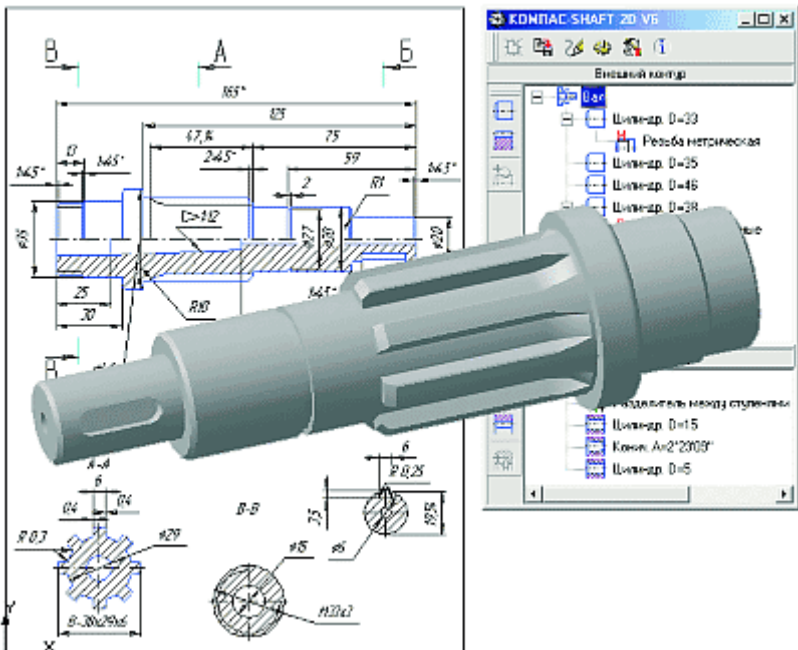


ДЕРЕЗАО.О.,  
КОЛОМІЄЦЬ С.М.

# ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ З ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ (ДЕТАЛЕЙ МАШИН)



Мелітополь  
2019

УДК 62.231

Д 36

Розглянуто і рекомендовано до друку рішенням вченої ради  
факультету інженерії та комп'ютерних технологій  
Таврійського державного агротехнологічного університету  
імені Дмитра Моторного

**Автори:**

**О.О. Дереза**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Технічна механіка» Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

**С.М. Коломієць**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Технічна механіка» Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

**Рецензенти:**

**С.В. Кюрчев** – кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри технології конструкційних матеріалів Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

**Д.В. Лубко** – кандидат технічних наук, доцент кафедри комп'ютерних наук Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

**О.О. Дереза**

Д 36 Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин):  
Навчальний посібник / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. –  
Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.

У навчальному посібнику зібраний, систематизований та викладений теоретичний і методичний матеріал, який охоплює практичні питання дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)». Наведені загальні поняття про конструкції деталей машин і механізмів та загальні питання проектування деталей машин з використанням традиційних розрахункових і сучасних засобів комп'ютерних програм. Практикум рекомендований для студентів навчальних закладів III і IV рівня акредитації для використання у навчальному процесі підготовки з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)».

УДК 62-23(076)

©О. О. Дереза, С. М. Коломієць

©ТДАТУ, 2019

## ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	4
Техніка безпеки при проведенні лабораторних робіт	5
Лабораторна робота	
Вивчення механічних приводів, їх основних параметрів...	6
Лабораторна робота	
Вивчення конструкцій фрикційних передач.....	15
Лабораторна робота	
Вивчення конструкцій циліндричних редукторів.....	23
Лабораторна робота	
Вивчення конструкцій конічних зубчастих редукторів...	32
Лабораторна робота	
Вивчення конструкцій черв'ячних редукторів.....	41
Лабораторна робота	
Вивчення конструкції коробки переміни передач.....	53
Лабораторна робота	
Вивчення конструкції та розрахунок клинопасової передачі.....	62
Лабораторна робота	
Визначення параметрів ланцюгової передачі.....	75
Лабораторна робота	
Розрахунки на міцність та конструювання валів.....	85
Лабораторна робота	
Вивчення конструкцій підшипників кочення.....	93
Лабораторна робота	
Вивчення конструкцій та комп'ютерне дослідження навантажувальної здатності шпонкових та шліцевих з'єднань.....	108
Лабораторна робота	
Вивчення конструкцій та розрахунок пружин.....	124
Лабораторна робота	
Комп'ютерне дослідження навантажувальної здатності болтових з'єднань.....	134
Лабораторна робота	
Вивчення конструкцій приводних муфт.....	145
Список літератури.....	157

## ПЕРЕДМОВА

Основною метою проведення робіт, наведених у даному посібнику, є ознайомлення з основами експериментального дослідження механізмів, можливість на практиці познайомитись з конструкціями деталей машин і механізмів, перевірити окремі теоретичні відомості, що отримані на лекціях, глибше вникнути в фізичну сутність явищ, що вивчаються, і розвинути навички самостійної постановки і проведення експериментів.

Включені в даний посібник роботи висвітлюють досвід організації лабораторних робіт на кафедрі „Технічна механіка“ Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного (ТДАТУ, м. Мелітополь), відповідають тематиці робіт і переліку обладнання, що рекомендуються навчальною програмою підготовки з навчальної дисципліни „Інженерна механіка (Деталі машин)“.

Надані теоретичні відомості, наведені методики виконання лабораторних робіт, описані лабораторні установки та їхні технічні характеристики, а також вказані вимоги до структури і змісту звіту. У кожній роботі передбачені контрольні питання та тестовий контроль. Метою посібника є викладення загальних теоретичних відомостей до кожної роботи, що дозволить поглиблено використовувати його при підготовці до лабораторних робіт та підсумкового іспиту за завершенням курсу.

Виконання лабораторних робіт дозволяється тільки після того, як студент ознайомиться з загальною інструкцією та особливими вимогами з техніки безпеки на відповідному робочому місці. Комплект документів включає у себе методичні вказівки, необхідну літературу, плакати, опис робочого місця, правила техніки безпеки.

Перед кожною лабораторною роботою викладач в усній бесіді визначає теоретичну підготовленість до виконання даної роботи.

## ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

Лабораторні роботи виконуються у спеціально призначеній лабораторії, обладнаній підводом електроенергії, засобами пожежогашіння.

На першому занятті викладач проводить вступний інструктаж з техніки безпеки, що реєструється у відповідному журналі під розпис.

Лабораторні роботи проводяться під наглядом викладача чи лаборанта. Студент може працювати на дослідницьких машинах і устаткуванні тільки з дозволу викладача. Студентам забороняється самостійно включати чи виключати устаткування, виконувати будь-які операції на ньому, полишати його без нагляду в процесі роботи.

Перед включенням установки потрібно перевірити наявність і правильність положення огорожень деталей, що обертаються. Не дозволяється класти на установку будь-які сторонні предмети. Зняті деталі й інструмент потрібно розташовувати так, щоб виключити травмування. Забороняється кидати на підлогу інструмент і деталі.

Забороняється робити розробку вузлів експериментального устаткування і приладів, не пов'язану із проведенням експериментів. Будь-яке збирання й розбирання вузлів установки під час їхньої роботи категорично заборонено.

Забороняється під час роботи проводити ремонтні заходи, усувати несправності електрообладнання, чистити устаткування, торкатися струмоведучих частин, електрощитів і електричних рубильників. Корпус випробувальної машини повинен бути надійно заземленим.

Після закінчення роботи студенти зобов'язані зібрати вимірвальний інструмент, методичні матеріали, тощо і здати їх лаборанту. В разі втрати інструмента чи псування приладів студенти несуть за них матеріальну відповідальність.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### **ВИВЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ, ЇХ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ**

**Мета роботи:** Визначити місце, призначення і область застосування механічних передач в приводах машин і механізмів. Дати класифікацію найбільш поширених у техніці передач. Закріпити знання та навички по правилам виконання схем і умовним графічним позначенням елементів кінематики в схемах. Скласти кінематичні схеми за їх текстовим описом.

#### **1 Порядок виконання роботи**

- дати формулювання поняття "механічний привод"
- проставити позначення елементів на загальній структурній схемі механічного привода;
- дати формулювання поняття "механічна передача";
- дати класифікацію основних видів механічних передач, що вивчаються у курсі "Інженерна механіка (Деталі машин)";
- проставити зображення умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68;
- по опису конструктивних елементів передач виконати кінематичну схему привода;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### **2 Завдання для самопідготовки**

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання механічних силових передач, їх місце у приводах сучасних машин і механізмів, ознайомитись з класифікацією передач по їх основним ознакам. Вивчити основні правила побудови кінематичних схем, умовні позначення елементів механічних передач та деталей, що їх обслуговують, на схемах.

### 3 Загальні відомості про механічні передачі

**Механізмом** називають систему твердих тіл, призначену для перетворення руху одного або кількох тіл у необхідний рух інших тіл.

**Машиною** називають механізм або пристрій, що виконує механічний рух і застосовується для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою полегшення або заміни фізичної чи розумової праці людини і підвищення її продуктивності. У загальному випадку в машині можна виділити три складові частини: двигун, передачу і виконавчий елемент (знаряддя).

Механізми – знаряддя виконують специфічні для даної машини функції, які обумовлені технологічним процесом по призначенню машини (ріжуть, пресують, транспортують, тощо). Двигун перетворює енергію (електричну, теплову, гідравлічну та ін.) в механічний рух і для досягнення необхідних на виконавчому елементі за умовами роботи силових і кінематичних параметрів застосовують передачі.

**Передача** – механізм, що служить для передачі механічної енергії на деяку відстань, як правило зі зміненням силових та швидкісних параметрів, інколи з перетворенням видів і законів руху.

**Приводом машини** можна назвати сукупність двигуна і передачі, основне завдання якого одержання і передача до пристрою знаряддя певного виду механічного руху.

При передачі механічної енергії передачі можуть одночасно виконувати одну чи кілька таких функцій:

а) *зниження* (або ж *підвищення*) *частоти обертання* (*кутової швидкості*) від вала двигуна до вала виконавчого елемента (рисунок 1).



Основні параметри на ведучому і веденому валах: потужність ( $P_2$ , кВт), обертаючий момент ( $T_1$ ,  $T_2$ , Н·м), а також частота обертання валів ( $n_1$ ,  $n_2$ , хв<sup>-1</sup>).

Рисунок 1 – Основні параметри передачі

Обертаючий момент  $T$ , Н·м, на будь-якому валі можна обчислити по потужності  $P$ , кВт, частоті обертання  $n$ , хв<sup>-1</sup>, або ж кутовій швидкості:

$$T = 9550 \cdot P/n; T = P/\omega.$$

Як видно, зниження частоти обертання приводить до підвищення обертаючого моменту, а підвищення частоти обертання - до зниження моменту.

Важливою характеристикою механічної передачі є її *передаточне відношення*  $U$ , обумовлене як відношення частот обертання  $n_1$  ведучого і  $n_2$  веденого валів або (без урахування ковзання в контакт), дуже часто, як відношення діаметрів  $d_2$ , веденого і  $d_1$  ведучого елементів передачі:

$$U = n_1/n_2 = d_2/d_1.$$

При цьому  $U > 1$ . Отже, частота обертання веденого вала менша частоти обертання ведучого вала в передаточне число разів:  $n_2 = n_1/U$ .

б) *зміна напрямку потоку потужності*. Прикладом може служити зубчаста передача заднього моста автомобіля. Вісь обертання вала двигуна більшості автомобілів складає з віссю обертання коліс кут 90°. Для передачі механічної енергії між валами з осями, що пересікаються, застосовують кінчну передачу, за допомогою якої крім зміни напрямку потоку потужності звичайно реалізують і зменшення частоти обертання з підвищенням моменту.

в) *регулювання частоти веденого вала*. Зі зміною частоти обертання змінюють і значення обертаючого моменту: меншій частоті відповідає більший момент. Для регулювання частоти обертання веденого вала застосовують коробки передач і варіатори. Коробки передач забезпечують ступінчасту зміну частоти обертання веденого вала в залежності від числа ступіней і включеній ступіні. Варіатори забезпечують безступінчасту в деякому діапазоні зміну частоти обертання веденого вала.

г) *перетворення одного виду руху в інший*(обертального в поступальний, рівномірного в переривчастий і т.і.).

д) *реверсування руху* (прямий й зворотний хід).

е) розподіл енергії двигуна між кількома виконавчими елементами машини.

Слід зауважити, що не зважаючи на широке різноманіття існуючих на даний час передач, кількість їх основних типів, тих, що вивчаються у курсі “Інженерна механіка (ДМ)” досить невелика. В загальній класифікації механічні передачі поділяють на передачі обертального і поступального руху.

Передачі обертального руху в свою чергу поділяють на: *зачепленням*, таких, що передають енергію за рахунок взаємного зачеплення зубів (зубчасті, зубчато-гвинтові, черв’ячні, ланцюгові), передачі *тертям* – за рахунок зусиль тертя між поверхнями елементів передачі (фрикційні і пасові). Передачі ланцюгова і пасова утворюють окрему групу класифікації – передачі гнучким зв’язком.

До передач поступального руху відносять гвинтові передачі і передачі зубчасте колесо – рейка.

#### 4 Оснащення робочого місця лабораторної роботи

- макетні і натурні зразки механічних передач;
- комп’ютер з програмним забезпеченням;
- файли з моделями умовних позначень;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- ГОСТ 2.770-68 Умовні позначення кінематики в схемах;
- звіт з лабораторної роботи.

