роботи різних деталей , наприклад, ресори та болта, вала та заклепки, не однакові. Таким чином, спільних норм допустимих напружень бути не може. Проте існують розраховані на основі практики норми допустимого напруження для окремих видів деталей : тільки для валів, тільки для болтів, тільки для зубчастих коліс і т.і.

Допустиме напруження може бути визначене двома засібами: аналітично та з таблиць.

Перший засіб - розрахунок за формулою:

- для пластичних матеріалів

$$[\sigma] = \sigma_T / n ,$$

або для крихких матеріалів

$$[\sigma] = \sigma_B / n$$

де n - коефіцієнт запасу міцності;

σ_T - границя текучості;

σ_B - границя міцності.

Коефіцієнт запасу міцності n визначається дуже важко. Він складається з великої кількості різних коефіцієнтів, які враховують характер навантажень та властивості матеріалу, тип та чистоту обробки, вплив місцевих напружень.

Другий засіб - вибір допустимих напружень з таблиць . На підприємстві використовується другий засіб, ми теж будемо користуватися ним.

Матеріали, які використовують в машинобудуванні. Основним матеріалом для деталей являються *чорні метали*: сталь та чавун.

Сталь буває вуглецева та легована. Вуглецева сталь буває звичайної якості (Ст1, Ст2, Ст3, Ст5) та підвищеної якості(сталь40 . сталь50 і т.і.) . Легована сталь - це сталь, поліпшена легуючими елементами (сталь 40Х, сталь 40ХН, сталь 50Г абосталь 37Х3Н2, де 0,37% вуглецю, не більш 3% хрому та не більш 2% нікелю.)

Чавун маркується СЧ10, СЧ15 і т.і. Існує ковкий чавун КЧ12-28 і т.і.

Широко використовуються *кольорові метали* та їх сплави (бронза БрОФ10-1 т.і., латунь Л86, Л56 і т.і.). З латуні виробляються крани , вентиля , радіатори , трубопроводи. Використовуються також цинкові сплави .

Широко використовується *деревина , пластмаса , гума , скло , фарфор.*

При виборі матеріалу необхідно врахувати його довговічність, вартість та безпечність.

◆ Контрольні питання та завдання 1

1 Яка різниця між машиною і механізмом?

2 Дайте визначення машини - двигуна, робочої машини, наведіть приклади таких машин.

3 Дайте визначення деталі.

4 Назвіть деталі загального і спеціального призначення.

5 Які основні вимоги ставляться до машин і їх деталей?

6 Назвіть основні критерії працездатності та розрахунку деталей машин.

7 Як в'язані між собою ланки кінематичної пари?

А – Рухомо; **Б** - Жорстко закріплені; **В** - Зварені; **Г** - Нерухомо.

8 Частина вала доторкується зі втулкою вальниці (підшипника) ковзання за циліндричній поверхні. Вкажіть, яка це кінематична пара?

А - Вища; **Б** - Нижча; **В** - Не кінематична пара; **Г** - Одноступенева.

9 З перелічених деталей назвіть деталі, які відносяться до групи деталі-з'єднання

А – Муфти; **Б** – Шпонки; **В** – Вали; **Г** - Вальниці (Підшипники)

10 Вставити пропущені слова: "Деталь або група деталей, які з'єднані нерухомо та входять до складу механізму, називається ...".

А - кінематичною парою;

Б - ланкою;

В - кінематичним ланцюгом;

Г - механізмом;

11 Вставити пропущені слова: "Деталлю називається та частина механізму, яка виготовлена ...".

А - з міцних матеріалів;

Б - механічною обробкою;

В - без складальних операцій;

Г - з використанням складальних операцій.

12 Яке з перелічених з'єднань є кінематичною парою?

А - дві зварені деталі;

Б - дві спаяні деталі;

В - вал у підшипнику;

Г - дві склепані деталі.

13 Що вважають елементами кінематичних пар?

А - поверхні, якими ланки стикаються;

Б - лінії, якими ланки стикаються;

В - точки, якими ланки стикаються;

Г - всі попередні;

СРС 17 3.2 ОСНОВНІ ВИДИ ТА КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМІВ

Деякі поширені види механізмів. Застосування кривошипно-шатунних /корбово-гонкових/, кулачкових, храпових, мальтійських та гвинтових механізмів.

Основні вимоги до машин, збільшення їх довговічності. Поняття про надійність і довговічність машин.

Механізм (грец. *μηχανή* *mechané* – машина) – система тіл, що призначена для перетворення руху одного або декількох тіл у потрібний рух інших тіл. Механізм складає основу більшості машин і застосовується в різноманітних технічних об'єктах

Деталь або сукупність деталей, що не мають рухливості одна відносно одної у машині або **механізмі** і рухається як одне ціле, називається **ланкою**.

При побудові механізму ланки сполучаються у **кінематичні ланцюги**. Іншими словами, **механізм - це кінематичний ланцюг**, до складу якого входить нерухома ланка (стійка або корпус), число ступенів свободи котрого дорівнює числу узагальнених координат, що характеризують положення ланцюга відносно стійки. Рух ланок механізму розглядається по відношенню до нерухомої ланки - стійки (корпуса). Ті ланки,

які з'єднуються із стійкою, утворюючи кінематичні пари п'ятого класу, передають на неї зусилля і називаються *основними ланками*. З числа останніх виділяють *вхідні ланки*, закон руху яких є заданим.

Класифікація механізмів

Найпоширеніші механізми з нижчими парами – важільні, клинові і гвинтові; з вищими парами – кулачкові, зубчасті, фрикційні, мальтійські і храпові.

Кривошійний механізм (Корбово-гонковий механізм) (рос. *кривошипный механизм*, англ. *crank mechanism*, нім. *Kurbeltrieb m, Schubkurbeltrieb m, Kurbelmechanismus m*) — механізм з обертовою ланкою (кривошипом, колінчастим валом), який перетворює один вид руху на інший: обертовий рух — на рух зворотно - поступальний і навпаки, хитальний тощо. **Корбово-гонковий механізм** - механізм, в якому взаємодіють між собою три елементи: корба, гонік і повзун (найчастіше ним є поршень). Корба виконує обертовий рух, повзун — рух вертально-поступальний. Корбово-гонковий механізм служить для перетворення вертально-поступальних рухів повзуна (поршня) в обертовий рух колінчастого валу, і навпаки).

Корбово-гонковий механізм (Рисунок 2) - один із найпоширеніших, застосовується в поршневих машинах (двигунах внутрішнього згоряння, компресорах, помпах), у кувальних машинах та пресах, лісопильних рамах, приладах і т.ін.

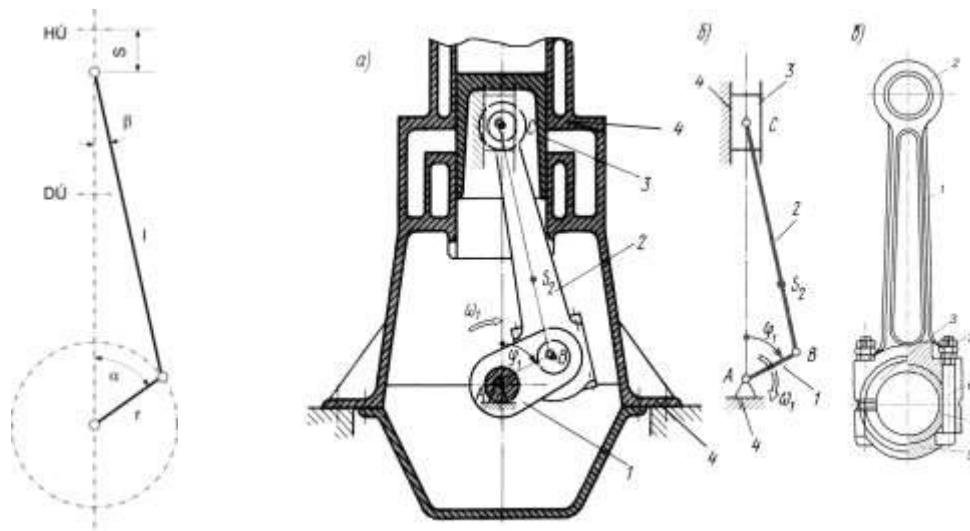
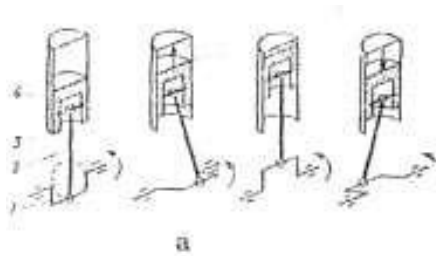
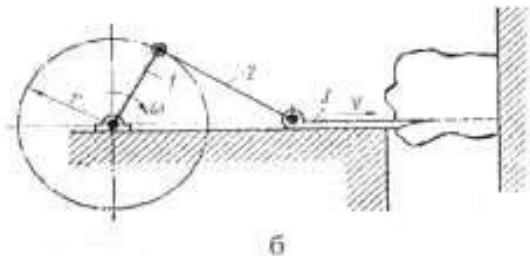


Рисунок 2



Кривошипно-шатунний механізм



Кривошипно-повзунний механізм

Кулачковий механізм — це триланковий механізм, що складається з двох рухомих ланок: *кулачка* чи *копіра*, що здійснюють, відповідно, обертальний або поступальний рух та *штовхача*, якщо ланка виконує прямолінійний рух, або *коромисла*, якщо ланка забезпечує коливний рух, які утворюють між собою вищу кінематичну пару, та стояка, з яким ці ланки утворюють нижчі кінематичні пари. Часто для заміни у вищій парі тертя ковзання тертям качення і зменшення зношування, у схему механізму включають додаткову ланку — ролик.

Кулачкові механізми призначені для перетворення обертального (поступального) руху кулачка (копіра) у зворотно-поступальний (зворотно-обертальний) рух штовхача (коромисла). При цьому у механізмі можна реалізувати перетворення руху по складному закону. Основною перевагою кулачкових механізмів є можливість забезпечення точного позиціонування вихідної ланки. Ця перевага визначила їх використання у найпростіших пристроях циклової промислової автоматики для вмикання-вимикання робочих органів у певній послідовності, в двигунах внутрішнього згорання у системі газорозподілу, в металорізальних верстатах та інших машинах для відтворення складної траєкторії руху робочих органів.

Кулачкові механізми застосовують, коли необхідно, щоб рух вихідної ланки виконувався точно у відповідності до заданого закону; був узгоджений з рухом інших механізмів; при цьому, можна забезпечити тимчасову зупинку (вистій) вихідної ланки при неперервному русі вхідної.

Кулачкові механізми - найпростіші, компактні та надійні механізми для точного виконання складних законів руху.

Недоліком кулачкових механізмів є значний питомий тиск між елементами вищої кінематичної пари і, як наслідок, порівняно велике їх спрацювання.

Найпростіший кулачковий механізм являє собою триланковий механізм, що складається з кулачка 1, штовхача (штанги) 2 та стояка 3 (Рисунок 5). Кулачок, як правило, є вхідною ланкою механізму.

Кулачкові механізми поділяються: на плоскі та просторові; за видами руху вхідної та вихідної ланок; за способом замикання вищої пари; за видом елементу вищої пари вихідної ланки.

Найчастіше застосовують кулачкові механізми, в яких кулачок здійснює неперервний обертальний рух. Вихідна ланка переважно виконує зворотно-поступальний або коливальний рух. В останньому випадку вихідна ланка називається *коромислом* (Рисунок 5, а, б).

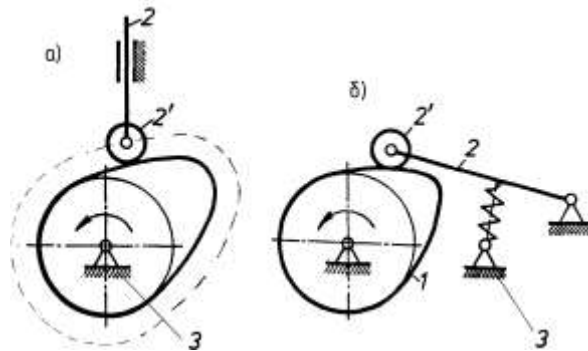


Рисунок 3

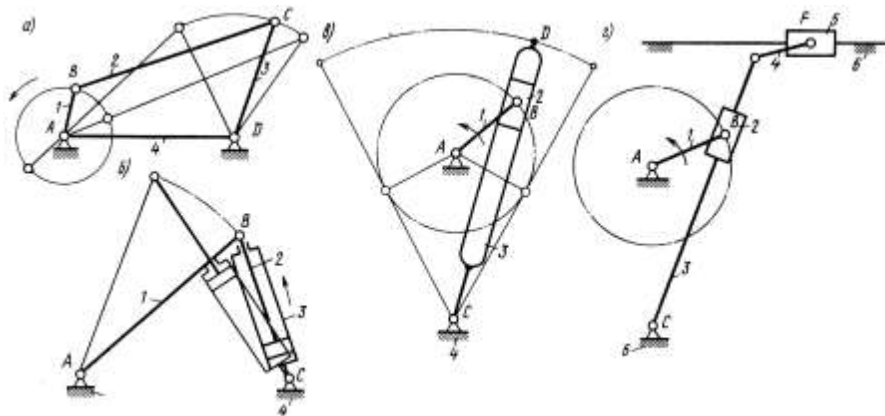


Рисунок 4

Куліса (франц . coulisse), звено кулісного механізму, яке обертається навколо нерухомої осі та складаюче з другим рухомим звеном (повзуном) поступальну пару.

Кулісний механізм призначений для перетворення одного виду неперервного обертального руху ланки 1- кривошипа в інший, ланки 3 - куліси (Рисунок 4, в), або обертального руху в поступальний - ланки 5 - повзуна (Рисунок 4, а). Ланка 2 - повзун, який в кулісних механізмах називається кулісним каменем. Особливістю кулісних механізмів є прискорений зворотній хід куліси. Такі чотири-та шестиланкові кулісні механізми застосовують у строгальних і довбальних верстатах, поршневих

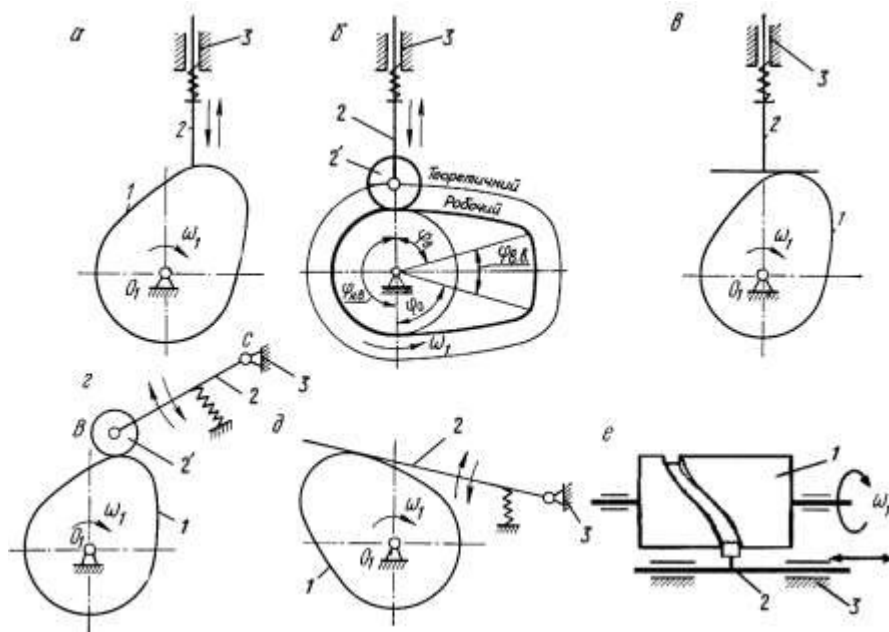


Рисунок 5

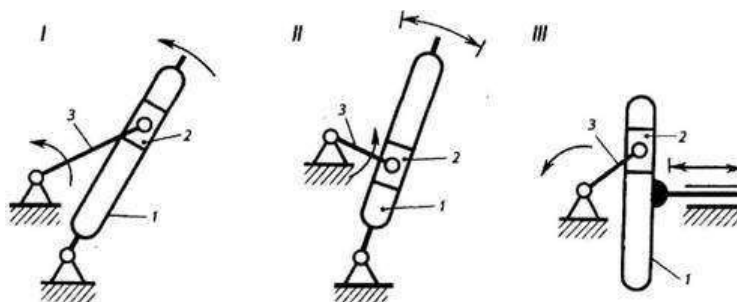


Рисунок 6.