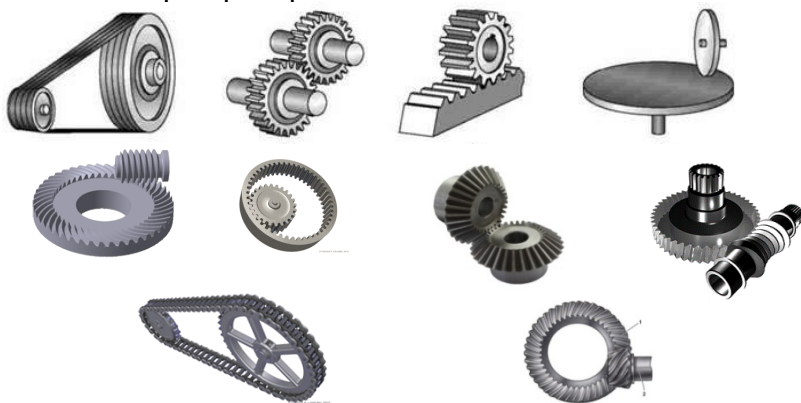
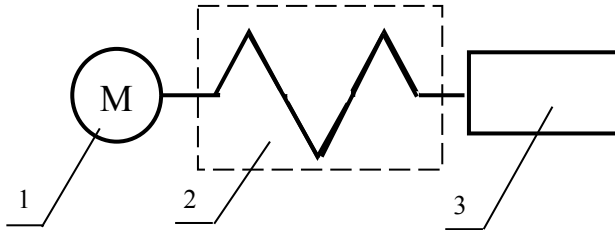


Рисунок 2 – Механічні передачі

## 5 Методика проведення роботи

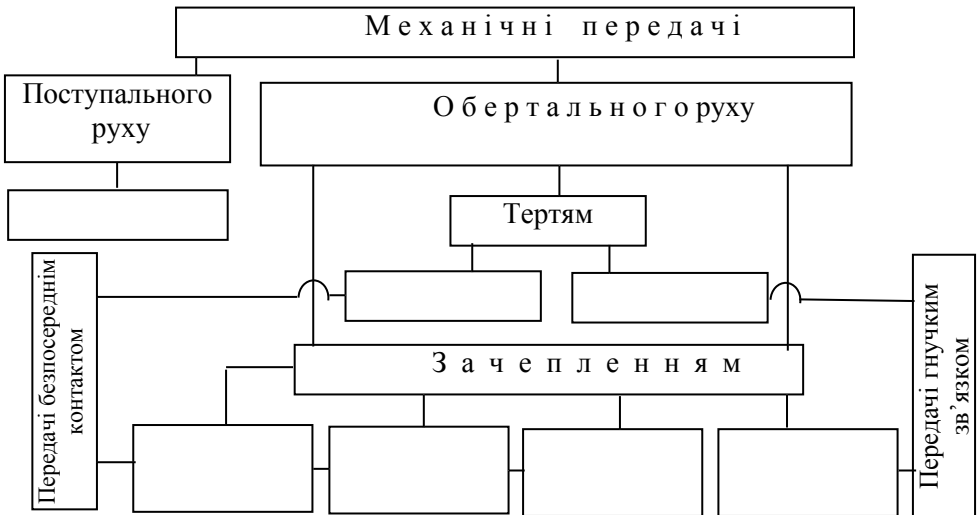
Ознайомлення з видами механічних передач, кінематичними схемами та умовними зображеннями їх елементів за Держстандартом.

Дати формулювання поняття «механічний привод», «механічна передача». Скласти загальну структурну схему механічного привода:



- 1 - \_\_\_\_\_  
 2 - \_\_\_\_\_  
 3 - \_\_\_\_\_

Заповнити класифікаційну схему механічних передач:



Зображення умовних позначень елементів кінематичних схем повинні відповідати ГОСТ 2.770-68. Тому рекомендовано вивчати їх у вигляді таблиці 1.

Таблиця 1 – Умовні позначення елементів кінематики в схемах

Найменування елемента схеми		Зображення умовного позначення
Вал, валик, вісь, стержень, шатун, тощо		
Підшипник кочення і ковзання (без уточнення типу)	радіальний	
	упорний	
Підшипник ковзання	радіальний	
	радіально-упорний	
	упорний	
Підшипник кочення	радіальний	
	радіально-упорний	
	упорний	
Муфта (загальне позначення)		
Муфта нерозчіпна	а) глуха	
	б) пружна	
	в) компенсуюча	
Фрикційна передача	а) з циліндричними роликками	
	б) з конічними роликками	
Пасова передача	а) без уточнення типу (паса)	
	б) плоским пасом	
	в) клиновим пасом	
	г) круглим пасом	
	д) зубчастим пасом	
Ланцюгова передача	а) без уточнення типу	
	б) ланцюг з круглою ланкою	
	в) ланцюг пластинчастий	
	г) ланцюг зубчастий	
Зубчаста циліндрична передача	а) без уточнення типу зубів	
	б) прямозуба	
	в) косозуба	
	г) шевронна	
Зубчаста конічна передача	а) без уточнення типу зубів	
	б) прямозуба	
	зі спіральним зубом	
	в) з круговим зубом	
Черв'ячна передача	а) з циліндричним черв'яком	
	б) з глобоїдним черв'яком	

Для закріплення матеріалу виконати кінематичну схему привода, який складається з механічних передач.

## **6 Вимоги безпеки**

Під час проведення роботи додержуватись правил загальної інструкції з охорони праці, наведених у розділі „Загальні вимоги безпеки“.

## **7 Контрольні питання**

1 Поняття про механічний привод, призначення, область застосування.

2 Перерахуйте механічні передачі, які вивчаються у курсі “Інженерна механіка (Деталі машин)”.

3 В яких випадках найчастіше застосовують передачі гнучким зв’язком (пасові, ланцюгові)?

43 якою метою виконується кінематична схема привода?

5 Роль і призначення передач в механічному приводі.

## **8 Тестові завдання**

### **1 Дати визначення поняття "механізм"**

– система твердих тіл, призначена для перетворення руху одного або кількох тіл у необхідний рух інших тіл;

– частина машини, яку виготовляють без складальних операцій;

– пристрій, що застосовується для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою полегшення праці людини;

– механізм або пристрій, що виконує механічний рух і застосовується для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою полегшення або заміни фізичної чи розумової праці людини і підвищення її продуктивності.

### **2 Вказати об’єкти, що відносяться до механічних передач**

– зубчасті передачі;

– вали та осі;

– підшипники;

– муфти.



**9 Вкажіть передачу, яка працює за рахунок сил тертя**

- пасова;                      – ланцюгова;
- рейкова;                    – зубчаста.

**10 Вкажіть передачу поступального руху**

- рейкова;                    – пасова;
- черв'ячна;                – зубчаста.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ФРИКЦІЙНИХ ПЕРЕДАЧ

**Мета роботи:** Вивчити основні конструктивні схеми фрикційних передач з постійним передаточним відношенням та варіаторів з безпосереднім контактом тіл кочення.

#### 1 Порядок виконання роботи

- навести кінематичні схеми фрикційних передач (ФП) з постійним передаточним відношенням;
- вивести основні кінематичні та силові співвідношення;
- навести кінематичні схеми передач з безступінчастим регулюванням передаточного відношення (варіаторів);
- привести технічну характеристику лабораторної установки для випробування фрикційних передач;
- теоретично визначити діапазон регулювання лобового варіатора і обертаючий момент, що передається експериментальною лабораторною установкою;
- побудувати графіки теоретичних залежностей;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### 2 Завдання для самопідготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область застосування фрикційних передач з безпосереднім контактом тіл кочення, ознайомитись з конструкціями фрикційних передач з постійним передаточним відношенням і варіаторів.

#### 3 Загальні відомості про фрикційні передачі

Фрикційна передача забезпечує передачу обертаючого моменту за рахунок тертя між елементами передачі при їх безпосередньому контакті.

По конструкції фрикційні передачі можуть бути: циліндричні, конічні, торові, сферичні.

По умовах роботи: без змащення або із змащенням.

По способах притискання елементів передачі: з постійним зусиллям і з перемінним зусиллям (у залежності від навантаження).

По передаточному відношенню: з постійним  $U = \text{const}$  і з перемінним  $U = \text{var}$  – варіатори.

Переваги ФП: простота, рівномірність обертання, можливість безступінчастого регулювання передаточного числа.

Недоліки ФП: великі навантаження на вали, непостійність передаточного відношення, необхідність застосування притискних пристроїв, загроза руйнування при буксуванні.

Внаслідок відмічених недоліків, у сучасному машинобудуванні в якості силових механізмів фрикційні передачі застосовують рідко. Основні силові співвідношення в циліндричній та конічній передачах показані на рисунку 1.

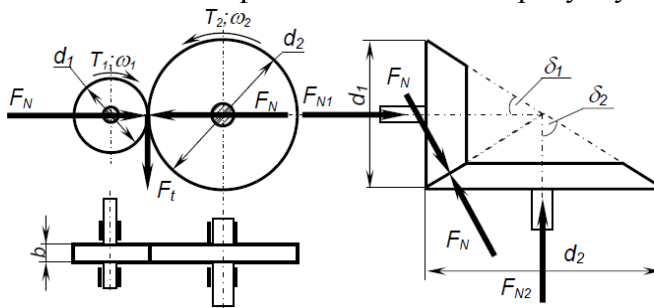


Рисунок 1 – Геометрія і сили фрикційних передач

Передаточне відношення циліндричної передачі

$$U = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1},$$

де  $\varepsilon$  - коефіцієнт пружного ковзання,  $\varepsilon = 0,02 \dots 0,03$ .

Для конічної передачі з кутом між осями  $90^\circ$  передаточне відношення зв'язане з кутами конусів:  $U = \text{tg}\delta_2 = \text{ctg}\delta_1$ , з урахуванням пружного ковзання

$$U = \operatorname{tg} \delta_2 / (1 - \varepsilon) = \operatorname{ctg} \delta_1 / (1 - \varepsilon).$$

Колове зусилля у передачі залежить від сили тертя  $F_t < F_{mp}$ , а сила тертя, у свою чергу, від сили, що притискає тіла тертя і коефіцієнта тертя, тобто  $F_{mp} = F_N \cdot f$ , якщо ж  $F_t = 2 T_1 / d_1$ , то зусилля притискання циліндричних роликів дорівнює:

$$F_N = 2T_1 \cdot \beta / (f \cdot d_1),$$

де  $\beta$  – коефіцієнт запасу зчеплення,

$f$  – коефіцієнт тертя.

Для конічної передачі характерні такі співвідношення

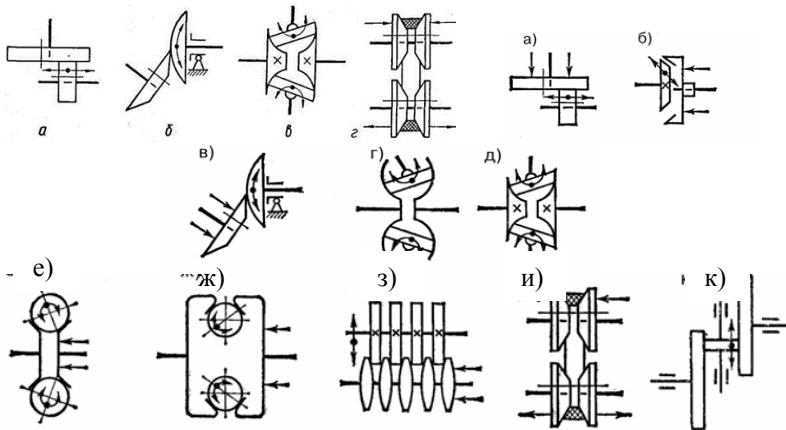
$$F_t = F_N \cdot f = F_{N1} \cdot f / \sin \delta_1; \quad F_t = F_N \cdot f = F_{N2} \cdot f / \sin \delta_2.$$

Тобто при збільшенні передаточного відношення зменшується  $F_{N1}$  і збільшується  $F_{N2}$ , тому у понижуючих передачах притискний пристрій доцільно встановлювати на ведучому валі.

Особливе місце в системі механічних передач займають варіатори – пристрої, що дозволяють змінювати передаточне відношення плавно і безперервно (безступінчасте регулювання). Як правило, варіатори використовують принцип дії фрикційних передач. Ця група охоплює велику кількість передач, що різняться по конструкції і призначенню. Можна умовно класифікувати варіатори по таких ознаках:

- по розташуванню осей: передачі з паралельними і осями, що пересікаються;
- принципом дії: із безпосереднім контактом катків і з передачами гнучким зв'язком;
- за формою робочої поверхні: із циліндричною, конічною, кульовою або торовою поверхнею робочих катків;
- по способу притискання робочих елементів: із постійним або автоматично регульованим притисненням катків.

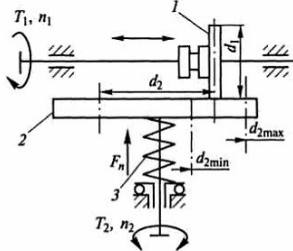
Крім класифікаційних ознак існує велика кількість конструктивних особливостей, наприклад із проміжним (паразитним) фрикційним елементом, із ручним або автоматичним керуванням, тощо. На рисунку 2 показані схеми найбільш поширених видів варіаторів.



а) - лобовий; б) - конусний; в) - сферично-конічний; г), д) - торові; е), ж) - кульові; з) - дисковий (багатодисковий); и) - клинопасовий; к) - лобовий дводисковий.

Рисунок 2 – Основні схеми фрикційних варіаторів

Застосування фрикційних варіаторів на практиці обмежується діапазоном потужностей до 10, рідше до 20 кВт. У цьому діапазоні вони конкурують з гідравлічними й електричними варіаторами за рахунок простоти конструкції, малих габаритів, ККД. При великих потужностях важко забезпечувати силу притискання катків. Ця сила, а також відповідні навантаження на вали й опори стають занадто великими, конструкція варіатора і притискного пристрою ускладнюється.



1 – ведучий ролик; 2 – ведений диск; 3 – пружина притискна.

Рисунок 3 – Лобовий варіатор

Притискання тіл обертання забезпечується зусиллям пружини. Якщо перевести ролик через центр на ліву сторону диска 2, то можна одержати зміну напрямку обертання веденого вала - варіатор має властивість реверсивності.

#### 4 Оснащення робочого місця лабораторної роботи

- дослідна лабораторна установка;
- моделі і макетні зразки варіаторів;
- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- файли з моделями коліс;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи.

#### 5 Методика проведення роботи

Скласти кінематичні схеми циліндричної та конічної фрикційних передач (рис. 4, 5). При складанні кінематичних схем фрикційних передач з постійним передаточним відношенням і виводі основних кінематичних та силових співвідношень дбати про те, щоб ці схеми не були складними, легко читались і несли достатню інформацію.

Скласти кінематичні схеми фрикційних варіаторів (табл. 1). При складанні кінематичних схем передач з безступінчастим регулюванням передаточного відношення бажано застосуванням стандартних умовних позначень максимально точно відобразити специфіку варіатора, що розглядається.

Кінематичні схеми фрикційних передач, основні кінематичні та силові співвідношення:

З постійним передаточним відношенням

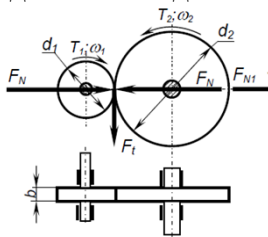


Рисунок 4 - Передача з циліндричними катками

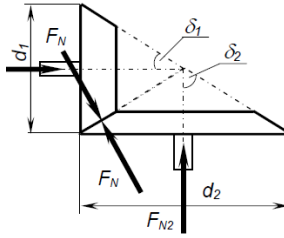


Рисунок 5 - Передача з конічними катками

Кінематичні схеми фрикційних варіаторів з безступінчастим регулюванням передаточного відношення скласти у вигляді таблиці:

Таблиця 1 – Схеми варіаторів


Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті, точними і короткими.

Оформлений звіт з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

## **6 Вимоги безпеки**

Під час проведення роботи додержуватись правил загальної інструкції з охорони праці, наведеної у розділі „Загальні вимоги безпеки“.