помпах та компресорах, гідро урухомник ах (куліса з каменем являє собою циліндр 3 з поршнем зі штоком 2, Рисунок 4, б) і т.ін. В кулісному механізмі, в залежності від розмірів ланок, куліса може виконувати коливальний (Рисунок 6, I), обертовий рух або рухатись поступально (Рисунок 6, II, III).

Храповий Заскочні й механізм – зубчастий механізм *переривчастого руху*, створений для перетворення зворотно-обертового руху у переривчастий обертовий рух в одному напрямі. Тобто, заскочник дозволяє вісі обертатися в одному напрямі й не дозволяє обертатися в іншому. Заскочники мають широке застосування, наприклад, у турнікетах, гайкових ключах, заводних механізмах, домкратах, задній втулці велосипеда тощо. Заскочник зазвичай має форму зубчастого кола з несиметричними зубцями, має упор з одного боку. Рух кола у зворотний бік обмежується заскочкою, яка притискається до кола пружиною або власною вагою.

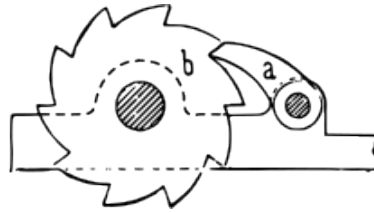


Рисунок 7. Храповий механізм, який складається з собачки (а) і зубчастого колеса (b)

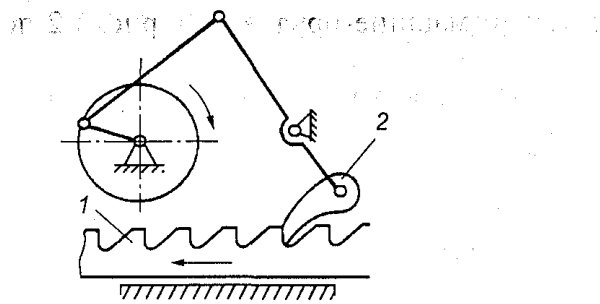


Рисунок 8. Нереверсивний храповий механізм: 1 - рейка; 2 - собачка

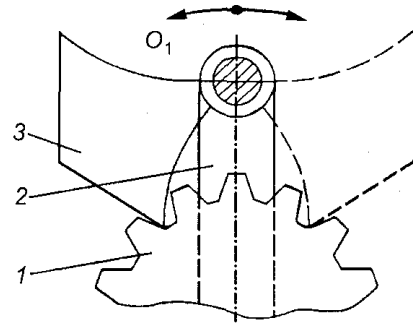


Рисунок 9. Реверсивний храповий механізм: 1 - храповик; 2 - провідний важіль; 3 - собачка

Мальтійський механізм — один із видів механічних передавачів, який служить для перетворення постійного обертального руху в переривчастий рух з зупинками певної тривалості. Своєрідне ім'я механізм отримав через схожість веденої частини

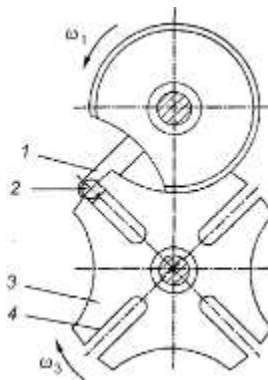


Рисунок 10. Мальтійська механізм: 1 - провідний кривошип; 2 - ролик; 3 - мальтійський хрест; 4 - паз мальтійського хреста

механізму до мальтійського хреста ордену іоанітів.

Розрізняють мальтійські механізми на два підвиди: мальтійський механізм із **зовнішнім зачепленням** та із **внутрішнім зачепленням**. Також вони можуть різнитися кількістю кривошипів чи кількістю пазів у хресті-ланці.

Періодичний рух веденої ланки забезпечує цівка, що обертається на ведучому колесі(кривошипі) і входячи у паз хреста обертає його доки не вийде із зачеплення, здійснивши оберт на певний кут (залежить від кількості кривошипів) цівка входить в наступний паз і знов повторює цикл. Кількість пазів на хресті може бути від 3 до 12.

Мальтійські механізми є однією із головних складових механіки кінопроектора, адже кіноплівка повинна затримуватися перед об'єктивом на рівно $1/24$ секунди. Також цей механізм використовують у агрегатних верстатах для обертання поворотних столів. Є приклади використання мальтійського механізму також у бункерних завантажувальних пристроях.

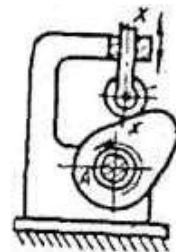
◆ Контрольні питання та завдання 2

1 Що називається ланкою, кінематичною парою?

2 За якими ознаками класифікують кінематичні пари?

3 Як називають зображений на рисунку механізм?

- А - храповий;
- Б - цівковий;
- В - кулачковий;
- Г - зубчастий;



3.3 МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАВАЧІ ОБЕРТОВОГО РУХУ

Студент повинен:

Знати: Призначення передавачів у машинах. Застосування та класифікацію механічних передавачів.

Вмісту: Робити розрахунки основних кінематичних співвідношень для різних видів механічних передавачів. Робити розрахунки основних кінематичних співвідношень для багатоступінчастих передавачів.

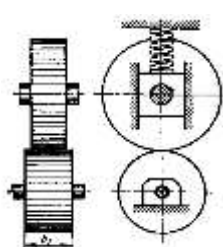
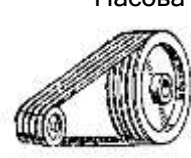
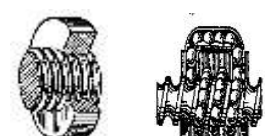
Мати уяву: Про силові розрахунки передавачів.

3.3.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ПЕРЕДАВАЧІ

Інформація

Для передачі руху від машин-двигунів до робочих машин застосовуються, головним чином, передавачі обертального руху.

Таблиця 1 - Класифікація механічних передавачів

За принципом дії	За розміщенням ланок	
	Передавачі з безпосереднім контактом	Передавачі з гнучкою ланкою
Передавачі тертям	Фрикційна 	Пасова 
Передавачі зачепленням	Зубчаста Черв'ячна  Гвинт-гайка 	Ланцюгова 

Механічним передавачем називають механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворюванням параметрів руху.

Механічні передавачі за принципом дії класифікуються на передавачі тертям і зачепленням, а за взаємним розміщенням ланок – на передавачі безпосереднього контакту та передавачі гнучким в'язком (таблиця 1). Незалежно від типу передавачі спільною для всіх є наявність ведучих і ведених ланок, єдність кінематичних і силових співвідношень.

Основні співвідношення для кінематичних параметрів і параметрів навантаження механічних передавачів. (Рисунок 11)

Усі параметри механічної передавачі, що належать до ведучої ланки будемо позначати індексом 1, а до веденої ланки – відповідно індексом 2. Під ведучою або веденою ланкою будемо розуміти вал, зубчасте колесо, шків, зірочку тощо.

Переважно ведучі ланки або елементи мають більшу швидкість, а ведені – меншу. Тому перші інколи називають швидкохідними, а другі – тихохідними ланками.

⚡ Запам'ятайте

Всі механічні передавачі характеризуються передаточним числом чи відношенням. Відношення кутових швидкостей двох валів – ведучого до веденого називають

передаточним відношенням $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$

передаточне число $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$

Якщо $u > 1$, передавач називають сповільнюючим, якщо $u < 1$, передавач називають прискорюючим.

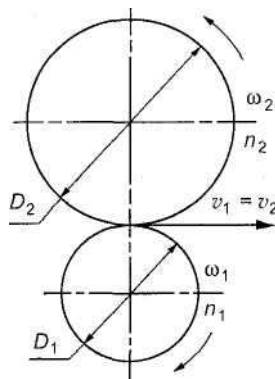


Рисунок 11

Енергетичними параметрами механічного передавача є передавані потужності на ведучій ланці P_1 і на веденій ланці P_2 , а також коефіцієнт корисної дії (ККД), що визначається за співвідношенням

$$\eta = P_2 / P_1.$$

ККД характеризує ступінь досконалості механічного передавача і за ним можна оцінити втрати потужності ΔP у передавачі:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta).$$

Параметри ω_1 і ω_2 , а також P_1 і P_2 є мінімально потрібними для розрахунку будь-якого механічного передавача.

Якщо відомі передавані потужності, Вт, та кутові швидкості, рад/с, визначають обертальні моменти, T (М) Нм, на валах передавача:

на ведучому валу

$$T_1(M_1) = P_1/\omega_1;$$

на веденому валу

$$T_2 (M_2) = P_2/\omega_2. \quad (M_2 = M_1 u \eta)$$

Співвідношення між обертальними моментами на валах механічного передавача можна встановити за виразами (4) та (5) і записати у такому вигляді:

$$T_2/T_1 = U \cdot \eta \quad \text{або} \quad T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta$$

⚡ Запам'ятайте

Інколи швидкості обертання ланок механічного передавача задаються у вигляді частоти обертання n , хв^{-1} . В'язок між кутовою швидкістю ω , рад/с , та частотою обертання $n, \text{хв}^{-1}$, виражається співвідношенням

$$\omega = \pi \cdot n / 30$$

У розрахунках механічних передавачів зустрічаються такі параметри, як колова швидкість та колова сила. Колова швидкість v – це лінійна швидкість точок обертової ланки передавачі, розміщених на відстані $d_1/2$ або $d_2/2$ від осі обертання (Рисунок 11):

$$v = v_1 = v_2 = \omega_1 \cdot d_1 / 2 = \omega_2 \cdot d_2 / 2$$

Колова сила F_t – це сила, що діє на ланку передавачі, спричиняючи її обертання або створюючи опір обертанню, і напрямлена по дотичній до траєкторії (кола) руху точки її прикладання (Рисунок 11):

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2.$$

Потужність, $P(\text{кВт})$, що затрачається на рух ланки передавача із швидкістю V (м/с), у напрямі, протилежному дії на ланку зовнішньої сили F (Н), визначають за формулою

$$P = F \cdot v / 10^3.$$

У урухомниках машин можуть застосовуватись кілька послідовно розміщених механічних передавачів. У цьому разі загальне передаточне число u урухомника та його ККД визначаються за наведеними нижче формулами:

$$\omega_2 = \omega_1 / U_1; \quad \omega_3 = \omega_2 / U_2 = \omega_1 / (U_1 \cdot U_2);$$

$$\omega_4 = \omega_3 / U_3 = \omega_1 / (U_1 \cdot U_2 \cdot U_3).$$

Загальне передаточне число урухомника

$$U = \omega_1 / \omega_4 = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3.$$

Отже, загальне передаточне число урухомника, що складається з кількох механічних передавачів, дорівнює добутку передаточних чисел його складових передавачів, тобто

$$u = U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_n.$$

Зв'язок між потужностями на окремих валах урухомника запишемо у вигляді

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \quad P_3 = P_2 \cdot \eta_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2; \quad P_4 = P_3 \cdot \eta_3 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

Відповідно *ККД* всього урухомникового механізму

$$\eta = P_4/P_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

ККД урухомника, що складається з кількох механічних передавачів, дорівнює добутку *ККД* всіх його складових передавачів, тобто

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

У урухомниках з великим передаточним числом, складених із кількох послідовно з'єднаних передавачів (багатоступеневі передавачі), загальне передаточне число дорівнює добутку передаточних чисел кожної ступені передавача

$$u_{заг} = u_1 u_2 \dots u_n.$$

◆ Контрольні питання та завдання 3

1 Чим викликана необхідність застосування механічних передавачів?

2 За якими ознаками класифікуються механічні передавачі?

3 Якими основними параметрами характеризуються передавачі?

4 Вказати, який за принципом передачі руху тип передавача застосовується у велосипеді.

5 Визначити частоту обертання веденого вала n_2 одноступінчастого зубчастого передавача ($z_1 = 20$, $z_2 = 60$), якщо частота обертання ведучого вала $n_1 = 900 \text{ хв}^{-1}$.

6 Яке призначення механічних передавачів?

- А** - Виробляти енергію; **Б** - Сприймати енергію;
В - Витрачати енергію на подолання зовнішніх сил, безпосередньо пов'язаних із процесом виробництва;
Г - Перетворювати швидкість, обертальний момент, напрямок обертання і характер руху.

7 Передавачі тертям:

- А** - Ланцюгові передавачі; **Б** - Зубчасті передавачі;
В - Черв'ячні передавачі; **Г** - Пасові передавачі

8 Як класифікують зубчастий передавач за принципом руху?

- А** - Тертям;
Б - Зачепленням;
В - З проміжною ланкою;
Г - Передавач гнучкою в'язью.

9 Коефіцієнт корисної дії механічного передавача дорівнює:

- А** - P_2/P_1 **Б** - T_2/T_1 **В** - ω_2/ω_1 **Г** - ω_1/ω_2

10 Обертальний момент на вихідному валу T_2 зв'язаний з обертальним моментом на вхідному валу T_1 , та ККД передавача η слідуючою залежністю:

- А** - $T_2 = T_1 \cdot \eta$ **Б** - $T_2 = T_1 / i \cdot \eta$ **В** - $T_2 = T_1 \cdot i / \eta$ **Г** - $T_2 = T_1 \cdot \eta / i$

СРС 18 3.3.2 - 3.3.3 Фрикційні, пасові передавачі

Студент повинен

Знати: будову, принцип роботи, класифікацію, переваги і недоліки та область застосування фрикційних та пасових передавачів.

3.3.2 ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАВАЧІ

Призначення, будова, принцип роботи, класифікація та застосування фрикційних передавачів. Матеріали котків. Основні геометричні і кінематичні співвідношення. Сили в передавачу.

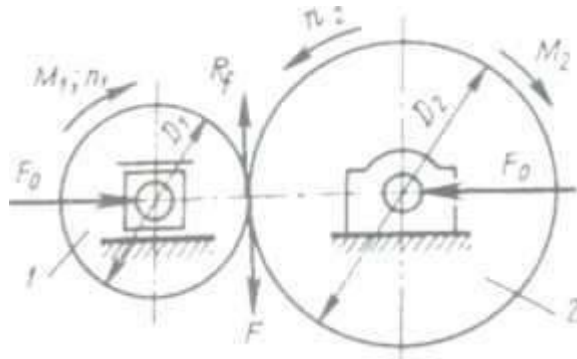


Рисунок 12

Переваги:

- простота конструкції;
- плавність і безшумність роботи;
- можливість регулювання безступеневої частоти обертання.

Недоліки:

- мала передавальна потужність
- прослизання
- сильне зношування;
- значна сила натискання котків Q , яка передається на вали та вальниці;
- низький ККД ($\eta = 0,88 \div 0,9$).

У фрикційному передавачу (Рисунок 12) обертальний рух від ведучого котка 1 до веденого 2 передається силами тертя між дисками, циліндрами чи конусами, які притискаються один до одного (Рисунок 13 а, б). Фрикційні передавачі застосовуються, головним чином, у механізмах невеликої потужності, бо при передачі значних потужностей збільшуються сили взаємного притискання котків, розміри валів та вальниць, а відповідно і громіздкість урухомнику. Найчастіше фрикційні передавачі застосовуються у вигляді варіаторів для безступеневого регулювання кутової швидкості веденої ланки. Рисунок 13 в – торовий, г – лобовий варіатори. Визначення основних розмірів циліндричних фрикційних передавачів виконується по міжосьовій відстані.

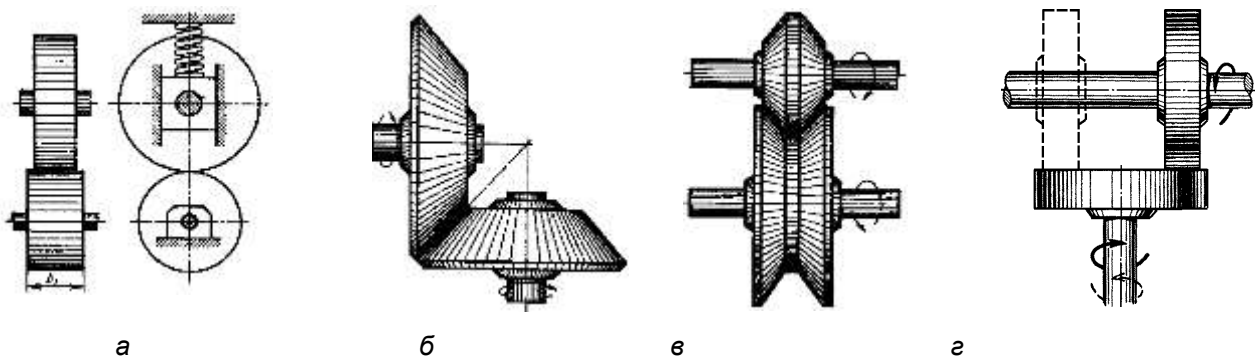


Рисунок 13

Умова працездатності фрикційного передавача $R_f \geq F_t$,

де $F_t = \frac{2T_2}{D_2}$ – колова сила,

$R_f = fF_r$ – сила тертя в місці контакту котків,

$F_r = \frac{KF_t}{f}$ – сила притискання котків,

K – коефіцієнт запасу зчеплення.

Порушення цієї умови призводить до буксування і швидкого спрацювання котків.

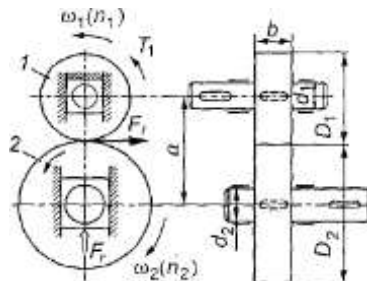
❖ Контрольні питання та завдання 4

1 Назвати переваги і недоліки фрикційного передавача.

2 Які матеріали застосовуються для виготовлення робочих поверхонь фрикційних котків? Які властивості повинні мати ці матеріали?

3 Які пристрої називаються варіаторами?

4 Як звуть деталь, яка позначена цифрою 2 на рисунку?



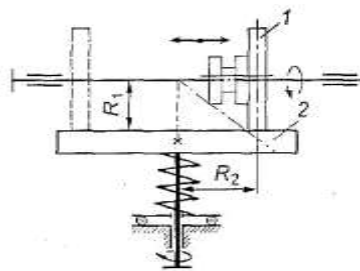
А - Ведучий коток

Б - Ведений коток

В - Проміжний диск

Г - Вал

5 Як звуть передавач, який показаний на рисунку?



А - Циліндричний фрикційний передавач **Б** - Лобовий варіатор

В - Торковий варіатор

Г - Варіатор з конічними котками

6 Визначить частоту обертання веденого вала фрикційного передавача, якщо

$$n_1 = 1000 \text{ хв}^{-1}, D_1 = 100\text{мм}, D_2 = 200\text{мм}$$

А - 500 хв^{-1}

Б - 1000 хв^{-1}

В - 2000 хв^{-1}

Г - 1500 хв^{-1}

7 До яких передавачів відносяться варіатори?

А - Фрикційним з нерегульованим передаточним відношенням

Б - Фрикційним з регульованим передаточним відношенням

В - Пасовим

Г - Зубчастим

3.3.3 ПАСОВІ ПЕРЕДАВАЧІ

📖 Інформація

Пасовий передавач складається з ведучого (1) та веденого (2) котків, які охоплює пас (3). Пасовий передавач працює за рахунок тертя й відноситься до передавачів із гнучким в'язком. Гнучким в'язком є пас. Паси бувають плоскі, клинові й круглі (останні називаються пасиками). Передавачі зубчастим пасом працюють за рахунок зачеплення. Плоскі паси бувають шкіряні, прогумовані, текстильні (зшивні й цельноткані). Пасики бувають шкіряні, гумові, зі шпагату, сталеві.

Переваги:

- простота конструкції;
- велика міжосьова відстань (до 15 м);
- плавність і безшумність роботи;
- згладжування штовків.

Недоліки:

- мала передана потужність;
- громіздкість;
- прослизання;
- великі навантаження на вали.

Залежно від форми поперечного перерізу паса розрізняють передавачі з плоскими (а), клиновими (б), круглими (г), поліклиновими (в) пасами (Рисунок 14). Найбільше розповсюдження в машинобудуванні знаходять клинопасові передавачі. Останнім часом при необхідності забезпечення постійного передаточного числа та великої тягової здатності все більше застосування знаходять передавачі з зубчастими пасами (Рисунок 14 д). Швидкість паса в пасових передавачах – 5...50 м/с, потужність – до 50 кВт (іноді до 1500 кВт).

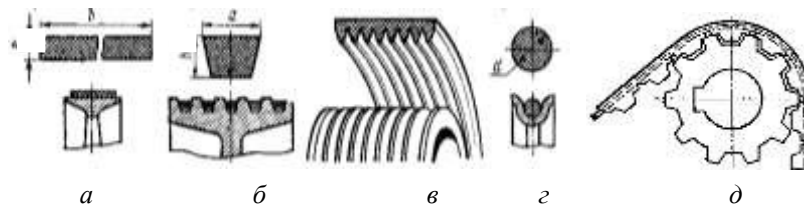


Рисунок 14

👉 Зверніть увагу

Передаточне відношення пасового передавача

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)},$$

де ε - коефіцієнт пружного ковзання.

Міжосьова відстань пасового передавача з плоским пасом:

$$(D_2 + D_1) \leq a \leq 2,5(D_2 + D_1),$$

з клиновим пасом:

$$2(D_2 + D_1) \geq a \geq 0,55(D_2 + D_1) + h.$$

Найменший кут охоплення пасом меншого шківa

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a},$$

для плоскопасового передавача рекомендується $[\alpha_1] \geq 150^\circ$,

для клинопасового і поліклинового - $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

Основними критеріями працездатності пасових передавачів є *тягова здатність і довговічність паса*. Основним розрахунком пасових передавачів, який забезпечує необхідну міцність пасів, є розрахунок на тягову здатність. Для плоскопасових передавачів розрахунок на тягову здатність зводиться до визначення розрахункової площі перерізу паса:

$$A = \delta b = \frac{F_t}{[K]_n},$$

де δ і b - товщина і ширина паса;

F_t - колова сила;

$[K_n]$ - допустиме корисне напруження.

Розрахунок на тягову здатність клинопасового передавача полягає у визначенні необхідної кількості клинових пасів $z_{кл}$ для забезпечення нормальної працездатності передавача:

$$z_{кл} = \frac{F_t}{A_0 [K_n] K_z} \leq [z_{кл}],$$

де A_0 - площа поперечного перерізу клинового паса;

$[K_n]$ - допустиме напруження в пасі;

K_z - коефіцієнт числа пасів.

При розгляді методики розрахунків пасових передавачів по тяговій здатності зверніть увагу на те, що міцність паса – недостатня умова, яка визначає працездатність передавача. Для забезпечення довговічності паса необхідно правильно вибрати співвідношення між його товщиною та діаметром малого шківів, а також таку міжосьову відстань, при якій число перебігів паса в секунду не перевищуватиме допустимого:

$$U = \frac{v}{l} \leq [U].$$

Практика рекомендує: для плоскостриженого передавача $[U] \leq 15 \text{ с}^{-1}$, для клинопасового і поліклинового – $[U] \leq 30 \text{ с}^{-1}$. Паси, розраховані за тяговою здатністю, мають нормальну довговічність, яка в середньошвидкісних передавачах складає 1000 ... 5000 год.

♦ Контрольні питання та завдання 5

1 Чи забезпечує пасовий передавач сталість передаточного відношення?

2 Назвати переваги і недоліки пасового передавача.

3 Які наслідки може мати значне витягування паса при експлуатації передавача?

4 З якою метою в пасових передавачах ставиться натяжний пристрій?

5 Передаточне відношення пасового передавача визначається за формулою:

А - D_2/D_1 **Б** - D_1/D_2 **В** - $D_1(1-\varepsilon) / D_2$ **Г** - $D_2 / D_1 (1-\varepsilon)$.

СРС 19 3.3.4 Ланцюгові передавачі

Студент повинен

Знати: будову, принцип роботи, класифікацію, переваги і недоліки та область застосування ланцюгових передавачів.

3.3.4 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАВАЧІ

Призначення, будова, принцип роботи, застосування передавачів. Деталі ланцюгових передавачів. Основні параметри ланцюгових передавачів.

Інформація

Ланцюговий передавач складається з ведучої (1) та веденої (2) зірочок, які охоплює ланцюг (3). Ланцюговий передавач відноситься до передавача із гнучким в'язком (ланцюгом). Ланцюги бувають втулично-роликові й зубчасті. Зубчасті ланцюги кращі, безшумні, але вони дорогі й важкі. Застосовуються зубчасті ланцюги при більших швидкостях ніж пасові.

П е р е в а г и :

- велика міжосьова відстань (до 8 м);
- відсутність прослизання;
- передача більших потужностей (до 3000 кВт);

Н е д о л і к и :

- шум при роботі;
- сильне зношування;
- видовження ланцюга.

Ланцюговий передавач служить для передачі руху тільки між паралельними валами. Ланцюгові передавачі можуть передавати великі потужності (до 5 тис. кВт) при порівняно високих швидкостях (до 25-30 м/с). Ці передавачі вибирають, коли застосування зубчастого передавача недоцільне через велику міжосьову відстань, а

пасові для даної машини недостатньо надійні. Їх можна використовувати для передачі потужності від однієї ведучої ланки до кількох ведених зірочок (Рисунок 15). Ланцюгові передавачі широко використовуються в транспортуючих пристроях (конвеєрах, елеваторах, мотоциклах, велосипедах), у урухомниках верстатів і сільськогосподарських машин тощо. Основними типами урухомникових ланцюгів є втулкові, роликові і зубчасті (Рисунок 15). Основним розрахунковим параметром ланцюга є крок. Для роликових і втулкових ланцюгів кроком називають відстань між центрами роликів (втулок), для зубчастого – між центрами валиків. Розміри і форма зубців зірочки визначається залежно від числа зубців, кроку ланцюга і його конструкції.

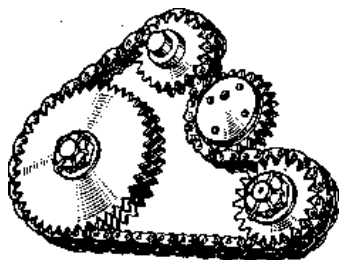


Рисунок 15

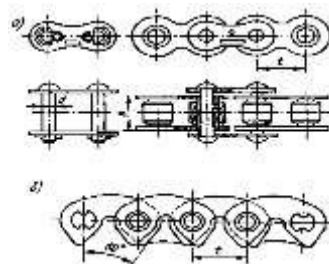


Рисунок 16

👉 Зверніть увагу

Передаточне число ланцюгового передавача

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Для ланцюгових передавачів рекомендується $u \leq 7$. Оптимальна міжосьова відстань передавача за умови довговічності ланцюга $a = (30...50)p$. Основний критерій працездатності ланцюгового передавача – зносостійкість шарнірів ланцюга. Для забезпечення достатньої зносостійкості обмежують тиск у шарнірах

$$p_{\text{л}} = \frac{F_t K_e}{A} \leq [p_{\text{л}}],$$

де A - площа проекції опорної поверхні шарніра;

K_e - коефіцієнт експлуатації. Додатково ланцюги перевіряють на розрив.

🔹 Контрольні питання та завдання 6

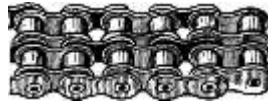
- 1 Який з передавачів пасовий чи ланцюговий здатний передавати більшу потужність?

- 2 Який ланцюг використовується у велосипеді?

3 З якою метою в ланцюгових передавачах ставлять натяжний пристрій?

4 Назвати види урухомникових ланцюгів.

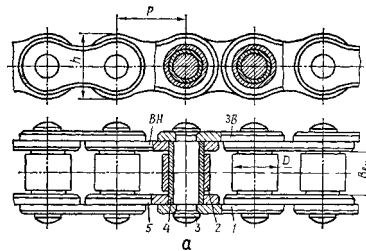
5 Який ланцюг показаний на рисунку?



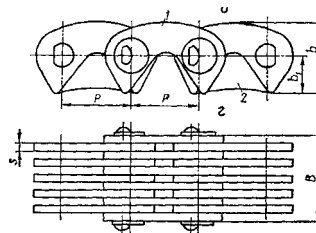
А - Втулковий **Б** - Роликовий **В** - Зубчастий **Г** - Визначити неможливо

6 Який ланцюг показаний на рисунку?

А - Втулковий **Б** - Роликовий **В** - Визначити неможливо **Г** - Зубчастий



7 Який ланцюг показаний на рисунку?



А - Втулковий **Б** - Роликовий **В** - Зубчастий **Г** - Визначити неможливо

8 Навантаження на вали та вальниці в ланцюговому передавачу порівняльно з пасовим:

А - більше **Б** - не можливо вказати **В** - таке ж **Г** - менше

9 Зносостійкість шарнірів роликових ланцюгів порівняльно з шарнірами втулочних ланцюгів :

А - більша **Б** - менша **В** - не можливо вказати **Г** - така же.

10 Передаточне число ланцюгового передавача визначається за формулою:

А - Z_1 / Z_2 **Б** - $D_1 (1 - \epsilon) / D_2$ **В** - Z_2 / Z_1 **Г** - $D_2 / D_1 (1 - \epsilon)$

3.3.5 ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАВАЧІ

Студент повинен:

Знати: Призначення, будову, принцип роботи, класифікацію, застосування зубчастих передавачів. Основні вимоги до зубчастого зачеплення. Матеріали і конструкції зубчастих коліс. Види руйнування зубців.

Вміти: Визначати основні геометричні співвідношення зубчастих передавачів та сили, що діють у зачепленні.

Інформація

Зубчастим називається передавач який здійснюється за допомогою зубчастих коліс. Передавач складається з ведучого колеса – шестерні (1) та веденого зубчастого колеса (2).

Переваги :

- велика передавана потужність (практично безмежна);
- висока надійність роботи ;
- постійність передаточного числа;
- довговічність;
- простота обслуговування ;
- високий ККД ;
- можливість перетворення обертового руху в поступовий.

Недоліки :

- відносно високі вимоги до точності виготовлення та монтажу;
- шум при роботі;
- потреба в постійному змащуванні;
- неможливість безступеневої зміни передаточного числа.