## **7 Контрольні питання**

1. Поняття про фрикційні передачі, призначення фрикційних передач, сфера застосування.
2. Класифікація фрикційних передач за формою елементів, що передають обертальний рух.
3. Які недоліки обмежують застосування фрикційних передач у якості силових?
4. Перерахуйте способи притискання тіл кочення фрикційних передач.
5. Від яких факторів залежить пружне ковзання котків фрикційних передач?
6. Переваги і недоліки фрикційних передач у порівнянні з передачами інших типів.
7. Ступінчасте та безступінчасте регулювання передаточного відношення передачі. Поняття про варіатори.
8. Класифікація фрикційних варіаторів.
9. Пружне і геометричне ковзання в передачі, поняття буксування, ККД фрикційних передач.
10. Матеріали для виготовлення елементів фрикційних передач. Основні вимоги до них.

## **8 Тестові завдання**

**1 Фрикційні передачі мають змогу працювати завдяки силам ...**

- |                      |                                 |
|----------------------|---------------------------------|
| – ... <i>тертя</i> ; | – ...в зачепленні;              |
| – ...тяжіння;        | – ...міжмолекулярної взаємодії. |

**2** За якою формулою можна визначити  $F_{\text{тр}}$  – силу тертя, знаючи  $F_N$  – нормальну реакцію і  $f$  – коефіцієнт тертя?

$$- F_{\text{тр}} = F_N \cdot f; \quad - F_{\text{тр}} = \frac{f}{F_N}; \quad - F_{\text{тр}} = \frac{F_N}{f}; \quad - F_{\text{тр}} = F_N + f.$$

**3** Як визначити  $u$  – передаточне число фрикційної передачі, знаючи  $d_1$  і  $d_2$  – діаметри, відповідно, ведучого та веденого котків і  $\varepsilon$  – пружне ковзання?

$$\begin{aligned} - u &= \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}; & - u &= \frac{d_2}{d_1(1+\varepsilon)}; \\ - u &= \frac{d_1}{d_2(1-\varepsilon)}; & - u &= \frac{d_1}{d_2(1+\varepsilon)}. \end{aligned}$$

**4** Яка основна перевага фрикційних варіаторів перед коробками передач?

- можливість безступінчастого регулювання частоти обертання;
- стабільне передаточне відношення незалежно від навантаження;
- високі навантаження на вали і механізм регулювання;
- висока навантажувальна спроможність.

**5** Яке співвідношення між потужностями на ведучому валі  $P_1$  і на веденому валі  $P_2$  фрикційного варіатора?

$$- P_1 > P_2; \quad - P_1 < P_2; \quad - P_1 = P_2; \quad - P_1 = 0,5P_2.$$

**6** Як можна визначити потужність на веденому валі  $P_2$ ,  $W_2$ , знаючи потужність на ведучому валі  $P_1$ ,  $W_1$ , і коефіцієнт корисної дії  $\eta$  варіатора?

$$- P_2 = P_1 \cdot \eta; \quad - P_2 = \frac{P_1}{\eta}; \quad - P_2 = P_1 - P_1 \eta; \quad - P_2 = P_1 + P_1 \eta.$$

**7** Для фрикційної передачі, зображеної на рисунку, вкажіть правильне співвідношення між кутовими швидкостями ведучого і веденого котків.

$$- \omega_1 > \omega_2; \quad - \omega_1 < \omega_2; \quad - \omega_1 = \omega_2; \quad - \omega_1 = \omega_2.$$

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕДУКТОРІВ

**Мета роботи:** Вивчити основні конструкції циліндричних зубчастих редукторів, з'ясувати порядок складання, розбирання та регулювання їх вузлів. Скласти кінематичну схему редуктора та схему евольвентного зубчастого зачеплення, на яких показати основні параметри редуктора і зачеплення. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику циліндричних зачеплень.

#### **1 Порядок виконання роботи**

- дати опис конструкції редуктора;
- скласти кінематичну схему редуктора;
- зобразити схему зачеплення зубчастих коліс і вказати на ній основні геометричні параметри зачеплення;
- виконати необхідні заміри і розрахунки геометричних та кінематичних параметрів зубчастих передач циліндричного редуктора і заповнити таблицю основних параметрів редуктора;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### **2 Завдання для самопідготовки**

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область застосування циліндричних зубчастих передач, ознайомитись з класифікацією циліндричних редукторів по розташуванню осей валів та розміщенню зубчастих коліс на валах, вивчити основні терміни, визначення і позначення геометричних, кінематичних та силових параметрів зубчастих циліндричних передач.

### 3 Основні теоретичні положення

Зубчасті редуктори – механізми, які складаються з однієї або більшого числа пар зубчастих зачеплень та призначені для пониження кутових швидкостей (частот обертання) і одночасного збільшення обертаючих моментів на веденому валі по відношенню до ведучого вала. Як правило, зубчасті редуктори виконуються у виді окремих агрегатів, які виготовлюються централізовано і мають досить високий ступінь стандартизації та уніфікації.

Основна силова характеристика редуктора це потужність, що передається (обертаючий момент) на веденому валі. Основна кінематична характеристика – передаточне число. Для досягнення різноманітних значень передаточних чисел промисловість випускає одно-, дво- і триступінчасті редуктори. Діапазон рекомендованих передаточних чисел одноступінчастого редуктора складає від 2 до 6,3 (8), двоступінчастого 8...40, триступінчастого 31,5...180 і більше.

В залежності від величини, умов і режимів навантаження, жорсткості валів, виду термообробки зубів коліс використовуються розгорнуті, роздвоєні або співвісні схеми взаємного розташування зубчастих коліс і опор редуктора. Кінематичні схеми найбільш розповсюджених редукторів представлено на рисунку 1.

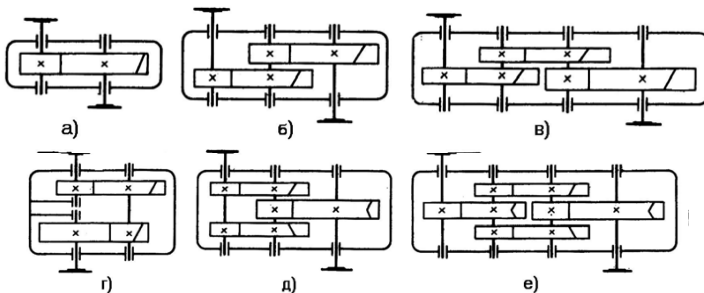


Рисунок 1 – Кінематичні схеми найбільш озповсюджених циліндричних редукторів: а) одноступіневий; б) двоступіневий; в) триступіневий; г) співвісний д) двоступіневий з роздвоєною швидкохідною ступенню; е) трьохступеневий з роздвоєною проміжною ступінню.

Слід відмітити, що серед них, завдяки своїй простоті і компактності (найменший габарит по ширині), найбільш поширені двоступінчасті редуктори з розгорнутою схемою. Саме тому подібні редуктори розглядаються у даній роботі.

Ступіні у двоступінчастих циліндричних редукторах поділяють на швидкохідну і тихохідну, вали іменують як ведучий (швидкохідний), проміжний і ведений (тихохідний). У зв'язку з тим, що вали редуктора розраховані на передачу різних значень обертаючого моменту, то їх легко відрізнити по діаметрах. При визначенні геометричних параметрів зубчастих зачеплень прийнято позначати параметри, що відносяться до шестірні індексом "1", а до колеса індексом "2".

Для діаметрів кіл стандартом встановлені позначення: ділильний діаметр (коло, яке ділить зуб на головку і ніжку) -  $d$ , діаметр початкового кола (кола, які перекочуються одне по одному без ковзання) -  $d_w$ , діаметр основних кіл (кола, які утворюють евольвенти зубів) -  $d_b$ , діаметри кіл западин і кіл виступів відповідно  $d_f$  і  $d_a$ . Для не коригованих зубчастих зачеплень початкові та ділильні кола коліс співпадають.

Міжосьова відстань зубчастої пари являє собою суму початкових (ділильних) радіусів і, як правило, повинна відповідати стандартному значенню.

Відстань між однаменними точками профілів сусідніх зубів по дузі кола називають коловим (торцевим) кроком зубів. Для косозубих і шевронних зубів крім колового розрізняють нормальний крок зубів – найкоротшу відстань між зубами.

Лінійна величина, що в  $\pi$  разів менша за коловий крок (по ділильному колу) називається коловим (торцевим) модулем зачеплення, а лінійна величина, що в  $\pi$  разів менша за нормальний крок – нормальним модулем.

Модуль – основна характеристика розмірів зубчастих коліс. Для прямозубих коліс значення колового і нормального модулів співпадають і модуль позначається літерою  $m$ .

Модулі евольвентних зубчастих зачеплень стандартизовано, причому для косозубих і шевронних коліс по стандарту вибирають значення тільки нормального модуля, а

величина колового модуля залежить тільки від кута нахилу зуба. Для косозубих коліс кут нахилу зуба рекомендують приймати в межах  $8...22^\circ$ , для роздвоєних схем і шевронних зачеплень він може бути  $30^\circ$  і більшим.

Важливим параметром зубчастих коліс є ширина зубчастого вінця, для різних видів розрахунків застосовуються коефіцієнти відносної ширини колеса  $b$ . Слід також відмітити, що коефіцієнт  $b_{av}$  приймається по стандарту.

#### 4 Оснащення робочого місця лабораторної роботи

- редуктор циліндричний двоступінчастий;
- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- файли з моделями зубчастих коліс;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

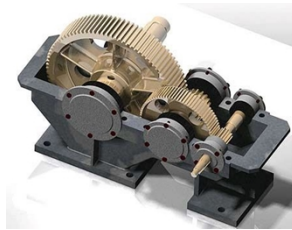


Рисунок 2 – Двоступінчастий циліндричний редуктор

#### 5 Методика проведення роботи

1 Оглянути редуктор при знятій кришці. Визначити тип редуктора, з'ясувати кількість ступіней.

2 Скласти кінематичну схему редуктора (рис. 3). Виконати схему зачеплення зубчастих коліс редуктора (рис. 4).

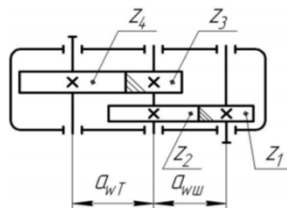


Рисунок 3 – Кінематична схема редуктора

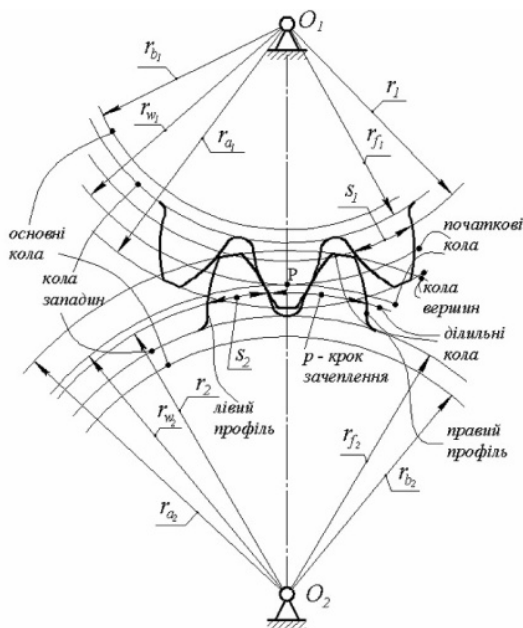


Рисунок 4– Схема зачеплення зубчастих коліс

3 Відкрити файли з моделями зубчастих коліс. Візуально визначити тип передач, напрям зубів коліс (праве або ліве) швидкохідної і тихохідної ступіней.

4 Для кожного колеса підрахувати кількість зубців, заміряти ширину вінця.

5 Визначити передаточне число кожної ступіні, основні геометричні параметри: міжосьову відстань, модуль, кут нахилу зуба, діаметри коліс.

6 Виміряти ширину шестірні  $b_1$  і колеса  $b_2$  швидкохідної ступіні і шестірні  $b_3$  і колеса  $b_4$  тихохідної ступіні (рис. 3), мм.

7 Виміряти діаметри шестерні і колеса швидкохідної і тихохідної ступіней, мм:

1) кіл вершин:  $d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4}$ ;

2) кіл западин:  $d_{f1}, d_{f2}, d_{f3}, d_{f4}$ .

8 Дані вимірювань та розрахунків занести до таблиці 1.

Таблиця 1 – Геометричні та кінематичні параметри зубчастих передач

Параметр		Спосіб визначення	Значення параметра за ступенями редуктора	
			швидкохідна	тихохідна
Тип передачі		візуально		
Число зубів	- шестірні	підрахунок	$z_{1Ш} =$	$z_{1Т} =$
	- колеса		$z_{2Ш} =$	$z_{2Т} =$
Передаточне число	- за ступіннями	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u_{Ш} =$	$u_{Т} =$
	- загальне редуктора	$u_P = u_{Ш} \cdot u_{Т}$	$u_P =$	
Міжосьова відстань, мм		замір	$a_{wШ} =$	$a_{wТ} =$
Торцевий модуль, мм		$m_t = \frac{2 \cdot a_w}{z_1 + z_2}$	$m_{Ш} =$	$m_{Т} =$
Нормальний модуль, мм		Приймається за ГОСТ	$m_{nШ} =$	$m_{nТ} =$
Напрямок зуба	- шестірні	візуально		
	- колеса			
Кут нахилу зуба, град, хв., с		$\beta = \arccos\left(\frac{m_n}{m_t}\right)$	$\beta_{Ш} =$	$\beta_{Т} =$
Ширина колеса, мм		замір	$b_{2Ш} =$	$b_{2Т} =$
Коефіцієнт ширини колеса		$\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w}$	$\psi_{baШ} =$	$\psi_{baТ} =$
Ділильний діаметр, мм	- шестірні	$d = m_t \cdot z$	$d_{1Ш} =$	$d_{1Т} =$
	- колеса		$d_{2Ш} =$	$d_{2Т} =$
Діаметр виступів, мм	- шестірні	$d_a = d + 2 \cdot m_t$	$d_{a1Ш} =$	$d_{a1Т} =$
	- колеса		$d_{a2Ш} =$	$d_{a2Т} =$
Діаметр западин, мм	- шестірні	$d_f = d - 2,5 \cdot m_n$	$d_{f1Ш} =$	$d_{f1Т} =$
	- колеса		$d_{f2Ш} =$	$d_{f2Т} =$

## **6 Вимоги безпеки**

Під час проведення роботи виконувати правила загальної інструкції з охорони праці, наведеної у розділі „Загальні вимоги безпеки“.

## **7 Контрольні питання**

1. Які розрізняють види зубчастих передач і де вони застосовуються?
2. Яке призначення циліндричного редуктора?
3. Від чого залежить кількість ступіней редуктора?
4. Які переваги та недоліки мають редуктори, що виконані по розгорнутій схемі; з роздвоєними ступіннями; співвісні та інші?
5. Перерахуйте деталі і вузли, з яких складається циліндричний редуктор. Яке їх призначення?
6. Для чого необхідний зазор у підшипниках?
7. Чим викликана необхідність регулювання зазору в підшипниках?
8. Опишіть порядок розбирання та складання циліндричного редуктора.
9. Дайте визначення поняття «передаточне число» зубчастої передачі.
10. Дайте визначення поняття «передаточне число» редуктора.

## **8 Тестові завдання**

**1 Яке зубчасте колесо з пари зубчастого зачеплення прийнято називати терміном шестірня?**

- менше по діаметру;                      – більше по діаметру;
- завжди ведуче;                              – завжди ведене.

**2 Чому, як правило, косозуба шестірня виконується з лівим, а колесо з правим напрямком зуба?**

- для підвищення точності виготовлення;
- для забезпечення більшої жорсткості;
- для забезпечення більшої міцності;



**8 Чому дорівнює кут нахилу зуба прямозубої циліндричної передачі?**

–  $0^\circ$ ;      –  $90^\circ$ ;      –  $20^\circ$ ;      –  $45^\circ$ .

**9 Який вал циліндричного двоступінчастого редуктора передає найменший обертаючий момент?**

– ведучий;      – ведений;      – проміжний; – тихохідний.

**10 Яке з циліндричних зубчастих коліс, як правило, має більшу ширину зубчастого вінця?**

– шестірня;      – колесо;  
– ведуче колесо;      – ширина вінців однакова.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ КОНІЧНИХ ЗУБЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ

**Мета роботи:** Вивчити основні конструкції конічних зубчастих редукторів, з'ясувати порядок складання, розбирання та регулювання їх вузлів. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику конічних зачеплень. Скласти кінематичну схему редуктора та ескіз конічного зубчастого колеса, на яких показати основні параметри редуктора і зачеплення.

#### **1 Порядок виконання роботи**

- дати опис конструкції редуктора;
- скласти кінематичну схему редуктора;
- зобразити ескіз конічного зубчастого колеса;
- виконати необхідні заміри і розрахунки геометричних та кінематичних параметрів зубчастих передач редуктора і заповнити таблицю основних параметрів передачі;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### **2 Завдання для самопідготовки**

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область застосування конічних зубчастих передач, ознайомитись з класифікацією передач та класифікацією конічних редукторів по розташуванню зубчастих коліс відносно опор валів. Вивчити основні терміни, визначення і позначення геометричних, кінематичних та силових параметрів зубчастих конічних передач.

#### **3 Основні теоретичні положення**

Геометрія конічних зубчастих передач має свою специфіку. Одна з відмінностей конічних зачеплень від

циліндричних полягає в тому, що замість початкових та ділильних циліндрів введені поняття початкових і ділильних конусів, як правило ці конуси співпадають, тому що кутове корегування для конічних коліс практично не застосовують. Сума кутів  $\delta_1$  і  $\delta_2$  складає кут між осями передачі, який, як правило дорівнює  $\Sigma = 90^\circ$  (ортогональна передача). Слід відмітити, що прямих кут застосовують тільки з міркувань виготовлення корпусних деталей, при нарізанні ж самих зубчастих коліс значення міжосьового кута не рівне  $90^\circ$  не створює додаткових труднощів для технології.

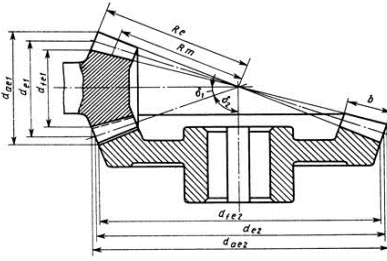


Рисунок 1 – Геометрія передачі

Перетини, утворені поверхнями додаткових конусів – конусів, осі яких співпадають з осями коліс, а утворюючі, перпендикулярні до утворюючих ділильних конусів, називають торцевими перетинами.

Використовують поняття зовнішнього та внутрішнього додаткових конусів, які обмежують зубчастий вінець (шириною  $b$ ), і також середнього додаткового конуса.

Для конічних передач характерне різне використання зовнішніх та середніх параметрів зачеплення. У зв'язку з тим, що найбільш зручно вимірювати, а тому й задавати розміри зубів по зовнішнім конусам, прийняті зовнішні параметри, які звичайно позначають індексом “ $e$ ”. Це (рис. 1) зовнішня конусна відстань ( $R_e$ ), зовнішній ділильний діаметр ( $d_e$ ), а отже і зовнішній модуль зачеплення ( $m_e$ ).

Для силових розрахунків вигідніше оперувати середніми параметрами (з індексом  $m$ ), такими як середня конусна відстань ( $R_m$ ), середній ділильний діаметр ( $d_m$ ), середній модуль ( $m_m$ ).

Слід пам'ятати, що для косих і кругових зубів розрізняють, крім того, торцевий (коловий) і нормальний модулі. Звичайно стандартним приймають зовнішній нормальний модуль. Для зубів, які виготовляються за

допомогою немодульного різального інструменту, є допуск модуля. Для ортогональних конічних передач існує залежність кутів ділительних конусів і передаточного числа.

Для різних видів розрахунків застосовуються коефіцієнти відносної ширини зубчастого вінця.

Конічні зубчасті передачі використовують як і окремі складові механізмів машин, так і у виді редукторів механізмів, які виготовлюються централізовано окремими агрегатами і мають високий ступінь стандартизації та уніфікації.

У порівнянні з циліндричними зубчастими редукторами конічні редуктори, як правило, мають одну ступінь і дуже часто їх передаточне число дорівнює одиниці, тобто такі редуктори призначаються лише для змінення напрямку передачі силового потоку.

Крім того конічні зубчасті передачі входять до складу комбінованих редукторів, найчастіше конічно-циліндричних двоступінчастих, зазвичай у якості швидкохідної ступіні.

Треба зауважити, що граничні передаточні числа конічних передач не повинні перевищувати 6,3 (рекомендовані числа від 1 до 5), це пов'язане з тим, що зі збільшенням передаточного числа різко зростають габарити передачі. Кінематичні схеми найбільш розповсюджених редукторів представлено на рисунку 2.

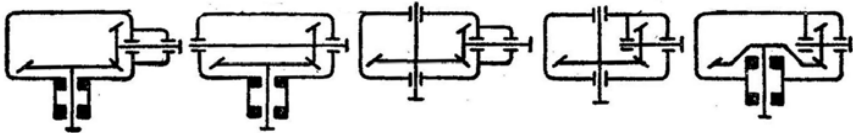


Рисунок 2 – Кінематичні схеми конічних редукторів

Для правильного функціонування зачеплення конічна зубчата передача потребує регулювання, виконання якого зводиться до переміщення одного з зубчастих коліс відносно осі. У зв'язку з великими значеннями осьових сил, вали коліс часто монтується на підшипниках, які теж підлягають регулюванню. Дуже важливим моментом для забезпечення точності зачеплення конічної зубчастої пари являється

раціональна схема компоновання зубчастих коліс відносно опор їх валів.

З рисунку 2 видно, що практично всі схеми компоновання мають консольне розташування опор хоча б одного з валів. Це потребує підвищеної жорсткості валів і підшипникових опор, але дещо полегшує умови періодичного регулювання зачеплення. Крім того при компонованні консольної опори вала у виді стакана значно легше вирішується проблема регулювання підшипників вала.

#### **4 Оснащення робочого місця лабораторної роботи**

- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- файли з моделями конічних коліс;
- редуктор конічний;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.



Рисунок 3 – Конічна прямозуба передача

#### **5 Методика проведення роботи**

1 Оглянути конічний редуктор. Визначити тип редуктора, з'ясувати кількість ступіней.

2 Скласти кінематичну схему редуктора (рис. 4). Виконати ескіз конічного зубчастого зачеплення (рис. 5).

3 З'ясувати, скільки і які вали мають консольне розташування опор. Оглянути вузол кріплення підшипникових опор.

4 З'ясувати, яким чином встановлені підшипники на колесі, що встановлено консольно.

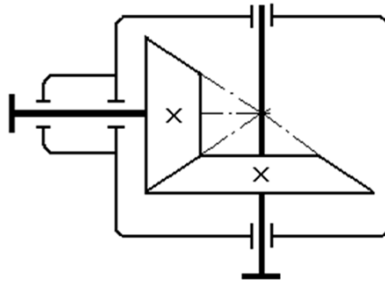


Рисунок 4 – Кінематична схема редуктора

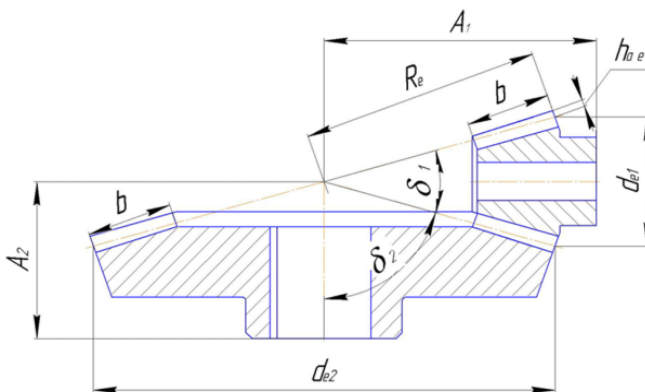


Рисунок 5 – Ескіз конічного зубчастого зачеплення

5 Відкрити файли з моделями конічних коліс. Візуально визначити тип передач, напрям зубів коліс.

6 Для кожного колеса підрахувати кількість зубців, заміряти ширину вінця, зовнішні діаметри коліс.

7 Визначити передаточне число кожної ступіні, основні геометричні параметри: конусну відстань, модуль, кут нахилу зуба, ділільні діаметри коліс.

8 Дані вимірювань та розрахунків занести до таблиці 1.

Таблиця 1 – Геометричні та кінематичні параметри передачі

Параметр		Спосіб визначення	Значення параметра
Тип передачі		Візуально	
Число зубів	- шестірні	Підрахунок	$z_1 =$
	- колеса		$z_2 =$
Передаточне число		$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u =$
Кути ділительних конусів, град, хв, с	- шестірні	$\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{u}\right)$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	$\delta_1 =$
	- колеса		$\delta_2 =$
Зовнішній діаметр виступів, мм	- шестірні	Замір	$d_{ae1} =$
	- колеса		$d_{ae2} =$
Зовнішній ділительний діаметр, мм	- шестірні	$d_e = \frac{d_{ae}}{1 + \frac{2 \cdot \cos \delta}{z}}$	$d_{e1} =$
	- колеса		$d_{e2} =$
Зовнішній модуль, мм	розрахунковий	$m'_{ne} = \frac{d_e}{z}$	$m'_{ne} =$
	стандартний	Приймається за ДСТУ	$m_{ne} =$
Зовнішній діаметр виступів, мм	- шестірні	$d_{ae} = m_{ne} \cdot z + 2 \cdot m_{ne} \cdot \cos \delta$	$d_{ae1} =$
	- колеса		$d_{ae2} =$
Зовнішній діаметр западин, мм	- шестірні	$d_{fe} = m_{ne} \cdot z - 2.5 \cdot m_{ne} \cdot \cos \delta$	$d_{fe1} =$
	- колеса		$d_{fe2} =$
Ширина зубчастого вінця, мм		Замір	$b =$
Зовнішня конусна відстань, мм		$R_e = \frac{d_e}{2 \cdot \sin \delta}$	$R_e =$
Середня конусна відстань, мм		$R_m = R_e - 0.5 \cdot b$	$R_m =$
Середній модуль зачеплення, мм		$m_{nm} = \frac{m_{ne} \cdot R_m}{R_e}$	$m_{nm} =$

## **6 Вимоги безпеки**

Під час проведення роботи додержуватись правил загальної інструкції з охорони праці, наведеної у розділі „Загальні вимоги безпеки“.

## **7 Контрольні питання**

1 В яких випадках застосовують конічні зубчасті передачі?

2 Якими перевагами володіють конічні колеса з круговими зубами в порівнянні з прямозубими?

3 По яким параметрам можна визначити передаточне число конічної зубчастої передачі ?

4 Які види регулювання виконуються в конічному зубчастому редукторі?

5 Як перевірити якість регулювання конічного зубчастого зачеплення?

6 Для яких розрахунків (геометричних чи силових) використовують значення середніх параметрів конічного зачеплення ?

7 Які осьові форми зуба застосовують для ортогональних конічних передач?

8 Чи є модуль постійною величиною для конічних зубчастих коліс?

9 Для яких видів розрахунків звичайно використовують значення середніх параметрів конічного зачеплення?

10 В яких випадках для конічного зачеплення приймають значення передаточного числа  $u = 1$ ?

## **8 Тестові завдання**

**1 Яке з наведених формулювань характеризує відмінність конічної передачі від циліндричної?**

- змінення напрямку руху;
- зниження частоти обертання;
- зниження частоти обертання з підвищенням обертаючого моменту;

– збільшення частоти обертання зі зменшенням обертаючого моменту.

**2 Скільки валів входить у конструкцію одноступінчастого конічного редуктора?**

- два;
- один;
- три;
- чотири.

**3 Який із валів конічного редуктора (з передаточним числом більшим за одиницю) має більший діаметр?**

- ведений;
- ведучий;
- швидкохідний;
- діаметри валів однакові.

**4 Навантажувальна спроможність конічної передачі в порівнянні з циліндричною передачею складає:**

- 85 %;                      – 125 %;
- 100 %;                    – 50 %.

**5 Продовжте фразу: «У конічній передачі осі валів...»**

- ...перетинаються»;
- ...паралельні»;
- ...перехрещуються»;
- ...співпадають».

**6 Яке з зубчастих коліс конічної пари зазвичай має більшу ширину зубчастого вінця?**

- ширина зубчастого вінця шестірні і колеса однакова.
- шестірня;
- колесо;
- не має значення.

**7 Під яким кутом перетинаються осі валів у найбільш поширених типів конічних зубчастих передач?**

- $90^\circ$ ;
- $45^\circ$ ;
- $30^\circ$ ;
- $60^\circ$ .

**8 Який напрямок зуба повинне мати косозубе конічне колесо для зачеплення з колесом, що має лівий напрямок зуба?**

- правий;
- лівий;
- шевронний;
- не має значення.

**9 Який вал конічного редуктора передає більший обертаючий момент?**

- ведений;
- ведучий;
- швидкохідний;
- меншого діаметра.

**10 Яке з конічних коліс має більшу конусну відстань?**

- конусна відстань однакова для обох коліс;
- колесо більшого діаметра;
- шестірня;
- колесо.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЧЕРВ'ЯЧНИХ РЕДУКТОРІВ

**Мета роботи:** Вивчити конструкції черв'ячних редукторів. Ознайомитись з порядком складання та розбирання. Скласти кінематичну схему редуктора та схеми черв'ячного зачеплення. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику зачеплення. З'ясувати порядок регулювання зачеплення і підшипників.