Зубчасті передавачі - найбільш поширений тип механічних передавачів у сучасному машинобудуванні. Їх використовують у широкому діапазоні швидкостей (до 100 м/с), потужностей (до десятків тисяч кіловат) і передаточних чисел. Залежно від взаємного розміщення осей коліс розрізняють зубчасті передавачі з циліндричними колесами (Рисунок 17 а...д), конічними (Рисунок 17 ж...і), гвинтовими (Рисунок 17 е,к). Залежно від розміщення зубців відносно твірних коліс розрізняють передавачі прямозубі, косозубі, шевронні і з криволінійними зубцями. Циліндричні колеса можуть бути з зовнішнім і внутрішнім (Рисунок 17 д) зачепленням. Із перелічених зубчастих передавачів найбільшого розповсюдження набули циліндричні прямозубі

(Рисунок 17 а) та косозубі (Рисунок 17 б) передавачі, як найбільш прості у виготовленні й експлуатації. Конічні передавачі застосовують тільки в тих випадках, коли це необхідно за умовами компоновання машини; гвинтові – лише в спеціальних випадках. У процесі роботи на зуби діють сили передаваного навантаження і сили тертя, які викликають такі основні види руйнування зубців: злам внаслідок повторно-змінних напружень згину і перевантаження, спрацювання – основний вид руйнування зубців відкритих передавачів, втомлюване викришування – основний вид руйнування зубців більшості закритих передавачів. Визначення розмірів зубчастих передавачів, при яких виключається злам і викришування поверхонь зубців, виконується розрахунком зубців на згин і робочих поверхонь зубців на контактну міцність. Розміри зубчастих коліс відкритих передавачів визначають розрахунком на міцність при згині. Розміри коліс закритих передавачів визначають розрахунком на контактну міцність і перевіряють на міцність при згині. Вихідними параметрами для розрахунку зубчастого передавача є потужність, передаточне число, кутова швидкість ведучого чи веденого зубчастого колеса й умови роботи передавачі.

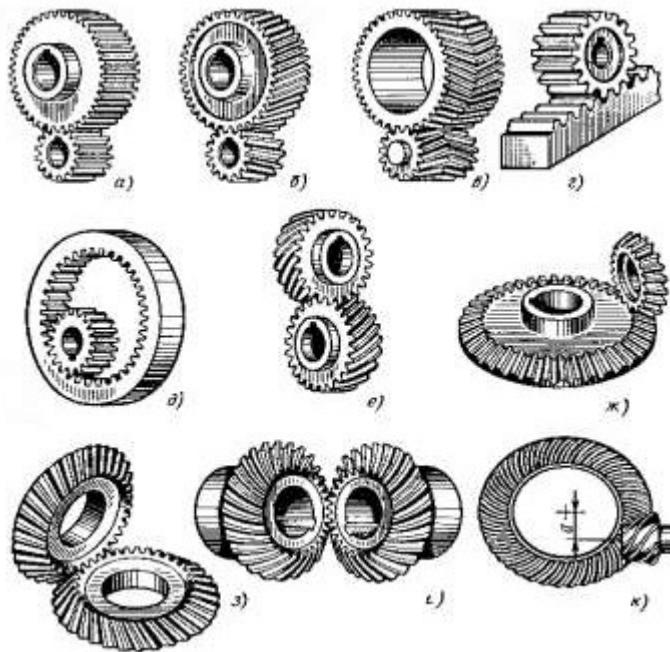


Рисунок 17

👉 **Зверніть увагу**

Передаточне число зубчастого передавача

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}.$$

- Для конічних передавачів

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\tan \delta_2}{\tan \delta_1},$$

де ω_1, ω_2 - кутові швидкості шестірні та колеса,

n_1, n_2 - частоти обертання шестірні та колеса,

d_1, d_2 - ділильні діаметри циліндричних шестерні і колеса;

Матеріали, точність виготовлення, мащення і розміри зубчастих передавачів повинні вибиратись таким чином, щоб зуби коліс не руйнувались під дією навантаження. Закриті зубчасті передавачі, які працюють у масляній ванні, повинні мати достатню контактну витривалість, щоб не відбувалось втомлюваного викришування бокових поверхонь зубців. Максимальні контактні напруження можна розрахувати за формулою

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv},$$

де Z_H - коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубців;

Z_M - коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів спряжених коліс,

Z_ε - коефіцієнт, який враховує вплив коефіцієнта торцевого перекриття,

F_t - колова сила,

$K_{H\alpha}$ - коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями ,

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній,

K_{Hv} - коефіцієнт динамічних навантажень.

Ще одним важливим критерієм працездатності зубчастих передавачів є міцність зубців на згин:

$$\sigma_F = Y_F Y_{F\beta} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma],$$

де Y_F - коефіцієнт форми зубця ;

$Y_{F\beta}$ - коефіцієнт, який враховує нахил зубців (для непрямозубих коліс);

b_2 - ширина вінця колеса;

m - нормальний модуль зачеплення;

$K_{F\alpha}$ - коефіцієнт, який враховує розподіл навантаження між зубцями ;

$K_{F\beta}$ - коефіцієнт, який враховує розподіл навантаження по ширині вінця;

K_{Fv} - коефіцієнт динамічних навантажень у зачепленні.

Розрахунок на міцність конічних передавачів проводять аналогічно розрахунку циліндричних зубчастих передавачів, припускаючи, що навантажувальна здатність зубців конічного колеса така ж, як і в еквівалентного циліндричного. Але практика експлуатації свідчить, що при однаковому навантаженні конічні передавачі виходять з ладу швидше циліндричних.

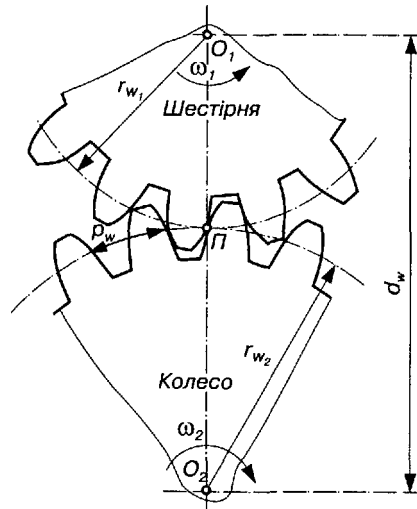


Рисунок 18

d_{e1} , d_{e2} та δ_1 , δ_2 – відповідно зовнішні ділильні діаметри і кути ділильних конусів шестірні та колеса. Для пари циліндричних зубчастих коліс рекомендується $u \leq 3...6$; для пари конічних прямозубих коліс рекомендується $u \leq 2...3$, для коліс з круговими зубцями можливі більш високі значення u (найбільше значення $u = 6,3$).

Міжосьова відстань - головний параметр зубчастого циліндричного передавача (рис. 18):

- для прямозубих циліндричних передавачів

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_2(u+1)}{2u} = \frac{mz_1(u+1)}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2},$$

- для косозубих і шевронних циліндричних передавачів

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_2(u+1)}{2u} = \frac{mz_1(u+1)}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2\cos\beta},$$

де β - кут нахилу зубців,

- для косозубих передавачів $\beta = 8^\circ - 15^\circ$,
- для шевронних - $\beta = 25^\circ - 40^\circ$.

У конічному передавачу одним з важливих геометричних параметрів є зовнішня конусна відстань

$$R_e = \frac{d_e}{2\sin\delta} = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

◆ Контрольні питання та завдання 7

- 1 Чи забезпечує зубчастий передавач сталість передаточного числа?

2 Який з циліндричних зубчастих передавачів (прямозубий, косозубий, шевронний) має ознаку:

- працює менш плавно при високих колових швидкостях;

- має при інших рівних умовах більшу навантажувальну здатність;

- має в зачепленні небажану осьову силу?

3 Від якого параметра зубчастого зачеплення залежать геометричні розміри передавача? _____

4 Визначити повну висоту зубця циліндричного прямозубого колеса при модулі $m = 4$ мм. _____

5 Визначити діаметр ділительного кола циліндричного прямозубого колеса, якщо модуль $m = 4$ мм, число зубців $z = 20$.

6 Який модуль у косозубого передавача за числовим значенням більший: нормальний чи коловий? Пояснити, чому існує різниця між їх числовими значеннями.

7 В якому передавачу (прямозубому чи косозубому) при інших однакових умовах більший коефіцієнт перекриття? Чи впливає коефіцієнт перекриття на навантажувальну здатність та плавність роботи передавача?

8 Шестерня це:

А - ведуче зубчасте колесо **Б** - ведене зубчасте колесо

В - менше зубчасте колесо **Г** - більше зубчасте колесо.

9 Передаточне число зубчастого передавача визначається за формулою:

$$\mathbf{A} - u = \frac{z_1}{z_2} \quad \mathbf{Б} - u = \frac{z_2}{z_1} \quad \mathbf{В} - u = \frac{z_2}{q} \quad \mathbf{Г} - u = z_2 - z_1$$

10 Як класифікують циліндричні зубчасті передавачі залежно від розташування зубців на колесі?

А - діагональні, перпендикулярні вісі

Б - паралельні, кручені

В - прямозубі, косозубі, шевронні

Г - колові

11 В зубчастому циліндричному прямозубому передавачі відомі: число зубців шестерни Z_1 , модуль m , передаточне число u .

Делільний діаметр колеса d_2 дорівнює:

А - $m\pi Z_1 u$ **Б** - $m Z_1 u$ **В** - $\frac{m}{Z_1 u}$ **Г** - $\frac{m \cdot u}{Z_1}$

12 В зубчастому циліндричному прямозубому передавачу відомі: передаточне число u , делільний діаметр колеса d_2 . Міжжосьова відстань дорівнює:

А - $0.5 d_2 \left(\frac{u}{u+1} \right)$ **Б** - $0.5 d_2 \frac{u+1}{u}$ **В** - $d_2 \frac{u+1}{u}$ **Г** - $d_2 \frac{u}{u+1}$

13 В зубчастому циліндричному прямозубому передавачу відомі: кутові швидкості шестерні та колеса ω_1 і ω_2 відповідно, число зубців шестерні Z_1 .

Число зубців колеса Z_2 :

А - $Z_1 \frac{\omega_2}{\omega_1}$ **Б** - $\frac{\omega_2}{\omega_1 Z_1}$ **В** - $Z_1 \frac{\omega_1}{\omega_2}$ **Г** - $\frac{\omega_1}{Z_1 \omega_2}$

14 В зубчастому циліндричному прямозубому передавачу відомі:

модуль m , число зубців колеса Z_2 , передаточне число u . Діаметр кола впадин шестерни d_{h1} дорівнює

А - $m \left(\frac{Z_2}{u} - 2.5 \right)$ **Б** - $m \frac{Z_2}{u} - 2.5$ **В** - $m \frac{Z_2 + 2.5}{u}$ **Г** - даних недостатньо

15 В яких межах приймають кут нахилу зубців β для косозубої зубчастого передавача?

А - $8^\circ \dots 15^\circ$ **Б** - $15^\circ \dots 20^\circ$ **В** - $20^\circ \dots 25^\circ$ **Г** - $25^\circ \dots 40^\circ$

16 Який модуль є стандартним для косозубої зубчастого передавача ?

А - m_t **Б** - обидва **В** - стандартного модуля немає **Г** - m_n

17 Як впливає кут нахилу зубців β в косозубому циліндричному передавачу на значення осьової сили в зачепленні?

- А** - із збільшенням кута β осьова сила збільшується
Б - із збільшенням кута β осьова сила зменшується
В - із збільшенням кута β осьова сила не змінюється
Г - осьова сила не залежить від кута β

18 Коловий m_t та нормальний m_n модулі в циліндричному косозубому передавачу пов'язані між собою залежністю:

А - $m_t = m_n \cos \beta$ **Б** - $m_n = m_t \cos \beta$ **В** - $m_n = m_t \sin \beta$ **Г** - $m_t = m_n \sin \beta$

20 Яка величина є основною характеристикою розміру зубців зубчастого передавача?

А - висота зубця

Б - модуль

В – зовнішній діаметр колеса

Г – діаметр ділильного кола

21 Чи застосовують (як правило) у загальному машинобудуванні для виготовлення зубчастих коліс бронзу, латунь?

А - Так;

Б - Ні;

В - Дуже рідко;

Г - В відповідальних передавачах.

22 Передаточне число пари зубчастих коліс визначають за формулою:

А - $U_{12} = \omega_1 \omega_2$;

Б - $U_{12} = Z_1 Z_2$;

В - $U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = Z_2 / Z_1$;

Г - $h = m$

23 Модуль зубчастого колеса це:

А - число (мм) ділильного кола, що припадає на один зубець;

Б - число (мм) діаметра кола вершин, що припадає на один зубець;

В - число (мм) діаметра кола впадин, що припадає на один зубець;

Г - вірна відповідь не вказана.

24 Коловий крок зубців зубчастого колеса це:

А - $P_w = \pi m$; **Б** - $P_w = m / \pi$; **В** - $P_w = \pi Z$. **Г** - $U_{12} = \omega_1 \omega_2$

25 Висота зубців зубчастого колеса визначається:

А - $h = m$; **Б** - $h = 1,25m$; **В** - $a_w = Z_{\delta 1} + Z_{\delta 2}$ **Г** - $h = 2,25m$

26 Відстань між центрами обертання коліс визначається:

А - $a_w = m(Z_1 + Z_2) / 2$; **Б** - $U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = Z_2 / Z_1$;

В - $a_w = Z_{\delta 1} + Z_{\delta 2}$. **Г** - $a_w = 2m(Z_1 + Z_2)$

27 Як визначити модуль зубчастого колеса?

А – $m = \frac{d_1}{d_2}$; **Б** - $m = \frac{d}{a}$; **В** - $m = \frac{d}{z}$ **Г** - $h = m$

СРС 20 3.3.6 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАВАЧІ

Студент повинен:

Знати: Призначення, будове, принцип роботи, застосування черв'ячних передавачів. Матеріали і конструкції черв'ячних коліс. Короткі відомості про геометрію черв'ячних передавачів. Кінематике і К.К.Д. черв'ячного передавача. Сили, які діють у зачепленні.

Інформація

Черв'ячний передавач (Рисунок 19) складається із черв'яка (1) й черв'ячного колеса (2), застосовується між перехресними осями валів. Принцип роботи - зубчато-гвинтовий передавач. У черв'ячній парі діє тертя ковзання.

П е р е в а г и :

- плавність і безшумність роботи;
- компактність
- велике передаточне число;
(від 8 до 80);
- можливість самогальмування.

Н е д о л і к и :

- низький ККД (не більше 0,8, а буває й 0,45);
- сильне нагрівання;
- мала передана
потужність (до 50 кВт);
- сильне зношування.

Черв'ячний передавач відноситься до числа зубчато-гвинтових, тобто він має ознаки, характерні і для зубчастих, і для гвинтових передавачів. Осі валів черв'яка і колеса перехреснюються в просторі, як правило, під прямим кутом. Черв'як, як і гвинт, характеризується кроком p і ходом витка

$$p_h = z_1 p,$$

де z_1 - число витків черв'яка. Відстань між осями валів черв'яка і колеса визначають з співвідношення

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{mq + mz_2}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2),$$

де d_1 - дільний діаметр черв'яка,

$$d_1 = q m;$$

де q - коефіцієнт діаметра черв'яка (стандартизована величина).

Передаточне число черв'ячного передавача

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

(однією парою – від 8 до 100, а в кінематичних передавачах – до 1000). Найбільше розповсюдження мають черв'ячні передавачі з циліндричним архімедовим черв'яком (Рисунок 19, а).

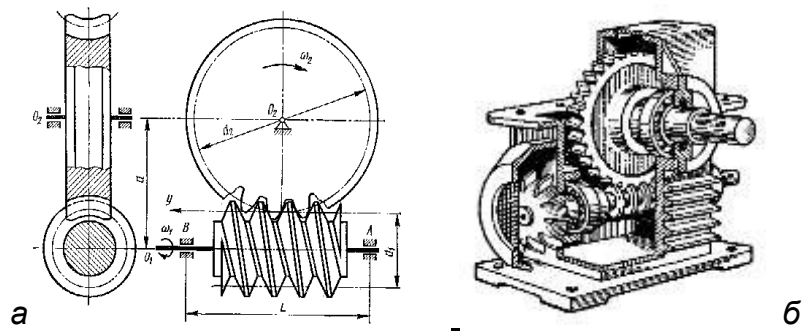


Рисунок 19

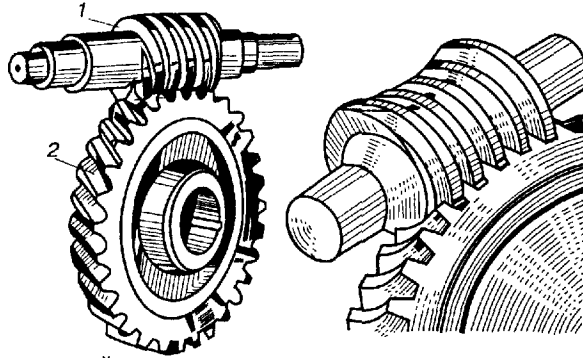


Рисунок 20

👉 Зверніть увагу

Основним розрахунком для черв'ячних передавачів є розрахунок на контактну витривалість, що запобігає викришуванню і заїданню. Розрахунок за напруженнями згину виконують як перевірний. Оскільки матеріал черв'яка має найвищі механічні властивості, ніж матеріал колеса, то розрахунок ведеться на міцність зубців колеса. Черв'ячні передавачі з ручним урухомником розраховують за напруженнями згину. У черв'ячному передавачу порівняно великі втрати переданої потужності на тертя.

Передавач працює з великим тепловиділенням, тому потребує **розрахунок на нагрів**. Умова нормального теплового режиму

$$t_m \leq [t_m],$$

де t_m - температура оливи в корпусі;

$[t_m]$ - допустима температура олії (залежить від марки олії приймають

$[t_m] = 80-90^\circ$).

Якщо при розрахунках виявиться, що $t_m > [t_m]$, то необхідно збільшити поверхню охолодження, застосовуючи охолоджуючі ребра, або застосувати штучне охолодження (Рисунок 19, б).

Для виготовлення черв'яка використовується сталь (Ст5, сталь 45) з наступним загартовуванням і шліфуванням, для виготовлення черв'ячного колеса або його вінця - бронза або чавун.

❖ Контрольні питання та завдання 8

1 Яка ланка черв'ячного передавача (черв'як чи черв'ячне колесо) зазвичай буває ведучою?

2 Як зміниться передаточне число черв'ячного передавача, якщо при незмінному числі зубців колеса число витків черв'яка збільшити вдвічі?

3 Як впливає число витків черв'яка на К.К.Д. черв'ячного передавача?

4 З яких матеріалів виготовляють черв'як та вінець черв'ячного колеса?

5 Який модуль зачеплення черв'ячного колеса призначають за стандартом: нормальний або торцевий? _____

6 Визначити передаточне число черв'ячного передавача, якщо число витків черв'яка $z_1 = 3$, число зубців черв'ячного колеса $z_2 = 90$, а модуль зачеплення $m = 5\text{мм}$. _____

7 Який додатковий розрахунок проводиться для черв'ячних передавачів на відміну від зубчастих? _____

8 Яку форму може мати черв'як?

- А - прямокутну
- Б - конічний, гіпоїдний
- В - циліндричні, глобоїдні
- Г - трикутну

9 Як розташовані осі в черв'ячному передавачу?

- А - вірна відповідь не вказана
- Б - перехрещуються
- В - паралельні
- Г - перетинаються

10 Визначити передаточне число черв'ячного передавача, в якому число зубців колеса - 30, а число витків черв'яка - 2.

- А - 60 Б - Визначити неможна В - 1/15 Г - 15

СРС 21 3.3.7 РЕДУКТОРИ

Студент повинен:

Знати: Загальні відомості про редуктори, їх будову, призначення та класифікацію. Основні параметри редукторів.

Інформація

Механічний редуктор (від лат. *reductor* – той що відтворює рух) – механізм на основі однієї або більше передавачів зачепленням, що входить у урухомник машин і служить для збільшення обертаючого моменту разом із зниженням кутової швидкості веденого валу. У редукторах застосовують зубчасті передавачі, ланцюгові передавачі, черв'ячні передавачі та використовують їх у різних поєднаннях – черв'ячні і зубчасті, ланцюгові та зубчасті і т. д. Існують комбіновані урухомники, в яких редуктор компонують із варіатором.

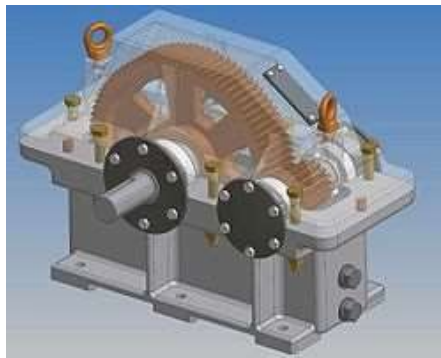


Рисунок 21.. Циліндричний одноступінчастий редуктор



Рисунок 22. Двоступінчастий циліндрично-черв'ячний редуктор



Редуктором називають пристрій, що **перетворює кутову швидкість обертання вхідного валу у меншу на вихідному валу**, підвищуючи при цьому, обертальний момент. Пристрій, який **перетворює малу кутову швидкість у вищу називають мультиплікатором**. Редуктор зі ступінчастою зміною кутової швидкості називається коробкою передавачів, із безступінчастою — варіатор.

Основні параметри редукторів

Споживчі характеристики редукторів визначаються наступними параметрами: *кінематичними*:

- передатним числом U ;
- частотою обертання вихідного валу n_2 ;

динамічними:

- допустимими крутним моментом та консольним навантаженням на вихідному валу;
- коефіцієнтом корисної дії η (ККД).

Типи редукторів.

Циліндричні редуктори. Циліндричні редуктори використовуються для передавання обертового руху між паралельними або співвісними валами за допомогою циліндричних зубчастих передавачів. Вони мають високий ККД (0,94...0,98 на один ступінь) і великий ресурс роботи (36000...50000 год). Можуть використовуватись у швидкохідних машинах (частота обертання вхідного валу 60 с^{-1} а у спеціальних редукторів до 200 с^{-1}).

Недоліки цих редукторів: підвищені вібрації, що знижуються використанням косозубих та шевронних передавачів, великі габарити при великих передатних відношеннях. Виконання:

- одноступінчасті ($u = 1,6...8,0$)
 - з вертикальним розміщенням зубчастих коліс;
 - з горизонтальним розміщенням коліс;
- двоступінчасті ($u = 7,1...50$)
 - горизонтальні тривісні;
 - горизонтальні із співвісними колесами;
 - горизонтальні із роздвоєним швидкохідним ступенем;
 - горизонтальні із роздвоєним тихохідним ступенем;
 - вертикальні тривісні;

- триступінчасті ($u = 25 \dots 250$).

Конічні редуктори

Конічні редуктори служать для передачі обертального руху між осями, що перетинаються (зазвичай під прямим кутом). ККД становить 0,90...0,96 на один ступінь. Використовуються в основному одноступінчасті конічні редуктори, багатоступінчасті виконують комбінованими, переважно конічно-циліндричними. Діапазон передаточних чисел конічного ступеня $i = 2 \dots 6,3$. Рівень вібрацій дещо вищий ніж у циліндричних редукторів, зниження вібрацій досягають виконанням зубців тангенціальними або коловими.

До недоліків конічних редукторів слід віднести великі габарити, високу трудомісткість і вартість виготовлення, пов'язані із необхідністю регулювань при складанні, а також, підвищені вимоги до несучої здатності вальниць через переважно консольне виконання ведучого валу.

Виконання:

- одноступінчасті ($u = 2 \dots 6,3$)
 - з горизонтально розташованим веденим валом;
 - з вертикально розташованим веденим валом;
- двоступінчастий конічно-циліндричний ($u = 6,3 \dots 40$)
 - з горизонтально розташованим тихохідним валом;
 - з вертикально розташованим тихохідним валом;
 - з вертикально розташованим швидкохідним валом;

Черв'ячні одноступінчасті редуктори типу Ч

Черв'ячні редуктори на основі черв'ячної передавачі забезпечують крутні моменти на тихохідному валу до $M = 850000 \text{ Н} \cdot \text{м}$, передавальні відношення в діапазоні $u = 8 \dots 80$. Корпуси черв'ячних редукторів виконують з ребрами охолодження та вентилятором, розміщеним на валу чев'яка. У залежності від варіанту конструкції тихохідні вали бувають однокінцевими і двокінцевими. Черв'ячні редуктори передають рух між валами, що перехрещуються під прямим кутом.

Виконання:

- одноступінчасті ($u = 8 \dots 80$)

- з нижнім розміщенням черв'яка;
- з верхнім розміщенням черв'яка;
- з вертикальним розміщенням черв'яка;
- з горизонтальним (боковим) розміщенням черв'яка;
- двоступінчасті
 - циліндрично-черв'ячні ($u = 16 \dots 200$);
 - черв'ячно-циліндричні ($u = 25 \dots 250$);
 - двочерв'ячні ($u = 63 \dots 4000$).

До переваг можна віднести:

- здатність створювати великі передатні числа ;
- компактність передавачі ;
- плавність та безшумність у роботі ;
- самогальмівна передавачів (передає крутний момент тільки в одному напрямі, від черв'яка до черв'ячного колеса) ;
- постійне передатне число ;

Недоліки:

- низький ККД;
 - $z = 1 \quad \eta = 0.6 \dots 0.75$;
 - $z = 2 \quad \eta = 0.8 \dots 0.85$;
 - $z = 4 \quad \eta = 0.85 \dots 0.95$;
- нагрів передавачі при роботі ;
- недоцільність використання таких передавачів для великих потужностей (≤ 10 кВт);
- необхідність використання кольорових металів для зменшення тертя.

Планетарні і хвильові редуктори

У планетарних редукторах використовуються планетарні передавачі, у яких осі певних коліс (сателітів) закріплені на рухомій деталі. Їх ККД досить високий (0,9 .. 0,95). Такі редуктори мають різне конструктивне виконання у залежності від того, який тип передавача використовується (зубчастий циліндричний зовнішнього зачеплення, зубчастий циліндричний внутрішнього зачеплення, конічний зубчастий), яке з центральних коліс є нерухомим та ін.

Перевагою планетарних редукторів є мала питома матеріаломісткість при достатній навантажувальній здатності і довговічності у в'язку з багатопарним зачепленням (потужність передається у декілька потоків).

Редуктори на основі хвильової передавачі можна розглядати як різновид планетарного редуктора на основі гнучкого проміжного колеса. Передаточні числа хвильових редукторів складають $u = 80 \dots 300$ і більше. Такі редуктори мають високу навантажувальну здатність у в'язку з багатопарністю зачеплення.

Мотор-редуктори

Мотó p-реду́ктор (від лат. *motor* – той, що рухає і лат. *reductor* – той що відтворює рух) – агрегат, у вигляді суміщених в одному блоці електродвигуна і редуктора поєднаних у спільний механізм безпосередньо або за допомогою муфти (Рисунок 24). Таке виконання дозволяє добитися більшої точності взаємного розташування валів редуктора і електродвигуна та зменшення кількості деталей.



Рисунок 24. Приклади виконання мотор-редукторів

Як правило однієї ступені буває недостатньо для досягнення необхідного діапазону передатних чисел мотор-редукторів, тому широке застосування знайшли дво- і триступінчасті мотор-редуктори. Не рідкістю, також, є чотирьох-ступінчасті і п'яти-ступінчасті мотор-редуктори.

Залежно від типу використовуваної передавачі в останній ступені, виділяють:

- циліндричні мотор-редуктори (з циліндричною зубчастим передавачем);
- конічні мотор-редуктори (з конічно-зубчастим передавачем);
- черв'ячні мотор-редуктори (з черв'ячним передавачем);
- планетарні мотор-редуктори (на основі планетарного передавача);
- хвильові мотор-редуктори (на основі хвильового передавача).

Серійно випускаються мотор-редуктори:

- циліндричні двоступінчасті співвісні типу МЦ2С (обертальний момент на тихохідному валу $M = 125 \dots 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота обертання тихохідного вала $n = 28 \dots 180 \text{ об/хв}$);
- планетарно-зубчасті, двоступінчасті типу МП32 ($M = 125 \dots 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $n = 18 \dots 90 \text{ об/хв}$);
- хвильові горизонтальні типу МВ3 ($M = 90 \dots 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $n = 5,8 \dots 18 \text{ об/хв}$).

Як елемент мотор-редуктор, широко застосовується у всіх галузях промисловості.

Його переваги:

- високий ККД;
- простота обслуговування;
- компактність;
- спрощений монтаж.

❖ Контрольні питання та завдання 9

1 Для чого застосовують редуктори і мультиплікатори?

2 Перелічіть основні деталі редуктора.

3 Як класифікують редуктори за видом ланок передавача і кількістю пар передавачів?

-
-
- 4 Який ступінь циліндричного редуктора і чому рекомендується робити прямозубим і який — косозубим ?

-
-
- 5 В яких випадках застосовують одноступінчасті і багатоступінчасті циліндричні редуктори?

-
-
- 6 В яких випадках застосовують багатоступінчасті комбіновані редуктори, а також конічні і черв'ячні одноступінчасті редуктори?

-
-
- 7 Побудуйте кінематичну схему триступінчастого циліндричного редуктора й обчисліть його передаточне число, якщо $Z_1 = 25$, $Z_2 = 125$, $Z_3 = 22$, $Z_4 = 88$, $Z_5 = 23$, $Z_6 = 115$.

- 8 Для чого застосовують мащення зачеплення і підшипникових вузлів редукторів?
-
-
-

- 9 Чому при проектуванні черв'ячних і зубчасто-черв'ячних редукторів обов'язково роблять тепловий розрахунок?

3.3.8 ПЕРЕДАВАЧ ГВИНТ- ГАЙКА

Передавач **гвинт - гайка** (Рисунки 25-27) служить для перетворення обертального руху в поступальний. Застосовується в домкратах, пресах, лебідках. Обертатися може або гайка, тоді гвинт робить поступальний рух (приклад: домкрат), або гвинт, тоді гайка із закріпленою деталлю робить поступальний рух

Переваги :

- простота конструкції;
- компактність;
- надійність;
- плавність і безшумність роботи;
- значний виграш у силі;
- висока точність переміщень.

Недоліки :

- сильне зношування
нарізі ;
- низький ККД.

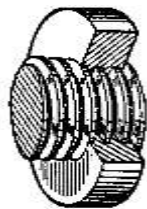


Рисунок 25.

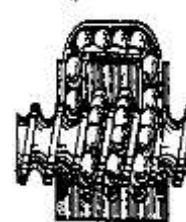
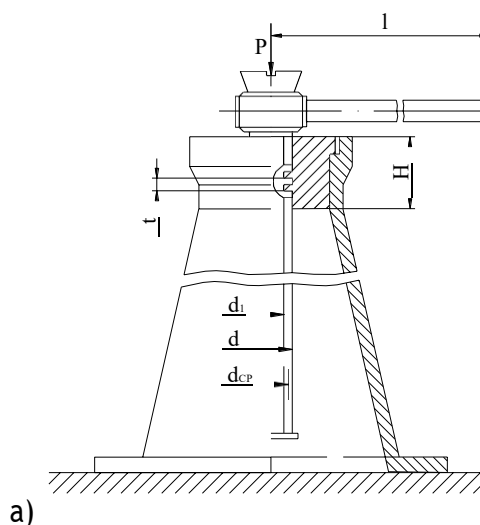
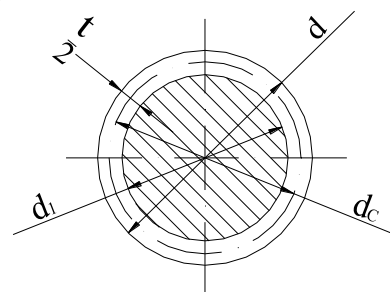


Рисунок 26



а)



б)

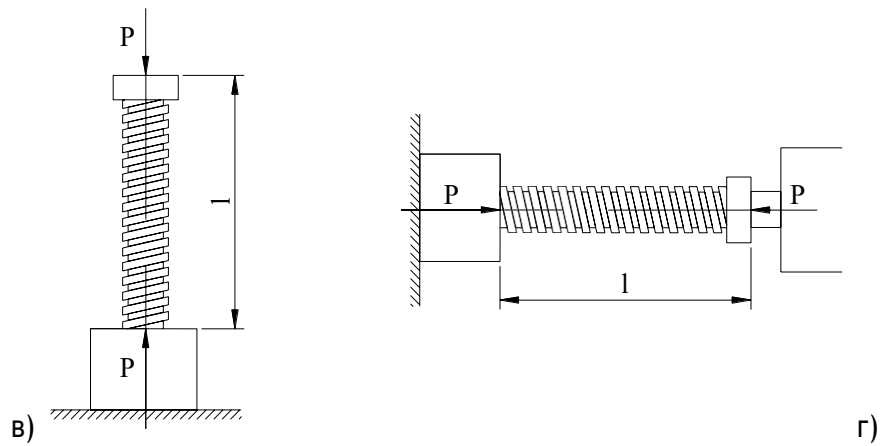


Рисунок 27.