#### 1 Порядок виконання роботи

- скласти кінематичну схему редуктора та просторову схему зусиль в передачі;
- зобразити схему черв'ячного зачеплення і вказати на ній основні геометричні параметри зачеплення;
- дати опис конструкції редуктора;
- виконати необхідні заміри і розрахунки геометричних та кінематичних параметрів черв'ячної передачі редуктора і заповнити таблицю основних параметрів редуктора;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### 2 Завдання для самопідготовки

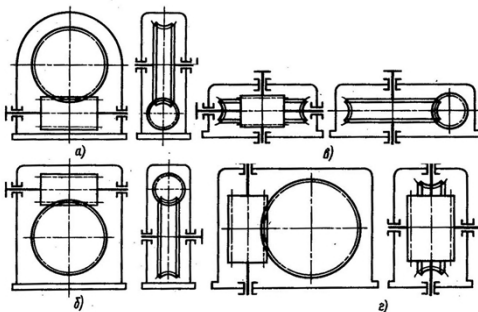
Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання черв'ячних силових передач, ознайомитись з класифікацією редукторів по розташуванню осей валів, вивчити основні терміни, визначення і позначення геометричних, кінематичних та силових параметрів черв'ячних передач.

#### 3 Основні теоретичні положення

Черв'ячні передачі застосовують для передачі обертального руху між валами, осі яких перехрещуються. Вони

відносяться до числа зубчасто-гвинтових, тобто мають характерні риси зубчастих та гвинтових передач. Зачеплення складається з черв'яка (по суті гвинта) і черв'ячного колеса (особливої форми зубчастого колеса). Для більшості передач кут між осями дорівнює  $90^\circ$ . До переваг черв'ячних передач відносять можливість одержання великих значень передаточного числа, плавність та безшумність, можливість точних переміщень, основний недолік – низьке значення коефіцієнта корисної дії.

Відомо, що об'єм застосування черв'ячних передач складає до 10% від загального об'єму передач зачепленням, але ж



виробництво редукторів складає більш половини редукторів, що випускають промисловістю. Основні компоновальні схеми черв'ячних редукторів показані на рисунку 1.

Рисунок 1 - Кінематичні схеми редукторів

Схема (а) застосовується при невеликих швидкостях черв'яка, а схема (б) для більш швидкохідних передач (менші втрати на розбризування мастила швидкохідним черв'яком), схеми ж (в) і (г) використовують дуже рідко внаслідок утрудненого змащування верхніх підшипників вертикальних валів.

Корпуси більшості сучасних черв'ячних редукторів (наприклад серії Ч, РЧУ) мають універсальні пристрої для кріплення і це дає змогу кріпити їх у різних положеннях, тобто реалізації різних компоновальних схем.

Передаточне число черв'ячної пари визначається діленням числа зубів колеса на число заходів черв'яка  $U = Z_2 / Z_1$ .

Найбільш поширене число заходів черв'яка 1, 2 і 4, а мінімальне число зубів колеса 26...28. Стандартом

встановлений діапазон передаточних чисел силових черв'ячних передач 8...80. Саме у цьому діапазоні передаточних чисел і випускають черв'ячні редуктори.

Черв'ячні передачі входять також до складу комбінованих (циліндрично-черв'ячних або черв'ячно-циліндричних) редукторів, це дозволяє розширити діапазон передаточних чисел.



Як і для зубчастих передач, для черв'ячного зачеплення існують поняття ділального кола та кіл виступів і западин. Але, як видно з рисунка 2, для колеса діаметри цих кіл слід заміряти у площині симетрії колеса. Габарит колеса визначається по його найбільшому діаметру  $d_{ам2}$ . Ширина зубчастого вінця колеса позначається  $b_2$ .

Рисунок 2 - Черв'ячне зачеплення

Модуль передачі визначають діленням кроку витків, замірному вздовж осі черв'яка по ділальному циліндру, на число  $\pi$ . Тобто для черв'яка модуль визначається як осьовий, а для колеса він торцевий, позначається ж модуль літерою  $m$  без індексів.

$$m = p/\pi, \quad d_1 = q \cdot m, \quad d_2 = Z_2 \cdot m,$$

де  $q$  - коефіцієнт діаметра черв'яка.

Саме від значення коефіцієнта діаметра черв'яка  $q$  залежить його жорсткість (тобто опір прогину), що дуже важливо при великих відстанях між опорами, але ж великі його значення приводять до зменшення кута підйому витка і тим самим зниження ККД. Мінімальне значення  $q_{min} = 0,212 \cdot Z_2$ , при розрахунках рекомендують попередньо визначати  $q \approx 0,25 \cdot Z_2$ , а потім приймати коефіцієнт по стандарту.

Сполучення стандартних значень передаточного числа, модуля і коефіцієнта діаметра черв'яка дає можливість скласти таблицю параметрів переважних передач (табл. 1).

Крім вище вказаних параметрів передача повинна мати і стандартне значення міжосьової відстані. Для “вписування” передачі у стандартну міжосьову відстань широко застосовують зміщення черв’яка. Ця процедура полегшується тим, що зуби черв’ячного колеса нарізають черв’ячними фрезами, які по формі витків не відрізняються від самого черв’яка і нарізання без зміщення або зі зміщенням виконується одним і тим же інструментом.

Складові зусилля у черв’ячному зачепленні показані на рисунку 3. Максимальне зусилля в зачепленні – колове зусилля  $F_{t2}$  на черв’ячному колесі. Слід звернути увагу, на те що відповідна йому реакція на черв’яку – осьове зусилля  $F_{a1}$ , яке навантажує підшипники черв’яка. Як правило в якості опор черв’яка використовують радіально-упорні кулькові або конічні роликові підшипники кочення.

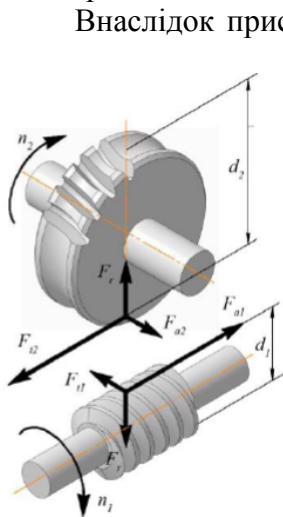


Рисунок 3 - Сили у зачепленні черв’ячної передачі

#### 4 Оснащення робочого місця

- комп’ютер з програмним забезпеченням;
- модель черв’ячного редуктора;
- файли з моделями черв’ячної пари;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;

- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

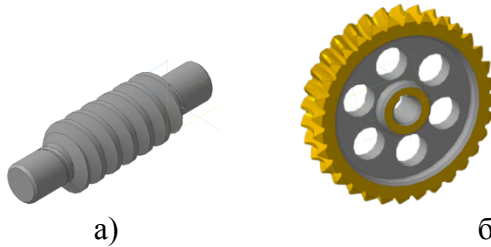


Рисунок 4 – Елементи черв'ячної передачі  
а) черв'як; б) черв'ячне колесо

### 5 Методика проведення роботи

1 Дати опис конструкції редуктора, порядок збирання, розбирання та регулювання. Скласти кінематичну схему редуктора (рис. 5).

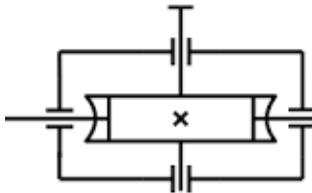


Рисунок 5– Кінематична схема черв'ячного редуктора

2 Скласти схему черв'ячного зачеплення із розстановкою сил у зачепленні (рис. 6).

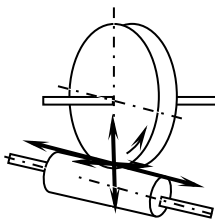


Рисунок 6 – Схема черв'ячного зачеплення

3 Відкрити файли з моделями черв'яка та черв'ячного колеса. Візуально визначити тип черв'яка, напрямок витка.

4 Визначити число заходів черв'яка  $Z_1$ , порахувати число зубів  $Z_2$ .

5 Виміряти крок черв'яка  $p$ , мм (рис. 7).

6 Виміряти діаметр вершин черв'яка  $d_{a1}$ , мм (рис. 7).

7 Виміряти довжину нарізаної частини черв'яка  $b_1$  ширину вінця колеса  $b_2$ , мм.

8 Визначити передаточне число редуктора.

9 Розрахувати модуль  $m$ , мм.

10 Отриману величину  $m$  узгодити з найближчим стандартним значенням:  $m = 2; 2,5; 3,15; 4; 6,3; 8; 10; 12,5$  мм.

11 Визначити коефіцієнт діаметра черв'яка  $q$  з формули:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m,$$

де  $d_1$  – ділительний діаметр черв'яка, мм;

$m$  – значення модуля, що було прийняте зі стандартного ряду, мм.

12 Отриману величину  $q$  узгодити з найближчим стандартним значенням:  $q = 8; 10; 12,5; 16; 20$ .

13 Визначити міжосьову відстань  $a$ , мм.

14 Розрахувати геометричні параметри черв'яка і черв'ячного колеса (рис. 7), мм:

– ділительні діаметри:  $d_1 = m \cdot q$ ;  $d_2 = m \cdot z$ ;

– діаметри кіл вершин:  $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$ ;  $d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2)$ ;

– діаметри кіл западин:  $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$ ;  $d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4)$ .

15 Розрахувати найбільший діаметр колеса, мм.

Параметри черв'ячних передач узгодити з держстандартами (таблиці 1-5). Дані вимірювань та розрахунків занести до таблиці 1.

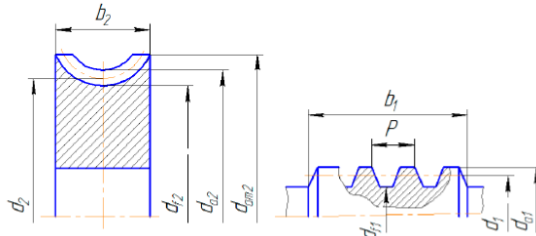


Рисунок 7 – Геометричні параметри черв'яка і черв'ячного колеса

Таблиця 1 – Основні геометричні та кінематичні параметри передачі

Параметр		Спосіб визначення	Формула для обчислення	Значення параметра
<b>Черв'яка</b>				
Число заходів		Підрахунок		$z_1 =$
Напрямок витка		Візуально		
Крок осьовий, мм		Замір		$p =$
Модуль осьовий, мм	розрахунковий	Розрахунок	$m' = \frac{p}{\pi}$	$m' =$
	стандартний	ДСТУ 2458-94		$m =$
Діаметр виступів, мм		Замір		$d_{a1} =$
Коефіцієнт діаметра	розрахунковий	Розрахунок	$q' = \frac{d_{a1} - 2 \cdot m}{m}$	$q' =$
	стандартний	ДСТУ2458-94		$q =$
Діаметр, мм	- ділильний	Розрахунок	$d_1 = m \cdot q$	$d_1 =$
	- западин	Розрахунок	$d_{f1} = d_1 - 2.4 \cdot m$	$d_{f1} =$
	- виступів	Розрахунок	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	$d_{a1} =$
<b>Черв'ячного колеса</b>				
Число зубів		Підрахунок		$z_2 =$
Діаметр, мм	- ділильний	Розрахунок	$d_2 = m \cdot z$	$d_2 =$
	- западин	Розрахунок	$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2.4)$	$d_{f2} =$
	- виступів	Розрахунок	$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2)$	$d_{a2} =$
	- найбільший	Розрахунок	$d_{am2} = d_{a2} + k \cdot m$ $z = 1..2; k = 2$	$d_{am2} =$
Передаточне число редуктора		Розрахунок	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u =$
Міжосьова відстань, мм		Розрахунок	$a_w = 0.5 \cdot (d_1 + d_2)$	

Таблиця 2 – Модулі, коефіцієнти діаметра, число заходів черв'яка (рекомендовані значення параметрів ДСТУ 2458-94)

m	q	Z <sub>1</sub>	m	q	Z <sub>1</sub>
1,00	16,0	1	5,00	8,0	1; 2; 4
	20,0	1; 2; 4		10,0	1; 2; 4
1,25	12,5	1; 2; 4		12,5	1; 2; 4
	16,0	1; 2; 4		16,0	1; 2; 4
	20,0	1; 2; 4		20,0	1; 2; 4
1,60	10,0	1; 2; 4		6,30	8,0
	12,5	1; 2; 4	10,0		1; 2; 4
	16,0	1; 2; 4	12,5		1; 2; 4
	20,0	1; 2; 4	16,0		1; 2; 4
2,00	8,0	1; 2; 4	8,00	20,0	1; 2; 4
	10,0	1; 2; 4		8,0	1; 2; 4
	12,5	1; 2; 4		10,0	1; 2; 4
	16,0	1; 2; 4		12,5	1; 2; 4
2,50	20,0	1; 2; 4	10,00	16,0	1; 2; 4
	8,0	1; 2; 4		20,0	1; 2; 4
	10,0	1; 2; 4		8,0	1; 2; 4
	12,5	1; 2; 4		10,0	1; 2; 4
3,15	16,0	1; 2; 4	12,50	12,5	1; 2; 4
	20,0	1; 2; 4		16,0	1; 2; 4
	8,0	1; 2; 4		20,0	1; 2; 4
	10,0	1; 2; 4		8,0	1; 2; 4
4,00	12,5	1; 2; 4	16,0	10,0	1; 2; 4
	16,0	1; 2; 4		12,5	1; 2; 4
	20,0	1; 2; 4		16,0	1; 2; 4
	20,00	8,0	1; 2; 4	8,0	1; 2; 4
		10,0	1; 2; 4	10,0	1; 2; 4

Таблиця 3 – Модулі, коефіцієнти діаметра, число заходів черв'яка (допустимі значення параметрів ДСТУ 2458-94)

m	q	Z <sub>1</sub>	m	q	Z <sub>1</sub>
1,5	14 16	1; 2; 4 1	4,0	9 12	1; 2; 4 1
2,0	12	1; 2; 4	6,0	9 12	1; 2; 4
2,5	12	1; 2; 4			1; 2; 4
3,0	10 12	1; 2; 4 1; 2; 4	7,0	12	1; 2; 4
	3,5	10 12 14	1; 2; 4 1 1	12,0	10
				14,0	8

Таблиця 4 – Передаточні числа по ДСТУ 2458-94

1-й ряд	8	-	10	-	12,5	-	16	-	20	-	25
2-й ряд	-	9	-	11,2	-	14	-	18	-	22,4	-
1-й ряд	-	31,5	-	40	-	50	-	63	-	80	-
2-й ряд	28	-	35,5	-	45	-	56	-	71	-	-

Таблиця 5 – Міжосьові відстані черв'ячних передач по ДСТУ 2458-94

у міліметрах

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	-	160	-
2-й ряд	-	-	-	-	-	-	140	-	180
1-й ряд	200	-	250	-	315	-	400	-	500
2-й ряд	-	225	-	280	-	355	-	450	-

## **6 Вимоги безпеки**

Під час проведення роботи керуватись положеннями інструкції з охорони праці, наведеної в розділі „Загальні вимоги безпеки“.

## **7 Контрольні питання**

- 1 Яке призначення черв'ячної передачі?
- 2 Перерахуйте переваги і недоліки черв'ячної передачі.
- 3 Назвіть матеріали для виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса.
- 4 Чому вінець черв'ячного колеса виготовляють з бронзи або з чавуну?
- 5 Для якого черв'ячного редуктора передаточне число буде мати більше числове значення?
  1.  $z_1 = 1; z_2 = 40;$
  2.  $z_1 = 4; z_2 = 40;$
- 6 Який з редукторів, що приведені в запитанні 5, має вище числове значення ККД? (при однакових матеріалах пари і рівних умовах експлуатації)
- 7 По яким параметрам можна перевірити якість регулювання черв'ячного редуктора?
- 8 З якою метою корпуси більшості черв'ячних редукторів мають велику кількість ребер?
- 9 Вкажіть способи установки підшипників кочення на вал-черв'як.
- 10 Як визначаються основні геометричні параметри черв'яка і черв'ячного колеса?

## **8 Тестові завдання**

- 1 Вкажіть на одну з переваг черв'ячних передач у порівнянні із зубчастими.
  - можливість одержання великих передаточних чисел;
  - можливість одержання великих швидкостей ковзання;
  - можливість одержання високих значень ККД;
  - можливість виготовлення з більш дешевих матеріалів.

**2 Який елемент є ведучим у черв'ячному редукторі?**

- черв'як;                      – черв'ячне колесо;
- водило;                      – сателіт.

**3 Вкажіть, з якою метою виконуються ребра на корпусі черв'ячного редуктора?**

- для підвищення жорсткості і тепловіддачі;
- для простоти виготовлення;
- з технологічних міркувань;
- для підвищення маси корпусу.

**4 Який кут перехресування валів черв'яка і черв'ячного колеса прийнятий для силових передач?**

- $90^\circ$ ;                      –  $60^\circ$ ;                      –  $0^\circ$ ;                      –  $45^\circ$ .

**5 Скільки валів має конструкція одноступінчастого черв'ячного редуктора?**

- два;                      – один;                      – три;                      – чотири.

**6 Що являється головною причиною відносно низького значення ККД силових черв'ячних передач?**

- тертя ковзання у місці контакту;
- тертя кочення у підшипниках;
- втрати на перемішування мастила;
- втрати на втомне викришування.

**7 Яку властивість черв'ячних передач використовують у приводах вантажопідйомних механізмів і машин?**

- ефект самогальмування;
- плавність і безшумність роботи;
- можливість точних ділительних переміщень;
- низький ККД.

**8 Який напрямок повинні мати зуби черв'ячного колеса в черв'ячній передачі?**

- такий же, як і у витків черв'яка;
- протилежний виткам черв'яка;
- напрямок зубів залежить від розташування черв'яка;
- напрямок зубів залежить від матеріалу черв'яка.

**9 Як можна визначити  $m$  – осьовий модуль черв'яка, якщо відомий осьовий крок –  $p$ .**

- $m = \frac{p}{\pi}$  ;      –  $m = p$  ;
- $m = \pi p$  ;      –  $m = \pi$  .

**10 Яка формула не може бути використана для визначення передаточного числа черв'ячної пари зачеплення?**

- $u = d_2/d_1$  ;      –  $u = z_2/z_1$  ;
- $u = \omega_1/\omega_2$  ;      –  $u = n_1/n_2$  .

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КОРОБКИ ПЕРЕМІНИ ПЕРЕДАЧ

**Мета роботи:** Закріпити знання по застосуванню циліндричних зубчастих передач для механізмів ступінчастого регулювання частоти обертання. На прикладі коробки переміни передач автомобіля розглянути основні принципи конструювання коробок передач і коробок швидкостей та компонувальні особливості даних конструкцій.

#### 1 Порядок виконання роботи

- дати короткий опис конструкції КПП, порядок її складання, розбирання та регулювання;
- зобразити кінематичні схеми коробки переміни передач при реалізації кожної передачі переднього ходу і передачі заднього ходу;
- підрахувати число зубів кожного зубчастого колеса коробки передач і заповнити таблицю характеристик зубчастих коліс КПП;
- вивести розрахункові формули для визначення передаточного відношення коробки на кожній передачі, вчислити значення передаточних відношень і заповнити таблицю;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### 2 Завдання для самопідготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання механізмів ступінчастого регулювання передаточного відношення, ознайомитись з класифікацією коробок переміни передач по кількості валів та числу передач, вивчити основні способи перемикування передач, методи реверсування руху.

### 3 Короткі теоретичні відомості

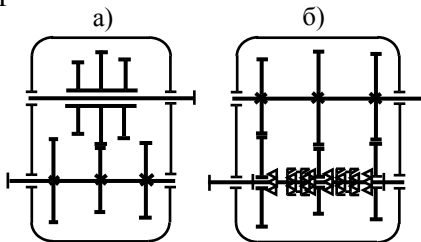
Коробки передач транспортних засобів служать для змінення сили тяги і швидкості руху трактора, автомобіля, самохідної машини. Крім основних, коробка виконує і додаткові функції: з її допомогою реалізується задній хід, зупинка при працюючому двигуні, рух машини по інерції.

Механічні коробки передач об'єднує основний принцип – вони здійснюють ступінчасте регулювання передаточного відношення.

Велике різноманіття умов роботи і технологічних процесів, які виконуються тракторами, вимагає від тракторних коробок передач великої кількості ступіней (8...16), а іноді і більшої, причому всі ступіні сповільнюють рух машини. Для автомобільних коробок, як правило вистачає від трьох до п'яти ступіней, в тому числі одну вищу передачу (пряму або прискорюючу).

Як для тракторів, так і для автомобілів передбачається рух заднім ходом. Автомобіль має одну таку передачу – для маневрування при розворотах, для трактора ж такі передачі використовуються при деяких видах польових або транспортних робіт і число ступіней заднього ходу може бути до шести і більше.

Повна класифікація автотракторних коробок передач наводиться у курсі дисципліни “Трактори і автомобілі”, розглянемо лише основні конструктивні ознаки, які



характеризують коробки з застосуванням циліндричних зубчастих передач. На рисунку 1 показані коробки з рухомими шестірнями а) і з шестірнями постійного зачеплення б).

Рисунок 1 - Типи зачеплення шестірень

У першому випадку переключення відповідної передачі досягається за рахунок переміщення блоку шестірень, а у другому – за рахунок вмикання і вимкання муфт. Як видно,

для схеми ( а) основні динамічні навантаження при переключенні передачі припадають на зуби зубчастих коліс, а для схеми ( б) – на муфти (зубчасті, кулачкові, фрикційні, тощо). Обидві схеми мають як переваги, так і відповідні недоліки, що обумовлює їх використання у конкретній конструкції.

Слід відмітити, що термін “шестірня” для даних пристроїв відноситься як до ведучого, так і для веденого зубчастих коліс, крім того ведучий вал іменують “первинний”, ведений – “вторинний”, інші вали як і для редукторів – “проміжні”.

Коробки передач класифікують також по числу рухомих шестірень (блоків, кареток) або муфт для вмикання шестірень на двоходові, триходові і чотириходові.

По числу валів для передач переднього ходу коробки розділяють на двовальні, тривальні, чотиривальні і коробки помножуючого типу (з редуктором).

На рисунку 2 а) показана кінематична схема двовальної коробки. На первинному валу (I) встановлені рухомі шестерні 1, 2 і 3 (шестірні 2 і 3 поєднані в блок), на вторинному валі (II) – нерухомі шестерні 4, 5 і 6. При такій конструкції коробки реалізується три передачі: перша (шестірні 1 і 6), друга (2 і 5) та третя (3 і 4), передачі нумерують у порядку підвищення швидкості машини. Таким чином, коробку з таким компонованням можна класифікувати як триступінчасту двоходову (шестірня 1 і блок шестірень 2-3).

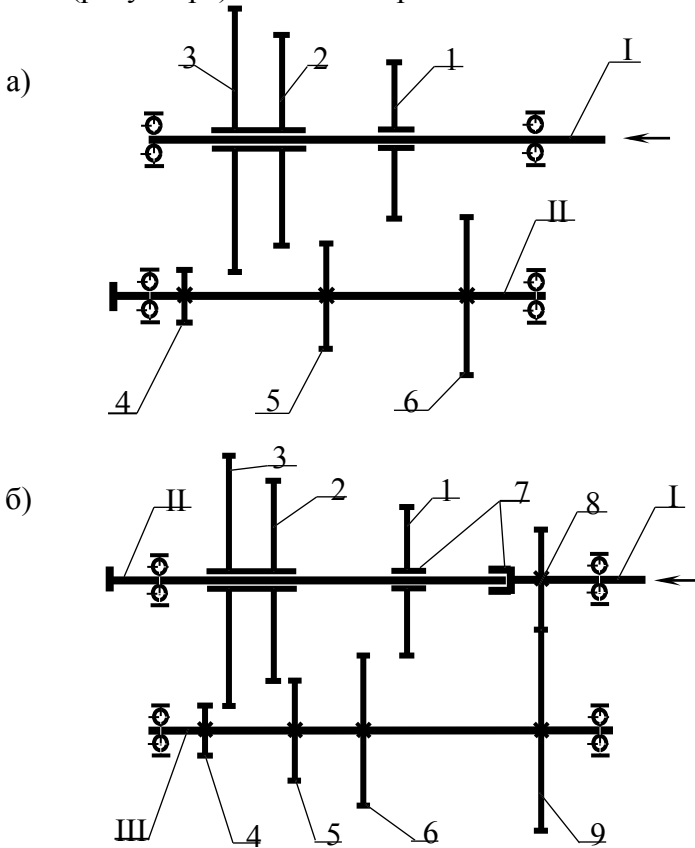
Коробка, що представлена на рисунку 2 б) тривальна, чотириступінчаста, триходова з прямою передачею. Первинний (I) і вторинний (II) вали розташовані на одній геометричній осі.

Для цього в торці первинного вала встановлений підшипник, який служить передньою опорою вторинного вала, шестірня (8) первинного вала знаходиться у постійному зачепленні з шестірнею (9) проміжного вала.

Як і у попередній конструкції вздовж шліцьового первинного вала переміщуються рухома шестірня (1) і блок (з шестірнями 2 і 3), які можуть по черзі входити у зачеплення з шестірнями 4, 5, 6 на проміжному валі, при першій, другій і

третьої передачі. Зубчастий пристрій на маточині рухомої шестірні (1) використовується у якості зубчастої муфти (7), що з'єднує первинний і вторинний вали при вмиканні найвищої прямої передачі.

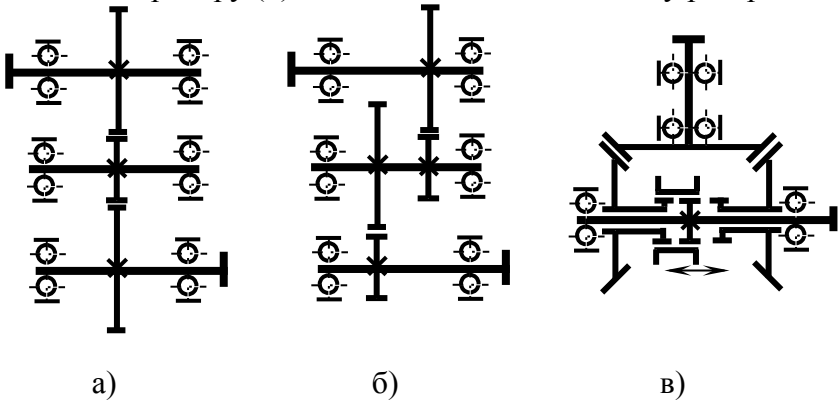
Тракторні коробки передач помножуючого типу звичайно представляють комбінацію двох коробок: допоміжної – двовальної (редуктора) і основної тривальної.



I – вал первинний; II – вал вторинний; III – вал проміжний  
 1 – шестірня рухома; 2 і 3 – рухомі шестірні (блок); 4, 5, 6 – шестірні нерухомі; 7 – зубчаста муфта; 8, 9 – шестірні постійного зачеплення.

Рисунок 2 – Кінематичні схеми коробок передач

В автотракторних коробках передач рух машини заднім ходом одержують за рахунок введення в кінематичний ланцюжок проміжної (паразитної) шестірні (рис. 3 а), зубчастого перебору (б) або спеціального механізму реверса.



а) проміжна шестерня; б) зубчастий перебір;  
в) реверс з муфтою

Рисунок 3 – Схеми механізмів для включення заднього ходу

Звичайно проміжні кінематичні елементи вводять у зачеплення між шестернями, що забезпечують першу передачу. Слід зауважити, що застосування зубчастого перебору ще більш підвищує загальне передаточне число коробки і задня передача, як правило, повільніша за першу. Механізм реверсу забезпечує рівне число передніх і задніх передач і тому найчастіше використовується для тракторних коробок.

Специфіка призначення і конструктивні особливості різних типів коробок передач обумовлюють специфічні вимоги до геометрії, кінематики та конструктивного оформлення зубчастих передач.

У зв'язку з тим, що розміри, конфігурація і основні параметри коробок передач транспортних засобів залежать від відповідних параметрів самої машини, то дуже часто міжосьові відстані зубчастих передач не мають стандартних значень. Передаточні числа послідовних ступіней коробки (передач) не

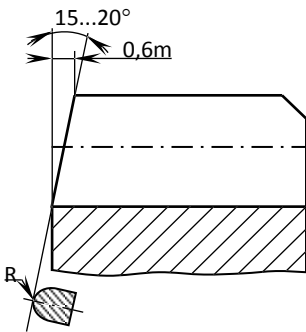
обов'язково повинні утворювати параметричний ряд і відповідати стандартам на зубчасті передачі.

Щоб забезпечити максимальну об'ємну міцність зубів, модулі зубчастих коліс, особливо для рухомих шестерень, що переключають передачі, повинні мати максимальні (у межах відповідних геометричних розрахунків) значення.

Ширина зубчастих вінців шестерень і блоків приймається мінімальною, (коефіцієнти  $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,16$ ,  $\psi_{bm} = 6 \dots 10$ ).

По-перше, це скорочує шлях переміщення рухомих елементів (шестерень, блоків) при переключенні передач (тобто зменшує габарити всього пристрою).

По-друге, для вузьких зубчастих коліс концентрація навантаження по довжині зуба виявляється у меншій мірі. Треба пам'ятати, що при експлуатації коробки по мірі зносу шліцьового вала та отвору маточини збільшуються зазори між ними і це неминуче веде до концентрації навантаження по довжині зуба, тобто все більше погіршує умови роботи зачеплення.



Для полегшення перемикавання рухомих шестерень у всіх конструкціях коробок їх зуби зі сторони входження у зачеплення необхідно скошувати під кутом  $15 \dots 20^\circ$  і закругляти (рисунок 4).

Поліпшені умови взаємного контакту при вмиканні одержують при закругленні торця зуба по криволінійній поверхні і надання зуба форми бочки.

Рисунок 4 – Форма зуба

В цілому ж основні вимоги до геометрії, кінематики та силових співвідношень зубчастих передач коробок такі ж як і для зубчастих передач циліндричних редукторів.