Інформація

Слід зрозуміти відмінності між нарізними з'єднаннями та передавачем гвинт-гайка. У першому випадку важлива підвищена надійність проти самовідгвинчування, а в другому – мале тертя в передавачі.

Зверніть увагу

Для ходових і вантажних гвинтів застосовують нарізь з малим кутом профілю. Основною причиною виходу з ладу є значне спрацювання нарізі. Розрахунок на зносостійкість нарізі ходових і вантажних гвинтів виконують за формулою:

$$p_{zn} = \frac{F}{Az} = \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p_{zn}],$$

де F - осьова сила;

A - площа робочої поверхні витка;

d_2 - середній діаметр нарізі ;

H_1 - робоча висота профілю.

Втрата стійкості довгих стиснених гвинтів може також стати причиною їх виходу з ладу.

Питання для самоконтролю

- 1 Де застосовують передавач гвинт - гайка?
- 2 Які профілі нарізів застосовуються для вантажних гвинтів?
- 3 З яких матеріалів виготовляють гвинти і гайки силових передавачів?
- 4 Чим пояснюється перевага у силі в передавачі гвинт-гайка?

5 Яку нарізь необхідно застосувати для гвинтів, що знаходяться під дією великих односторонніх навантажень?

3.4 ВАЛИ І ОСІ

Студент повинен:

Знати: призначення, конструктивні форми, класифікацію, матеріали валів та осей. Поняття проектного розрахунку осей і валів.

Інформація

Осі і вали розрізняються за умовами роботи. Осі, які несуть на собі обертові частини, не передають обертальних моментів і працюють тільки згин; вали (Рисунок 28), як і осі, є підтримуючими деталями, але крім того, передають моменти і працюють не тільки на згин, але й на кручення. Осі і вали розраховують на міцність і жорсткість як бруси круглого поперечного перерізу, які працюють на згин або на згин і кручення.

Зверніть увагу

Практикою встановлено, що руйнування валів і осей швидкохідних машин у більшості випадків має втомлюваний характер, тому основним критерієм є розрахунок на опір втомленості. При розрахунках для обертових осей вважають, що напруження згину змінюються за симетричним циклом, а для нерухомих – за віднульованим (пульсуючим). Перевірний розрахунок валів виконується на опір втомленості і жорсткість, а в окремих випадках - на коливання. Жорсткість валів і осей оцінюється величиною прогину в місцях встановлення деталей або кутом закручування перерізів; коливання – критичною кутовою швидкістю.

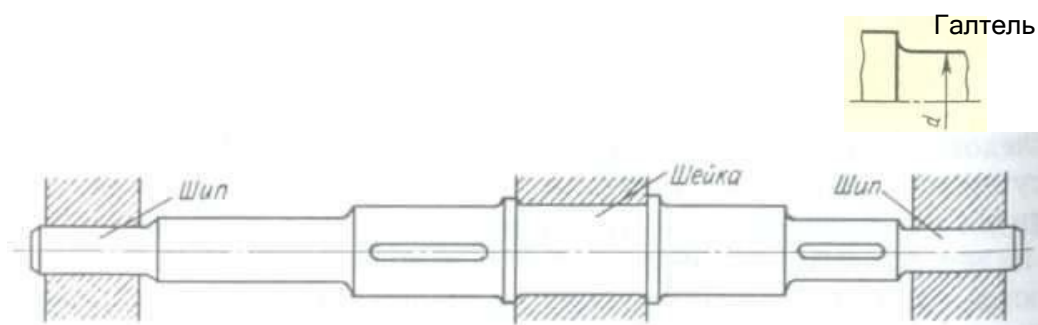


Рисунок 28.

◆ Контрольні питання та завдання 10

1 Враховуючи силові фактори, вказати призначення осей та валів.

2 Як називається частина вала, яка охоплюється опорою?

3 Якому розрахунку підлягають вали та обертові осі: на статичну міцність чи на втомленість?

4 Назвати найбільш розповсюджені марки сталей, які застосовуються для виготовлення валів та осей.

5 В яких випадках проводиться розрахунок валів на жорсткість?

6 Як оцінюється жорсткість осей і валів?

7 Для передачі обертаючих моментів використовують:

А - тільки вали

Б - тільки осі

В - і вали і осі

Г - шпонки

8 Поверхню плавного переходу від меншого перерізу вала до більшого називають:

А - проміжним переходом

Б - шійкою

В - фаскою

Г - галтеллю

3.5 ВАЛЬНИЦІ (ПІДШИПНИКИ)

Студент повинен:

Знати: Опори ковзання і кочення, призначення, порівняльна характеристика. Вальниці ковзання: типи, застосування, конструкції, матеріали. Вальниці кочення: будова, класифікація, огляд основних типів.

Для підтримання осей і валів і сприйняття діючих на них зусиль служать спеціальні опори – вальниці. Якість вальниць у значній мірі визначає надійність і довговічність машин. За характером тертя робочих елементів вони поділяються на опори ковзання й кочення (кулькові і роликові вальниці). Вибір виду опори залежить від великої кількості конструктивних і експлуатаційних факторів. Вальниці ковзання застосовують у двигунах внутрішнього згорання, газових турбінах, центрифугах, сепараторах, насосах, при особливо важких режимах роботи машин (прокатні стани, каменедробарки) тощо. Вальниці ковзання найчастіше виходять з ладу внаслідок абразивного спрацювання або заїдання. У машинах, де вальниці сприймають великі ударні і вібраційні навантаження, можливе втомлюване руйнування робочого шару вкладишів. Вальниці ковзання, які працюють в умовах змішаного чи граничного тертя, розраховують за умовною методикою на зносостійкість і нагрівання. При рідинному терті розрахунок ведуть на основі гідродинамічної теорії мащення.

Вальниці кочення - стандартні вироби, які виготовляються в масовій кількості на спеціалізованих заводах і широко розповсюджені у всіх галузях машинобудування. Основними елементами вальниць кочення є їх тіла - встановлені між кільцями кульки чи ролики (Рисунок 53), які утримуються сепаратором на певній відстані один від одного.

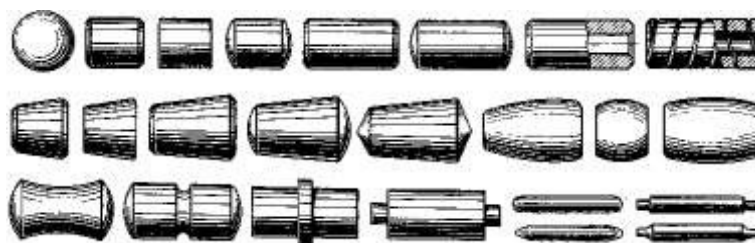


Рисунок 29

Вальниці кочення класифікують за такими ознаками:

- за формою тіл кочення - кулькові і роликові (з циліндричними короткими і довгими роликами, з конічними, бочкоподібними, витими, голчастими);
- за напрямом сприйнятого навантаження - радіальні (в основному для радіальних навантажень), радіально-упорні (для одночасного сприйняття радіальних і осьових навантажень), упорні (для осьових навантажень), упорно-радіальні (для осьового і радіального навантаження);
- за числом рядів кочення - одно-, дво-, багаторядні;
- за способом самовстановлення - самовстановлювані і несамовстановлювані;
- за габаритними розмірами – надлегкої, особливо легкої, легкої, середньої і важкої серії;

- залежно від ширини - особливо вузькі, вузькі, нормальні, широкі, особливо широкі.

На Рисунок 30 наведено основні показники вальниць різних типів і серій з однаковим діаметром вала ($d = 80$ мм), звідки видно, що значну перевагу по габаритах, масі і швидкохідності мають вальниці легких серій, але їх навантажувальна здатність менша, ніж у вальниць середніх і важких серій. При виборі типу вальниці необхідно враховувати величину і напрям навантаження, частоту обертання, режим роботи, конструктивні особливості вузла машини, вартість підшипника. Вальниці кочення маркуються нанесенням на торцеву поверхню кілець ряду цифр і букв, які умовно позначають внутрішній діаметр, серію, тип, конструктивні різновиди, клас точності тощо.

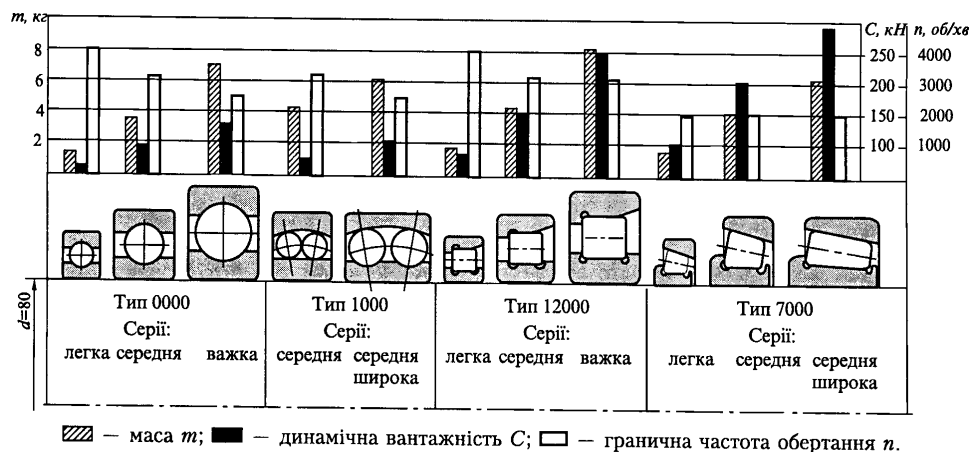


Рисунок 30

Зверніть увагу

Умовний розрахунок вальниць ковзання виконують по середньому тиску p_c , що гарантує неவிдавлювання мастильного матеріалу, і по питомій роботі сил тертя $p_c v$, що забезпечує нормальний тепловий режим і відсутність заїдання:

$$p_c \leq [p_c], \quad p_c v \leq [p_c v],$$

де v — колова швидкість поверхні цапфи.

Основними критеріями працездатності вальниць кочення є довговічність за втомлюваним викришуванням і статична вантажопідйомність за пластичними деформаціями. Дослідження роботи вальниць кочення дозволили встановити залежність між еквівалентним навантаженням F_e динамічною вантажопідйомністю C і довговічністю вальниць L (млн. об)

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^\alpha,$$

де α — показник степеня (для кулькових вальниць $\alpha=3$, для роликових $\alpha = 10/3$);

C — динамічна вантажопідйомність підшипника, вказана в каталогах.

Еквівалентне навантаження F_e для кулькових радіальних і радіально-упорних та роликів радіально-упорних вальниць

$$F_e = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_m,$$

де V - коефіцієнт обертання (при обертанні внутрішнього кільця $V = 1$, зовнішнього – $V = 1,2$);

X і Y - коефіцієнти радіального і осьового навантаження;

F_r і F_a - радіальне і осьове навантаження на вальницю;

K_δ - коефіцієнт безпеки;

K_m - температурний коефіцієнт.

❖ Контрольні питання та завдання 11

- 1 Який вид опор (ковзання чи кочення) застосовують при наявності значних ударних чи вібраційних навантажень?

- 2 Які фактори впливають на спрацювання вальниць ковзання?

- 3 З яких матеріалів виготовляють рознімні та нерознімні вальниці ковзання?

- 4 Який тип корпусу вальниці ковзання необхідно застосовувати в опорах колінчастого вала?

- 5 З якою метою на робочій поверхні вальниць ковзання виготовляють радіальні проточки (канавки)?

- 6 Назвіть основні причини виходу з ладу вальниць ковзання.

- 7 З яких елементів складаються вальниці кочення?

8 Яку функцію виконують сепаратори в вальниці кочення?

9 Які матеріали застосовуються для виготовлення деталей вальниць кочення?

10 Як класифікуються вальниці кочення?

11 Визначіть по каталогу тип і розміри вальниць за їх умовним позначенням: 206, 2206, 36206.

12 Порівняйте вальниці з умовними позначеннями: 7308 і 6 - 7209.

13 Які фактори визначають працездатність вальниць кочення?

14 Які види руйнування характерні для вальниць кочення?

15 Як добираються вальниці кочення?

СРС 22 3.6 МУФТИ

Студент повинен

Знати: призначення та класифікація муфт. Конструкції основних типів муфт.

Застосування муфт у машинобудуванні викликано необхідністю отримання довгих валів, виготовлених з окремих частин; компенсації невеликих неточностей монтажу щодо відносного розміщення з'єднаних валів; надання валам деякої відносної рухливості під час роботи; виконання функцій автоматичного керування. За характером роботи й основним призначенням муфти поділяються на (Рисунок 31): постійні (не допускають роз'єднання валів при роботі машини); керовані (здійснюють включення і виключення валів за допомогою системи управління, яка діє на муфту); запобіжні (відключають вали при порушенні нормальних умов роботи.) Основною характеристикою при виборі муфт є розрахунковий момент

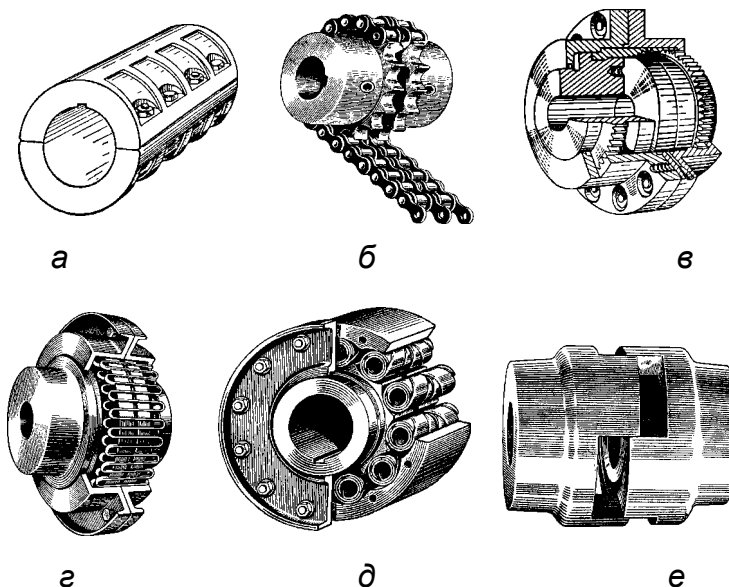
$$M_p = K_p M \leq [M]_p,$$

де K_p - коефіцієнт режиму роботи,

M - номінальний обертальний момент при встановленому режимі роботи. Муфти вибирають за відповідними таблицями, розрахунковим моментом залежності від діаметра вала (враховується також максимальна кутова швидкість). Окремі деталі муфти перевіряються на міцність.

👉 Зверніть увагу

Вам слід ознайомитись з різновидами основних типів муфт (Рисунок 31), їх застосуванням, особливостями конструкції і роботи, зрозуміти принципову відмінність між муфтами та передавачами. Розглянути методику розрахунків та конструювання муфт.