### 2.3 Оснащення робочого місця

- коробка перемика передач автомобіля (зразок макетний);
- комп'ютер з програмним забезпеченням;

- файли з моделями черв'ячної пари;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

Таблиця 1 – Характеристика зубчастих коліс КПП

Номер на схемі	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число зубів										

Таблиця 2 – Передаточні числа КПП по передачах

Передача	Розрахункова формула	Передаточне число

### Контрольні запитання

- 1 Назвіть основні деталі коробки переміни передач.
- 2 З якою метою при конструюванні коробок передач рекомендують приймати ширину зубчастих коліс меншу чим ширина коліс редукторів?
- 3 Перерахуйте заходи, що запобігають руйнуванню торців зубчастих коліс при введенні їх у зачеплення на ходу машини.
- 4 Що таке пряма передача?
- 5 Яка з передач (перша чи друга) має більше передаточне число?
- 6 Який пристрій запобігає самовільному виключенню передач у коробці переміни передач?

### 8 Тестові завдання

#### 1 Призначення коробки передач

- для зрушення з місця;
- для передачі крутного моменту на ведучий міст, зміни крутного моменту за величиною і за напрямком, а також для тривалого роз'єднання трансмісії і працюючого двигуна;

- для стійкого руху;
- для з'єднання вала електродвигуна з валом барабана транспортера.

## **2 Скільки передач може мати коробка передач вантажного автомобіля?**

- шість для руху вперед і одну назад;
- чотири для руху вперед і одну назад;
- коробка безступенева;
- три для руху вперед і одну назад.

## **3 Призначення замків в механізмі перемикання передач**

- не допустити включення двох передач одночасно;
- запобігти довільне виключення передач;
- для стійкого руху;
- запобігти довільне включення передач.

## **4 Призначення проміжного вала у коробках передач традиційного типу**

- для з'єднання через зчеплення з маховиком двигуна;
- для з'єднання через зчеплення з карданним валом;
- для передачі обертання від первинного валу до вторинного;
- у таких коробках немає проміжного вала.

## **5 Що дає змогу змінювати передавальне число коробки передач?**

- наявність синхронізатора;
- наявність різної кількості зубів й передавального відношення;
- наявність муфти зчеплення;
- наявність вторинного вала.

## **6 Призначення синхронізатора у коробках передач**

- для безударного зачеплення ковзної муфти із встановленимзубчастим колесом;
- для ступіневого змінення передаточного числа;
- для плавного змінення передаточного числа;
- у коробках передач немає синхронізатора.

### **7 Призначення фіксаторів в механізмі перемикання передач**

- запобігти включення двох передач одночасно;
- для полегшення включення передач;
- для плавного змінення передаточного числа;
- запобігти мимовільне включення, вимикання передач.

### **8 Вкажіть переваги планетарної передачі, яку застосовують в коробках передач у порівнянні із зубчастою**

- зменшення габаритів трансмісії;
- не потребує високої точності виготовлення;
- простота у виготовленні;
- безступеневе регулювання швидкості.

### **9 Які функції виконує коробка передач?**

- змінює крутний момент за величиною;
- змінює крутний момент у напрямку;
- збільшує потужність;
- тривало роз'єднує двигун і трансмісію.

### **10 У чотириступінчастій коробці передач для отримання максимального зусилля на приводних колесах необхідно включити ...**

- першу передачу;      – другу передачу;
- третю передачу;      – четверту передачу.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

**Мета роботи:** Ознайомитись із загальною класифікацією пасових передач та їх елементів. Виконати розрахунок клинопасової передачі з використанням методів комп'ютерного проектування.

#### **1 Порядок виконання роботи**

- розглянути види, матеріали та конструкції пасів і шківів найбільш поширених видів пасових передач;
- ознайомитись з принципом дії клинопасової передачі та скласти її кінематичну схему;
- виконати розрахунок клинопасової передачі у програмі КОМПАС-SHAFT-2D;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### **2 Завдання для самопідготовки**

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання пасових передач, ознайомитись з класифікацією, конструкціями, методами натягу пасів. Вияснити від яких факторів залежить тягова спроможність та довговічність пасової передачі.

#### **3 Короткі теоретичні відомості**

За загальною класифікацією пасові передачі відносяться до передач тертям і входять у групу передач гнучким зв'язком. Вони, як правило, застосовуються для передачі руху від двигуна (електричного або внутрішнього згоряння) до коробок швидкостей, машин-знарядь, електричних генераторів, насосів, тощо.

Переріз паса може бути круглим, прямокутним (плоским), в виді трапеції (клиновим), поліклиновим.

Найбільш поширені клинові паси нормального перерізу згідно ГОСТ 1280.1-89 (рис. 1).

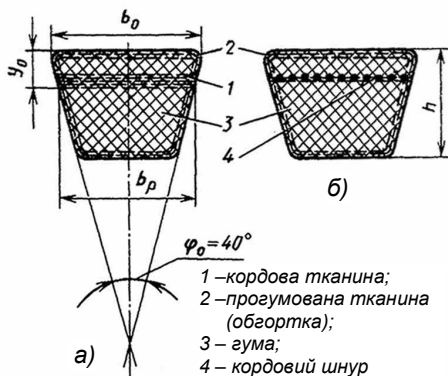


Рисунок 1 – Конструкція паса

Паси з шнуровим кордом більш гнучкі і довговічніші, тому їх використовують для передач, що працюють у напружених умовах.

Шар розтягу (вище корду) виконують з гуми середньої твердості, а шар стиску (нижче корду) – з більш твердої гуми. Паси, призначені для обхвату шківів малих діаметрів, виконують з перемінною площею шару стиску (з зубцями), що збільшує гнучкість паса, існують конструкції пасів з зубцями з обох сторін (вище і нижче корду).

У якості основних критеріїв розрахунку пасових передач звичайно відмічають:

1) тягову спроможність, яку визначає достатнє зусилля тертя між пасом і шківом;

2) довговічність паса, яка в умовах нормальної експлуатації обмежується руйнуванням паса від втоми.

Якщо не буде витримана перша умова, передача почне буксувати; якщо ж не виконується друга умова, то пас буде занадто швидко виходити з ладу.

При проектуванні машин для передач з клиновими і поліклиновими пасами використовується комплексний розрахунок на витривалість та тягову спроможність, причому основним розрахунком є розрахунок на тягову спроможність, а довговічність паса враховують шляхом вибору основних параметрів передачі у відповідності з рекомендаціями, які напрацьовано практикою.

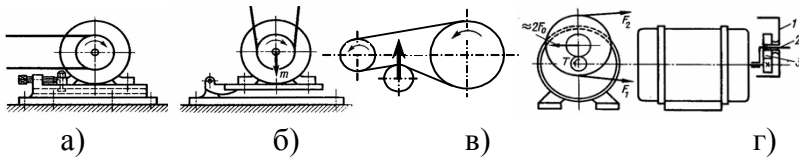


Рисунок 2 – Основні схеми натягу паса

Натяг паса по схемі (а) здійснюється періодично по мірі витягування паса за допомогою гвинта або іншого подібного пристрою, коли двигун можна переміщувати по направляючим.

По схемі (б) натяг паса автоматично підтримується постійним за рахунок сили ваги двигуна і плити масою  $m$ . Постійний натяг забезпечує і пристрій з натяжним ролик, зусилля на якому можна підтримувати за рахунок пружини, важеля з вантажем, тощо. Крім зусилля натягу ролик забезпечує більший кут обхвату.

На практиці більшість передач працюють з перемінним режимом навантаження, а розрахунок виконують по максимальному з можливих навантаженню. Тому в передачах з постійним натягом у періодах недовантажень лишній натяг знижує довговічність і ККД. З цих позицій доцільна конструкція з автоматичним змінням сили натягу в залежності від навантаження (схема г). Шків 1 встановлено на важелі 2, який є одночасно віссю веденого колеса 3 зубчастої передачі. Натяг ( $2F_0$ ) дорівнює коловій силі у зачепленні і змінюється пропорційно моменту навантаження.

Існують також і інші конструкції автоматичних пристроїв натягу, їх головні недоліки – складність конструкції і втрата якості запобігання перевантаженням.

Звичайно напруження від попереднього натягу у поперечному перерізі клинового паса обмежують значенням  $\sigma_0 \leq 1,5$  МПа.

Різко негативно впливають на довговічність паса напруження згину, які в свою чергу, залежать від співвідношення висоти перерізу паса і діаметра шківів, що цим пасом охоплюється. Саме ці напруження в декілька разів перевищують всі інші складові сумарного напруження у пасі. Тому для кожного типорозміру паса існує нормативне значення мінімального діаметра шківів. До речі, у передачах з натяжним роликом у перерізі паса виникають перемінні по знаку напруження згину, що веде до більш інтенсивного його зносу.

Суттєво впливає на довговічність паса число циклів його навантаження (число пробігів паса) – відношення швидкості паса до його довжини. Число пробігів обмежують ( $v \leq 10...20$  с<sup>-1</sup>) тому, що їх значення побічно обмежують мінімальну довжину пасів або міжосьову відстань передачі.

Практика експлуатації дозволила встановити, що при дотриманні прийнятих рекомендацій по вибору основних параметрів передачі середня довговічність пасів складає 2000...3000 годин.

В основу визначення номінальних потужностей, які передають різні типорозміри клинових пасів нормальних перерізів при певних умовах, покладений принцип побудови кривих ковзання.

Як звісно, ковзання спостерігається при будь-якому навантаженні передачі, але ступінь навантаження визначає два види цього явища: *пружне ковзання і буксування*.

Робота пружного паса зв'язана з пружним ковзанням його по шківів. Неминучість пружного ковзання при роботі передачі виходить з того, що натяг, а отже і відносне подовження ведучої та веденої гілки паса різні. При обігу пасом ведучого шківів натяг його падає, пас скорочується і ковзає по шківів. На

веденому шківі пас подовжується і опереджає шків. Ковзання відбувається не по всій дузі обхвату ( $\alpha$ ), а по деякій частині цієї дуги, яку називають дугою ковзання. Дуга ковзання розташовується зі сторони збігання паса з шківів. З сторони набігання паса знаходиться дуга покою, тобто дуга постійного зчеплення паса з шківом. На холостому ході пружне ковзання і дуга ковзання дорівнюють нулю.

По мірі росту навантаження росте дуга ковзання; коли її значення досягає дуги обхвату, починається буксування передачі. Математично значення пружного ковзання можна описати вираженнями:

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} 100\% \quad \text{або} \quad \varepsilon = \left(1 - \frac{n_2}{n_1}\right) 100\%,$$

де  $V_1, V_2$  - швидкості ведучого і веденого шківів;

$n_1, n_2$  - частоти обертання ведучого і веденого шківів.

Роботоздатність клинопасової передачі прийнято характеризувати кривими ковзання і ККД (рис. 3).

Такі криві будуються по результатах випробувань пасів різноманітних типів і матеріалів. Навантаження по осі абсцис враховується коефіцієнтом тяги  $\varphi = F_t / (2F_0) = \sigma_t / (2\sigma_0)$ .

Коефіцієнт тяги дозволяє оцінити, яка частина попереднього натягу ( $F_0$ ) використовується корисно для передачі навантаження ( $F_t$ ), тобто характеризує ступінь завантаженості передачі. Доцільність застосування у якості навантаження передачі безрозмірного коефіцієнта пояснюється тим, що ковзання і ККД зв'язані зі ступенем завантаженості, а не з абсолютним значенням навантаження.

На початковій ділянці кривої ковзання від  $\theta$  до  $\varphi_0$  спостерігається тільки пружне ковзання і графік має прямолінійний характер, подальше збільшення навантаження приводить до часткового, а потім і до повного буксування. Робоче навантаження рекомендують вибирати поблизу до критичного значення  $\varphi_0$ , зліва від нього. Роботу у зоні часткового буксування допускають тільки під час короткочасних перевантажень, наприклад при пуску. В цій зоні

ККД різко знижується внаслідок збільшення втрат на ковзання і пас швидко зношується.

Відношення  $\varphi_{max} / \varphi_0$  для клинових пасів складає 1,5...1,6.

На основі побудови кривих ковзання при випробуваннях пасів на типових стендах та при певних умовах складені таблиці ГОСТ 1284.3-80 і за допомогою цих таблиць визначають номінальну потужність, яку передає один пас. Потужність, яку передає цей же пас у реальних умовах, вичислюється за допомогою коефіцієнтів корекції.

#### **4 Оснащення робочого місця**

- ГОСТ 1284.1-84, ГОСТ 1284.3-80 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля. Расчет передач и передаваемые мощности;

- клинопасава передача (зразок макетний);
- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

#### **5 Методика проведення роботи**

Розрахунок клинопасової передачі з використанням програми КОМПАС-SHAFT-2D.

Створюємо новий документ і зберігаємо його під ім'ям «Шків».

Відкриваємо доданки «Расчеты механических передач» у КОМПАС-SHAFT-2D, вибираємо «Клиноременная передача».

Натискаємо кнопку «Запуск расчета» і обираємо «Пректный расчет». У новому підменю заповнюємо відповідні чарунки (рис. 4) за вихідними даними.

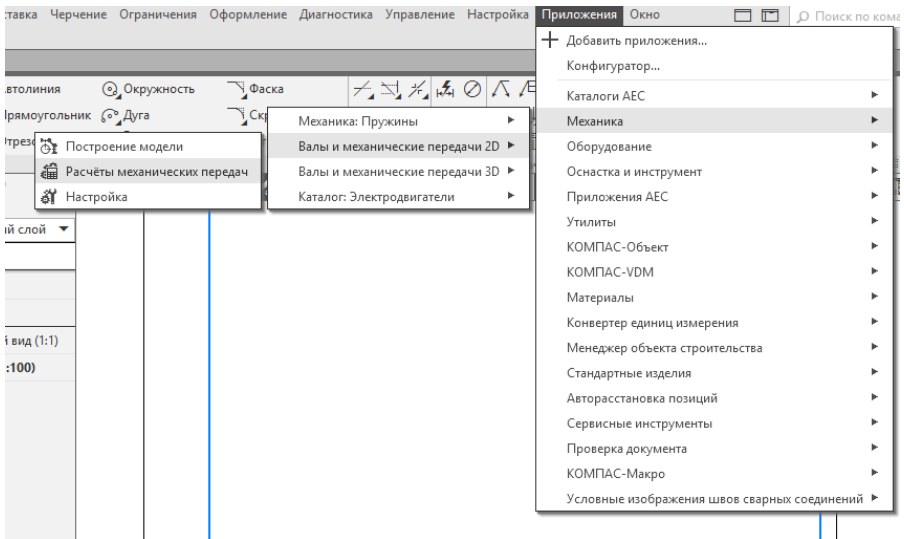


Рисунок 3 – Початок розрахунку пасової передачі

Вихідні дані для розрахунку в програмі КОМПАС-GEARS клинопасової передачі:

- попереднє передаточне відношення 2;
- попередня міжосьова відстань 200 мм;
- потужність 0,5 кВт,
- частота обертання шківів 1000 об/хв.;
- коефіцієнт динамічності навантаження 2;
- кількість пасів 2;
- тип паса - корд. тканинний.