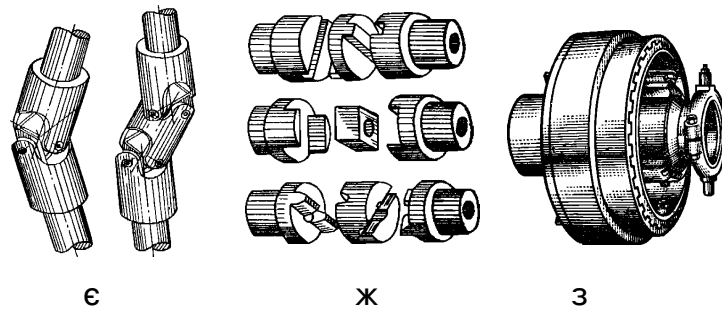


Рисунок 31

Постійні муфти - жорсткі: а) поздовжньо-роз'ємна; компенсуючі: б) ланцюгова, в) зубчаста, г) муфта зі змієвидною пружиною, д) муфта з гільзовими пружинами, е) кулачкова розширювальна, є) хрестово-шарнірні муфти, ж) кулачково-дискові (плаваючі). Керовані муфти – з) фрикційна дискова.

❖ Контрольні питання та завдання 12

1 Які функції в урухомниках виконує пружна втулково-пальцева муфта?

2 Чи передають жорсткі та пружні муфти вібрації, поштовхи, удари?

3 Які муфти можна включити під час обертання вала з великою кутовою швидкістю?

4 За якими параметрами добираються стандартні муфти?

5 За яким моментом добираються стандартні зубчасті муфти?

3.7 З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ

Студент повинен:

Знати: Призначення та класифікацію нарізних, шпонкових, шліцьових, зварних, клейових, заклепкових з'єднань.

Вмісту: розрахувати нарізні та зварні з'єднання.

3.7.1 РОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

Нарізні з'єднання. Шпонкові та шліцові з'єднання. Основи їх розрахунку

3.7.1.1 НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ

Інформація

Нарізні з'єднання є одним із найбільш розповсюджених видів роз'ємних з'єднань, що застосовуються в машинобудуванні. Нарізні з'єднання виконують за допомогою нарізних кріпильних деталей: болтів, гвинтів, шпильок тощо. При вивченні нарізних з'єднань необхідно уважно розглянути класифікацію, типи та призначення нарізі, кріпильних деталей, засоби проти самовідгвинчування. Нарізні з'єднання можуть виходити з ладу внаслідок руйнування (розриву) стержня болта, зрізу нарізі та її зминання. Основний вид руйнування нарізного з'єднання – розрив нарізаної частини тіла болта чи в перехідному перерізі біля головки. Можливі такі випадки навантаження болта (Рисунок 58, 59):

- болт навантажений осьовою силою без попереднього затягування (наприклад, різьбовий кінець вантажного крюка вантажопідйомних машин),
- затягнутий болт без зовнішнього осьового навантаження (клемове з'єднання),
- затягнутий болт з додатковим осьовим навантаженням (фланцеві, фундаментні болти),
- болт навантажений поперечною силою і встановлений з зазором,
- болт навантажений поперечною силою і встановлений без зазору.

Зверніть увагу

Різноманіття видів навантаження обумовлює кілька різних випадків розрахунку:

- *Незатягнутих нарізних з'єднань* (Рисунок 58 а). Небезпечним у різьбовому стержні є переріз нарізаної частини з розрахунковим діаметром

$$d_p \approx d - 0,94p,$$

де d – зовнішній діаметр,

p – крок нарізі.

Умова міцності

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_p^2} \leq [\sigma],$$

де F – осьове навантаження,

$[\sigma_p]$ - допустиме напруження на розтяг. Розрахунковий діаметр нарізі

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}.$$

- *Затягнутого різьбового з'єднання, ненавантаженого зовнішньою осьюовою силою* (Рисунок 32 б). Стержень з нарізью розтягується зусиллям затяжки F_0 і скручується моментом в різьбі. Розрахунок болта на міцність виконують по еквівалентному напруженню, яке для метричної різьби в середньому на 30 відсотків більше напруження розтягу. Умова міцності:

$$\sigma = \frac{4F_{розр}}{\pi d_p^2} \leq [\sigma_p],$$

де $F_{розр}$ - розрахункове (еквівалентне) навантаження.

- *Затягнутого і додатково навантаженого осьюовою силою болта* (Рисунок 58 в)

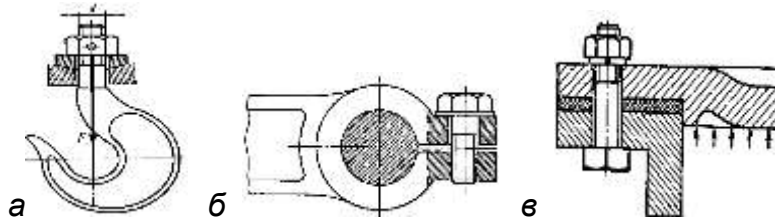


Рисунок 32

Розрахунок виконують аналогічно попередньому випадку, розрахункове навантаження болта з урахуванням впливу кручення при затягуванні

$$F_{розр} = F \cdot [1, 3k(1 - \chi) + \chi],$$

де F - зовнішнє осьюове навантаження,

k - коефіцієнт запасу попередньої затяжки,

χ - коефіцієнт зовнішнього навантаження.

- *Затягнутого болта, встановленого з зазором і навантаженого поперечною силою F* (Рисунок 33, а). Болт працює на розтяг і кручення. Умова міцності

$$\sigma = \frac{4kK_H F}{\pi f z i d_p^2} \leq [\sigma_p],$$

де i - число третьюових поверхонь,

f - коефіцієнт тертя між поверхнями з'єднуваних деталей,

z - кількість болтів,

k - коефіцієнт затягування,

K_H - коефіцієнт навантаження.

- Болта, встановленого без зазору і навантаженого поперечною силою (Рисунок 33, б). Таке з'єднання розраховується на зріз болта. Умова міцності

$$\tau_{зр} = \frac{4F}{\pi d^2 i z} \leq [\tau_{зр}],$$

де i - кількість площин зрізу,

d - діаметр стержня в небезпечному перерізі.

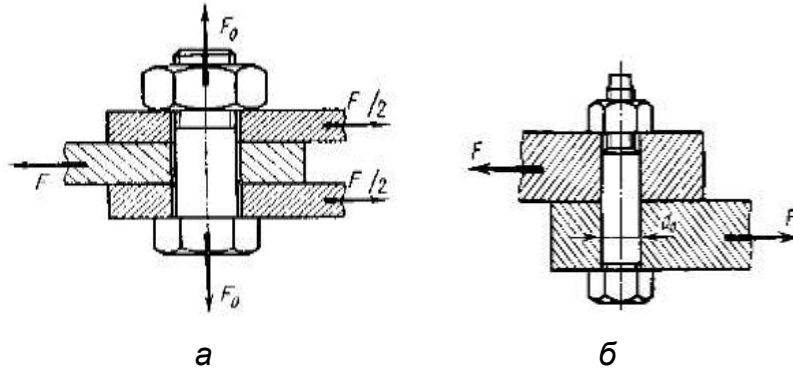


Рисунок 33

❖ Контрольні питання та завдання 13

- 1 Як класифікуються нарізи?
- 2 Які профілі нарізів застосовуються для нарізних кріпильних виробів?
- 3 Які з нарізів найнадійніші з точки зору самогальмування: з дрібним чи крупним кроком, одно- чи багатозаходні (при рівному ході нарізі)?
- 4 Чому для з'єднання деталей, які працюють в умовах вібрації, рекомендується застосовувати болти з дрібною нарізью ?
- 5 Який профіль і чому мають кріпильна і кріпильно-ущільнююча нарізі?
- 6 Поясніть умовні позначення: M18; M24×1,5; Трап. 60×12.
- 7 Що дає застосування для нарізних з'єднань матеріалів підвищеної міцності?
- 8 Які нарізні кріпильні деталі застосовують для з'єднання кришки підшипникового вузла з корпусом редуктора?
- 9 Які нарізі відносяться до кріпильних нарізів ?

А - Метричні;	Б - Трапецеїдальні;
В - Прямокутні, упорні;	Г - Круглі.
- 10 Які нарізі використовуються у гвинтових механізмах?

А - Метрична	Б - Трапецеїдальна
В - Прямокутна, упорна	Г - Кругла
- 11 Нарізь позначена - M12. Що означає цифра 12?

А - Зовнішній діаметр нарізі **Б** - середній діаметр нарізі

В - Внутрішній діаметр нарізі **Г** - шаг нарізі

12 Які кріпильні деталі використовуються для стопорення нарізних з'єднань?

А - Болт **Б** - Гвинт **В** - Шайба **Г** - Шплінт

13 Чому дорівнює кут профілю вітків в метричній нарізі?

А - 55 градусів **Б** - 33 градуси

В - 30 градусів **Г** - 60 градусів

14 Що називають нарізью ?

А - лінія яка проходить вздовж осі;

Б - поверхня, утворена при гвинтовому русі плоского контуру циліндричній або конічній поверхні;

В - рівнобедрений трикутник зі зрізаними вершинами;

Г - нерівнобедрений трикутник зі зрізаними вершинами.

15 Що називають витком нарізі ?

А - відстань, яку проходить точка вздовж твірної циліндра за один його оберт.

Б - відстань, яка з'єднує дві однойменні точки.

В - вірна відповідь не вказана

Г - частина виступу нарізі , який відповідає одному оберту контуру навколо осі поверхні.

16 Що являє собою однозаходна й многозаходна нарізь?

А - однозаходна нарізь, утворена на циліндричній поверхні, многозаходна нарізь - утворена на конічній поверхні

Б - однозаходна нарізь, утворена однією площиною , многозаходна нарізь – утворена декількома площинами

В - однозаходна нарізь, утворена рухом одного профілю, многозаходна нарізь - утворена рухом двох і більше однакових профілів

Г - вірна відповідь не вказана

17 Як розрізняють нарізь залежно від напрямку гвинтової лінії?

А - праву і ліву **Б** - вірна відповідь не вказана

В - пряма і діагональна **Г** - вгору та вниз

18 На яких поверхнях нарізають нарізь?

А - прямокутних

Б - трикутних

В - на циліндричних та конічних

Г - вірна відповідь не вказана

19 Яка нарізь застосовується в трубних з'єднаннях?

А - нарізь, яка має профіль рівнобічного трикутника з кутом при вершині 75° та закругленими вершинами та западинами

Б - трубна нарізь, яка має профіль рівнобічного трикутника з кутом при вершині 55° та закругленими вершинами та западинами

В - нарізь, яка має трапецеїдальний профіль вірна відповідь не вказана

Г - нарізь, яка має трапецеїдальний профіль

20 Який тип нарізі є основним для кріпильних виробів?

А - метрична

Б - дюймова

В - трапецеїдальна

Г - кругла

3.7.1.2 ШПОНКОВІ ТА ШЛІЦЬОВІ З'ЄДНАННЯ

Шпонкові з'єднання. Розрахунок з'єднань призматичними шпонками. Зубчасті (шліцьові) з'єднання, застосування та перевірний розрахунок.

Інформація

Шпонкові і шліцьові з'єднання служать для закріплення на валу (чи осі) обертових деталей (зубчастих коліс, шківів, муфт тощо). Шпонкові з'єднання здійснюються за допомогою клинових шпонок (Рисунок 34 *є–з*), які утворюють напружені з'єднання, призматичних і сегментних шпонок (Рисунок 34 *а–д*), які утворюють ненапружені з'єднання. Розміри шпонок стандартизовані. Зубчасті (шліцьові) з'єднання, на відміну від шпонкових, мають більшу навантажувальну здатність, краще центрують з'єднувані деталі, забезпечують високу втомлювану міцність вала. Залежно від профілю зубців зубчастих (шліцьових) з'єднань розрізняють три основних типи з'єднань: з прямобічними, евольвентними і трикутними зубцями (Рисунок 35).

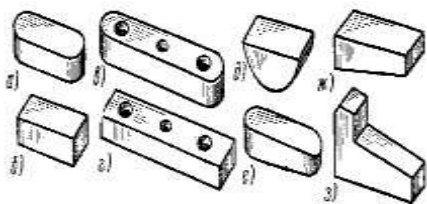


Рисунок 34



Рисунок 35

Зверніть увагу

Основним критерієм працездатності шпонкових з'єднань є міцність. Розміри шпонок у стандартах підібрані так, що їх міцність на зріз і згин забезпечена, якщо виконується умова міцності на зминання, тому основним розрахунком шпонкових з'єднань є розрахунок на зминання. Перевірку шпонок на зріз виконують для відповідальних з'єднань. Перевірка з'єднань призматичними шпонками на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2M}{d(0,95h - t)l_p} \leq [\sigma]_{зм},$$

де M - передаючий з'єднанням момент,

d - діаметр вала,

h - висота шпонки,

t - глибина паза у валу,

l_p - робоча довжина шпонки,

b - ширина шпонки,

$[\sigma]_{зм}$ - допустиме напруження зминання (для сталевих маточин -

$[\sigma]_{зм} = 100 \dots 120$ МПа, для чавунних - $[\sigma]_{зм} = 60 \dots 80$ МПа). Основними критеріями працездатності шліцьових з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню і спрацюванню. Ці з'єднання, аналогічно шпонковим, вибирають за таблицями стандартів залежно від діаметра вала, а потім перевіряють на міцність. Умова міцності на зминання робочих поверхонь зубців

$$\sigma_{зм} = \frac{M}{S_F l_p} \leq [\sigma]_{зм},$$

де M - передаючий обертальний момент;

S_F - питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь;

l_p - робоча довжина зубців;

$[\sigma]_{зм}$ - допустиме напруження зминання.

Умова обмеження спрацювання

$$\sigma_{зм} = \frac{M}{S_F l_p} \leq [\sigma]_{спр},$$

де $[\sigma]_{спр}$ - допустиме напруження на обмеження спрацювання.

❖ Контрольні питання та завдання 14

1 Які шпонки забезпечують краще центрування деталей на валу?

2 Які шпонки застосовують при реверсивній роботі з'єднання?

3 Що є основним критерієм працездатності ненапруженого шпонкового з'єднання?

4 Як добираються призматичні шпонки?

5 Для якої деталі (шпонки чи маточини) при розрахунках шпонкових з'єднань на зминання приймають допустимі напруження ?

6 Назвати переваги зубчастих (шліцьових) з'єднань у порівнянні з шпонковими.

7 Яким профілям шліців надають перевагу при проектування рухомого під навантаженням шліцьового з'єднання?

8 Назвіть основний критерій працездатності нерухомого шліцьового з'єднання?

9 При проектуванні шпонкового з'єднання ширину и глибину шпоночного пазу на валу приймають в залежності:

- А** - від довжини ступиці деталі
- Б** - від діаметру вала
- В** - від передаваного валом обертового моменту
- Г** - від частоти обертання вала.

10 Порівняльно з сегментними шпонками призматичні шпонки

- А** - врізаються в вал на меншу глибину та менше ослаблюють вал
- Б** - врізаються в вал на більшу глибину та більше ослаблюють вал
- В** - врізаються в вал на таку ж глибину та однаково ослаблюють вал
- Г** - не послаблюють вал

11 Призначення шпонкового з'єднання

- А** - передача крутного моменту від ступиці деталі на вал та навпаки
- Б** - передача осьових зусиль від вала до ступиці деталі та навпаки

В - передача обертального моменту і осьових зусиль від валу до ступиці деталі

Г - осьове фіксування деталей.

12 Для виготовлення шпонок використовують:

А - сірий чавун

Б - вуглецеву та леговану сталь

В - леговану сталь

Г - бронзу

СРС 23 3.7.2 НЕРОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

Студент повинен:

Знати: Нерознімні з'єднання, їх класифікація, застосування. Зварні з'єднання. Основні види зварних з'єднань і типи швів. Розрахунок на міцність зварних швів. Заклепкові з'єднання, їх застосування. Основи розрахунку. Матеріали заклепок. Клейові з'єднання. Переваги, недоліки, застосування. Розрахунок клейових з'єднань.

Вміти: Виконувати розрахунок на міцність зварних швів.

Інформація

Нерознімні з'єднання, їх класифікація, застосування. Зварні з'єднання. Основні види зварних з'єднань і типи швів. Розрахунок на міцність зварних швів. Заклепкові з'єднання, їх застосування. Основи розрахунку. Матеріали заклепок. Клейові з'єднання. Переваги, недоліки, застосування. Розрахунок клейових з'єднань.

Інформація

При вивченні нероз'ємних з'єднань необхідно повторити розрахунки на зминання та на зріз, а також способи зварювання з відповідних розділів технічної механіки та курсу матеріалознавства.

3.7.2.1 ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

Стикові шви працюють на розтяг чи стиск залежно від напрямку діючого навантаження (Рисунок 36, а). Основним критерієм працездатності стикових швів є їх міцність. Умова міцності стикового шва

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta l_{ш}} \leq [\sigma']_p.$$

Напусткові шви розраховують на зріз за найменшим перерізом шва, розміщеним у бісекторній площині прямого кута (Рисунок 60 б)

$$\tau'_{зр} = \frac{F}{0,7kl_{ш}} \leq [\tau']_{зр}.$$

Допустимі напруження для зварних швів на розтяг $[\sigma']_p$ та на зріз $[\tau']_{зр}$ можуть бути прийняті залежно від допустимих напружень на розтяг $[\sigma]_p$ для основного металу конструкції.

Заклепкові з'єднання є основним видом нероз'ємного з'єднання при виготовленні металевих конструкцій з легких сплавів (дюралюмінію), в конструкціях, для яких методи зварювання і склеювання ще недостатньо розроблені або малоефективні, у з'єднаннях, які працюють при великих вібраційних чи ударних навантаженнях (Рисунок 36 в,г). Причинами руйнування з'єднання можуть бути: зріз заклепок, зминання листів, розрив листа в перерізі, послабленому отворами, руйнування краю листа біля отвору під заклепку (Рисунок 36 г). Для заклепкових з'єднань умова міцності на зріз записується у вигляді

$$\tau_{зр} = \frac{4F}{\pi d^2 i k} \leq [\tau_{зр}];$$

умова міцності на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{i d \delta_{min}} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $\tau_{зр}$, $\sigma_{зм}$, $[\tau_{зр}]$, $[\sigma_{зм}]$ – розрахункові та допустимі напруження зрізу і зминання;

F - навантаження на з'єднання;

d - діаметр заклепки;

i - кількість заклепок;

k - кількість площин зрізу;

δ_{min} - найменша товщина листа.

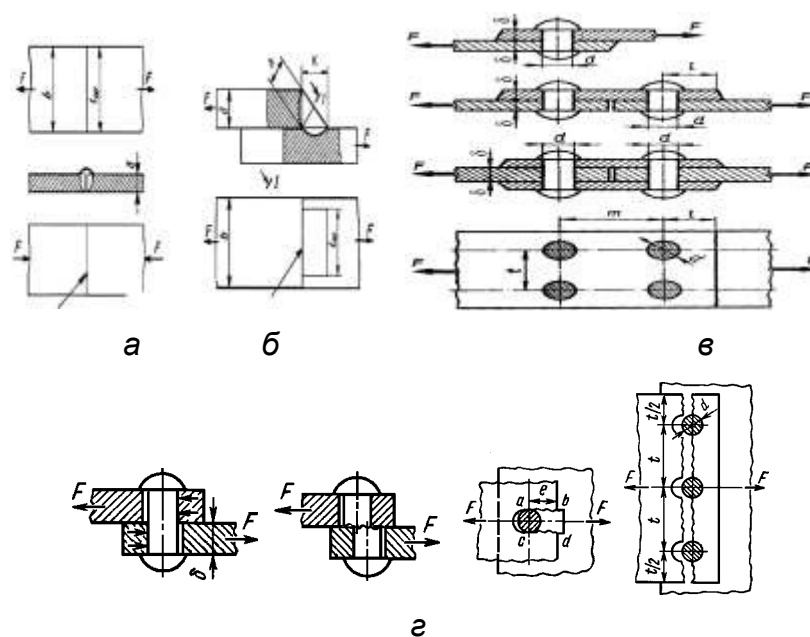


Рисунок 36

3.7.2.2 КЛЕЙОВІ З'ЄДНАННЯ

В даний час все ширше застосовують нерознімні з'єднання металів і неметалічних матеріалів, одержувані склеюванням. Це з'єднання деталей неметалічною речовиною за допомогою поверхневого схоплювання і міжмолекулярної в'язку в клею шарі. Найбільше застосування отримали клейові з'єднання напусків (Рисунок 37), рідше - стикові. Клейові з'єднання дозволили розширити діапазон застосування в конструкціях машин поєднань різних неоднорідних матеріалів - сталі, чавуну, алюмінію, міді, латуні, скла, пластмас, шкіри і т. д.

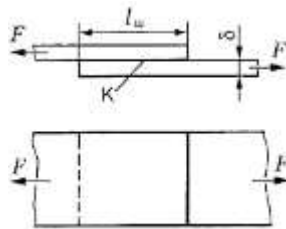


Рисунок 37. Клейове з'єднання напусків

Застосування універсальних клеїв типу БФ, ВК, МПФ і інших (в даний час вживають більше ста різних марок клеїв) дозволяє довести міцність клейових з'єднань до 80% по відношенню до міцності склеюваних матеріалів. Найбільше застосування в машинобудуванні клеєні з'єднання, що працюють на зріз. Оптимальна товщина шару клею 0,05 ... 0,15 мм.

На міцність клеєних з'єднань впливають характер навантаження, конструкція з'єднання, тип і товщина шару клею (при збільшенні товщини міцність падає), технологія склеювання, і час (з часом міцність деяких клеїв зменшується).

Переваги і недоліки клейових з'єднань.

Переваги:

- Простота отримання нероз'ємного з'єднання і низька вартість робіт зі склеювання;
- Можливість отримання нероз'ємного з'єднання різномірних матеріалів будь-яких товщин;
- Відсутність жолоблення одержуваних деталей;
- Герметичність і корозійна стійкість з'єднання;
- Можливість з'єднанні дуже тонких листових деталей;
- Значно менша, ніж при зварюванні, концентрація напружень;
- Високий опір втоми;
- Мала маса.

Недоліки:

- Порівняно невисока міцність;
- Незадовільна робота на нерівномірний відрив;

- Зменшення міцності з'єднання з плином часу («старе тня»);
- Низька теплостійкість більшості марок клеїв.

Область застосування. Клейові з'єднання широко застосовують у літакобудуванні, при виготовленні різального інструменту, електро - і радіообладнання, в оптичній і деревообробній промисловості, будівництві, мостобудуванні. В даний час створені деякі марки клеїв на основі полімерів, задовільно працюють при температурі до 1000 °. Клейовими з'єднаннями створюють нові конструкції (стільникові, шаруваті), окремі зубчасті колеса з'єднують в загальний блок, підвищують міцність сполучення зубчастих вінців з маточинами, маточин з валами, закріплюють в корпусі нерухоме центральне зубчасте колесо планетарної передавачі, зовнішнє кільце підшипника кочення, стопорять нарізні з'єднання, кріплять пластинки різучого інструменту та ін

Розрахунок клейових з'єднань на міцність. З'єднання напуккові. При дії розтягуючих або стискаючих сил F (Рисунок 37) розрахунок роблять на зріз (зріз) за формулою

$$\tau_{cd} = \frac{F}{A_{cd}} \leq [\tau]_{cd},$$

де τ_{cd} ; $[\tau]_{cd}$ - розрахункове і допустиме напруження на зріз;

$[\tau]_{cd} = 10 \div 25$ МПа для карбонільного клею, $[\tau]_{cd} = 4,5 \div 7,0$ МПа для клею групи БФ;

F - навантаження, що діє на з'єднання;

A_{cd} - площа зсуву (зрізу).

3.7.2.3 ЗАКЛЕПКОВІ З'ЄДНАННЯ

Заклепкові з'єднання (Рисунок 36 в,г) утворюються за допомогою спеціальних деталей - заклепок (Рисунок 38). Заклепка має грибообразну форму і випускається з однією головкою (заставної), вставляється в спільно просвердлені деталі, а потім хвостовик ударами молотка чи преса розклепуються, утворюючи другу головку (замикаючу). При цьому деталі сильно стискаються, утворюючи міцне, нерухоме нерознімне з'єднання.

Переваги заклепкового з'єднання:

- Єднають не зварювані деталі (Al);
- Не дають температурних деформацій;
- Деталі при розбиранні не руйнуються.

Недоліки заклепкового з'єднання:

- Деталі ослаблені отворами;

- Високий шум і ударні навантаження при виготовленні;
- Підвищена витрата матеріалу.

Заклепки виготовляють з порівняно м'яких матеріалів: Ст2, Ст3, СТ10, Ст15, латунь, мідь, алюміній. Заклепки стандартизовані і випускаються в різних модифікаціях:

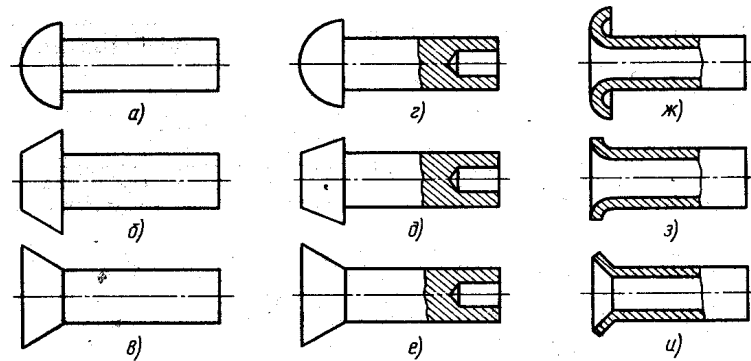


Рисунок 38

Суцільні з напівкруглою головкою (а) ГОСТ 10299-80, 14797-85 для силових і щільних швів;

- Суцільні з плоскою головкою (б) ГОСТ 14801-85 для корозійних середовищ;
- Суцільні з потаємною головкою (в) ГОСТ 10300-80, 14798-85 для зменшення аеро-і гідросопротивлення (літаки, катери);
- напівпустотілих (г, д, е) ГОСТ 12641-80, 12643-80 і пустотілі (ж, з, и) ГОСТ 12638-80, 12640-80 для з'єднання тонких листів і неметалевих деталей без великих навантажень.

Заклепки працюють на зріз і зминання бокових поверхонь. За цими двома критеріями розраховується діаметр призначуваної заклепки. При цьому розрахунок на зріз - проектувальний, а розрахунок на зминання - перевірочний.

Тут і далі маємо на увазі силу, що припадає на одну заклепку.

При одній площині зрізу діаметр заклепки:

$$d_{\text{закл}} \geq \sqrt{4P/(\pi[\tau]_{\text{срез}})}.$$

При двох площинах зрізу (накладки з двох сторін):

$$d_{\text{закл}} \geq \sqrt{2P/(\pi[\tau]_{\text{срез}})}.$$

Напруження зминання на бічних поверхнях заклепки $\sigma_{\text{см}} = P/Sd \leq [\sigma]_{\text{см}}$,

Де S - товщина найменшою із з'єднуваних деталей.

При проектуванні заклепкових швів як, наприклад, в цистернах, необхідно стежити, щоб рівнодіюча навантажень припадала на центр тяжіння шва.

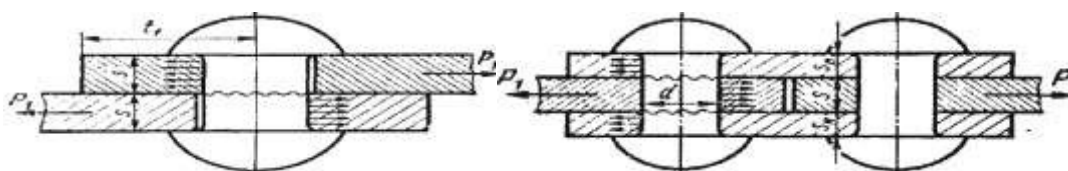
Слід симетрично розташовувати площині зрізу щодо лінії дії сил, щоб уникнути відриву голівок. Крім того, необхідно перевіряти міцність деталей в перетині, ослабленому отворами.

◆ Контрольні питання та завдання 15

1 У чому переваги зварних з'єднань перед заклепковими?

2 Як класифікуються зварні з'єднання за взаємним розміщенням зварюваних деталей?

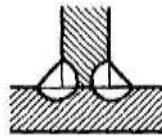
3 Наведіть приклади застосування зварювання: напусткового, стикового, таврового, кутового.



4 Який з запропонованих заходів найбільш ефективний для підвищення міцності стикового шва: зняти потовщення; поставити накладки; поліпшити технологію зварювання, виключивши непровари?

5 Які фактори враховуються при виборі допустимих напружень для зварних з'єднань?

6 Яку назву має зварний шов, який показаний на рисунку?



А - Кутовий фланговий

Б - Кутовий лобовий

В - Тавровий

Г - Стиковий

7 До якого виду відноситься дугова зварка?

А - Холодна

Б - Хімічна

В - Електрична

Г - Механічна

8 До якого виду відноситься газова зварка?

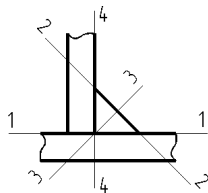
А - Холодна

Б - Хімічна

В - Електрична

Г - Механічна

9 Який переріз кутового зварного шва є небезпечним?



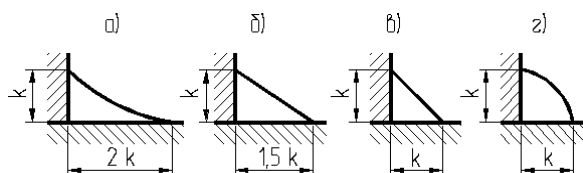
А - Переріз 1-1

Б - Переріз 2-2

В - Переріз 3-3

Г - Переріз 4-4

10 Який з показаних на рисунку швів має міньшу концентрацію напружень?



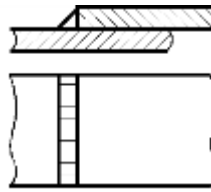
А - Шов, який показаний на Рисунку А

Б - Шов, який показаний на рисунку Б

В - Шов, який показаний на рисунку В

Г - Шов, який показаний на рисунку Г

10 Яку назву має шов, зображений на рисунку?



А - Лобовий

Б - Фланговий

В - Стыковий

Г - Тавровий

ДОДАТОК А

Таблица 1 - Нормальні лінійні розміри, мм (ГОСТ 6636-69)

Ряди			Додаткові розміри	Ряди			Додаткові розміри
Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40	
1	2	3	4	5	6	7	8
40	40	40	41	200	200	200	205
		42	44			210	
		45	46			220	230
	45	48	49		220	240	
		50	52			250	
50	50	50	53	250	250	250	270
		55	58			260	
		60	62			280	290
	56	56	58		280	280	
		67	65			300	
63	63	63	65	320	320	320	330
		67	65			340	

			70				350
	71	71	73		360	360	370
		75	78			380	
80	80	80	82	400	400	400	410
		85				420	440
	90	90	92		450	450	460
		95	98			480	490
100	100	100	102	500	500	500	515
		105	108			530	545
	110	110	112		560	560	580
		120	115			600	615
			118				

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7	8
125	125	125 130	135	630	630	630 670	650 690
	140	140	145		710	710	730
		150	155			750	775
160	160	160	165	800	800	800	825
		170	175			850	875
	180	180	185		900	900	925
		190	195			950	975