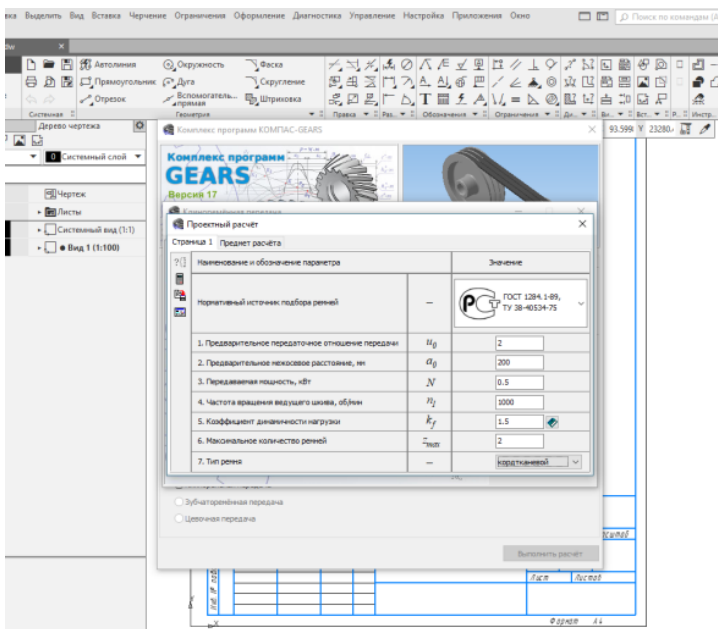


Рисунок 4 – Проектний розрахунок пасової передачі

Після цього натиснути кнопку «Расчет». У вікні «Подобранные передачи» з'явиться перелік варіантів розрахунку, з якого потрібно обрати той, що відповідає результатам, які наведені у прикладі розрахунку пасової передачі.

Передачу в процесі розрахунку вибрати на свій розсуд.

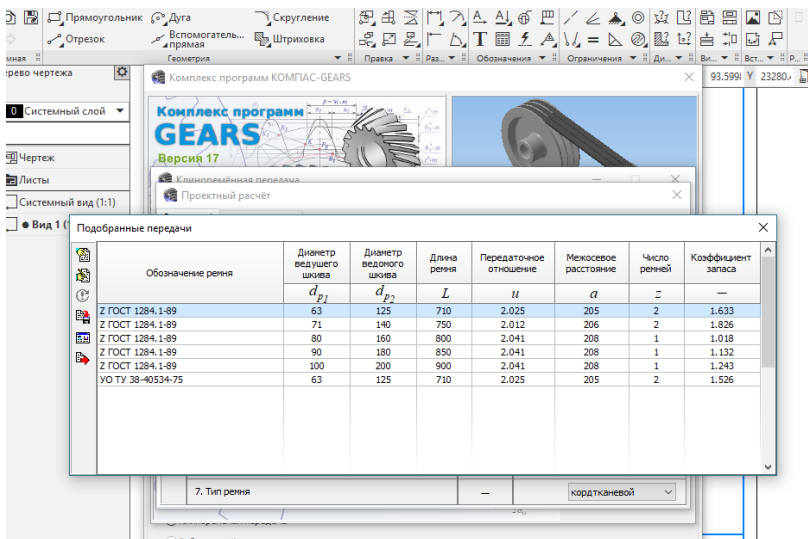


Рисунок 5 – Вибір варіанта розрахунку пасової передачі

Натискаємо на кнопку «Закончить расчеты». У випадяючому меню натискаємо кнопку «Новая модель», а в новому підменю «Выбор типа отрисовки» обираємо «В разрезе».

Лівую клавішею «миші» клацаємо на полі формату креслення. При цьому знову відкривається меню КОМПАС-SHAFT-2D, де у верхньому вікні «Внешний контур» з'являється дерево побудови моделі. Натискаємо на кнопку «Валы и механические передачи» і обираємо у випадяючому меню – «Клиноременный шкив».

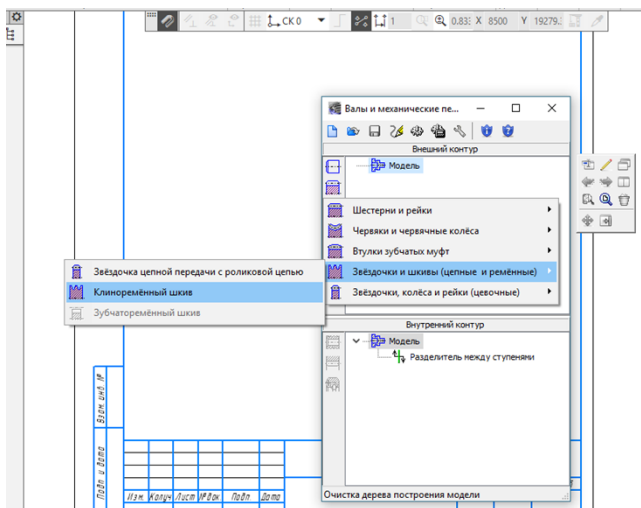


Рисунок 6 – Створення креслення шківа

У вікні «Выбор объекта построения» вмикаємо «Шкив ведомый» та «ОК». З'являється вікно з параметрами розрахованого шківа.

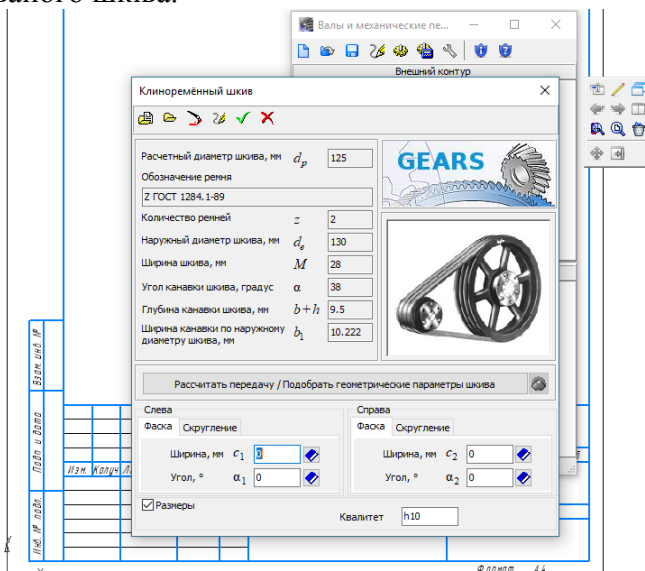


Рисунок 7 – Побудова шківа пасової передачі

У вікні «Шкив клиноременной передачи» активуємо чарунок «Размеры», задаємо параметри контуру шківа.



діаметрах ведучих шківів вони мають передаточні відношення  $U = 1,6$  та  $U = 3,4$  ?

5 Як знаходяться основні геометричні параметри пасової передачі?

6 Як вибрати переріз клинового паса та необхідну кількість клинових пасів?

7 Матеріали для виготовлення шківів пасових передач.

8 Конструкції шківів пасових передач.

9 Розрахунок основних параметрів шківів з використанням програми КОМПАС.

10 Правила створення робочого креслення шківа.

## **8 Тестові завдання**

**1 Корд у клиновому пасі призначений для:**

- сприйняття сил, що передаються;
- зменшення подовжньої жорсткості паса;
- захисту паса від розшаровування;
- амортизації коливань при пуску.

**2 Чим відрізняються клинові паси, що позначаються буквами "А" і "Б"?**

- геометричними розмірами перетину;
- конструкцією корда;
- розміром кута клина паса;
- довжиною.

**3 Зі збільшенням корисного навантаження, відцентрові сили в пасі:**

- не зміняться;                      – зменшаться;
- збільшаться;                      – зменшаться незначно.

**4 Зі збільшенням передаточного відношення пасової передачі кут обхвату на малому шківі:**

- зменшиться;                      – збільшиться;
- не зміниться;                      – збільшиться незначно.

**5 У раціональній конструкції клинового паса корд розташовується:**

- нижче центра ваги перетину паса;
- вище центра ваги перетину паса;
- по лінії геометричного центра паса;
- по лінії, що проходить через центр ваги перетину.

**6 У якого з приведених клинових пасів площа перетину більша?**

- типу В;            – типу О;            – типу А;            – типу Б.

**7 На що вказує буква "Т" у позначенні клинового паса: А-1400Т?**

- конструкцію корду (тканинний);
- призначення паса (тяговий);
- твердість матеріалу паса (твердий);
- матеріал паса (текстиль).

**8 Чому дорівнює кут обхвату на ведучому шківі при передаточному відношенні пасової передачі  $i = 1$ ?**

- $120^\circ$ ;            –  $180^\circ$ ;            –  $90^\circ$ ;            –  $30^\circ$ .

**9 Який із приведених перерізів клинових пасів має змогу працювати з більшою швидкістю?**

- В-1500Ш;            – Г-2500Ш;            – Д-1500Ш;            – А-1400Ш.

**10 Який з приведених виразів можна віднести до переваг пасових передач (у порівнянні з ланцюговими)?**

- плавність руху;            – висока точність установки валів;
- високий ККД;            – відсутність прослизання.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

**Мета роботи:** Вивчити конструкції ланцюгових передач. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику ланцюгових передач.

#### 1 Порядок виконання роботи

- розглянути види, матеріали та конструкції ланцюгів і зірочок найбільш поширених видів ланцюгових передач;
- ознайомитись з конструкціями ланцюгових передач;
- виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику ланцюгових передач;
- скласти кінематичну схему ланцюгової передачі;
- зробити ескіз ланцюга;
- визначити основні параметри елементів ланцюга та записати його позначення по ГОСТ 13568-97 у таблицю;
- зробити висновки по роботі: порівняти виміряні та табличні значення параметрів елементів ланцюга, пояснити можливі причини їх розбіжності.
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### 2 Завдання для самопідготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання ланцюгових передач, ознайомитись з класифікацією, конструкціями, методами натягу ланцюгів. Вияснити, чим викликана нерівномірність руху приводних ланцюгів і чому вона зростає із збільшенням кроку.

#### 3 Короткі теоретичні відомості

Ланцюгову передачу відносять до передач зачепленням із гнучким зв'язком. Рух передає шарнірний ланцюг 1, який охоплює ведучу 2 і ведену 3 зірочки (рис. 1).

Ланцюгові передачі застосовують у верстатах, мотоциклах, велосипедах, промислових роботах, буровому устаткуванні, будівельно-дорожніх, сільськогосподарських,

поліграфічних і ін. машинах для передачі руху між паралельними валами на значні відстані, коли застосування зубчастих передач недоцільне, а пасових неможливе.

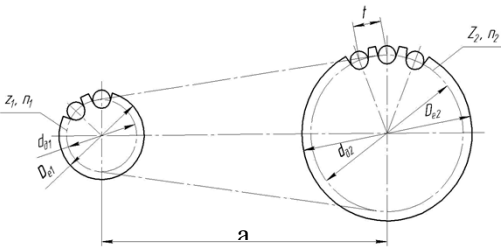


Рисунок 1 – Ланцюгова передача

Найбільше застосування одержали ланцюгові передачі потужністю до 120 кВт при колових швидкостях до 15 м/с.

Приводний ланцюг – головний елемент ланцюгової передачі - складається зі сполучених шарнірами окремих ланок. Крім приводних бувають тягові і вантажні ланцюги, які в курсі "Інженерна механіка (Деталі машин)" не розглядаються.

Основні типи стандартизованих приводних ланцюгів: **роликові, втулкові зубчасті.**

Роликові приводні ланцюги. Складаються з двох рядів зовнішніх 1 і внутрішніх 2 пластин (рис. 2). У зовнішні пластини запресовані осі 3, пропущені через втулки 4, які, у свою чергу, запресовані у внутрішні пластини. На втулки попередньо надягнені загартовані ролики, що вільно обертаються 5. Кінці осей після складання розклепують з утворенням голівок. При відносному повороті ланок вісь прокручується у втулці, створюючи шарнір ковзання.

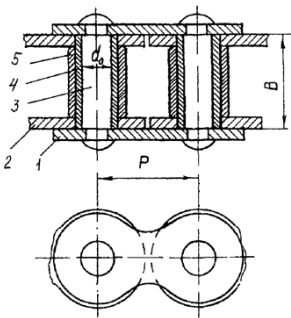


Рисунок 2 – Роликовий приводний ланцюг

Зачеплення ланцюга з зірочкою відбувається через ролик, який повертається на втулці і перекочується по зубу зірочки.

Конструкція дозволяє вирівняти тиск зуба на втулку і зменшити зношування, як втулки, так і зуба. Пластини обкреслено контуром, що забезпечує рівну міцність пластини у всіх перетинах.

**Крок Р ланцюга** є основним параметром ланцюгової передачі. Чим більше крок, тим вища навантажувальна спроможність ланцюга. Ділильне коло зірочок проходить через центри шарнірів ланцюга.

**Втулкові приводні ланцюги** по конструкції подібні роликівим, але не мають роликів, що здешевлює ланцюг, зменшує його масу, але істотно збільшує знос як втулок ланцюга, так і зубів зірочок. ***Втулкові ланцюги застосовують у невідповідальних передачах при  $V < 1$  м/с.***

#### **4 Оснащення робочого місця лабораторної роботи**

- Держстандарти на ланцюги: Ланцюги приводні роликіві і втулкові ГОСТ 13568 – 75, Зубчатий ланцюг з шарнірами кочення ГОСТ 13552-68, Приводні роликіві і втулкові ланцюги ГОСТ 13569 – 75;

- ланцюгова передача (зразок макетний);
- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- файли з моделями ланцюгової передачі;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

#### **5 Методика проведення роботи**

Дати опис конструкції ланцюгової передачі. Скласти кінематичну схему ланцюгової передачі (рис. 3).

Відкрити файли з моделлю ланцюгової передачі. Візуально визначити тип ланцюга, рядність. Виміряти крок ланцюга  $t$ , мм, та попередню міжосьову відстань.

Виміряти діаметр ролика  $d_1$ , мм, та відстань між внутрішніми пластинами  $B$ , мм.

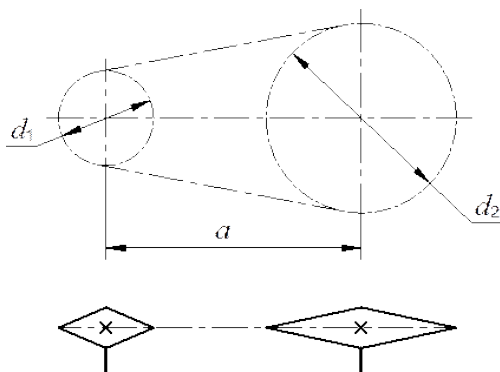


Рисунок 3– Кінематична схема ланцюгової передачі

Визначити передаточне число передачі. Визначити основні параметри ланцюга за ГОСТ 13568-97.

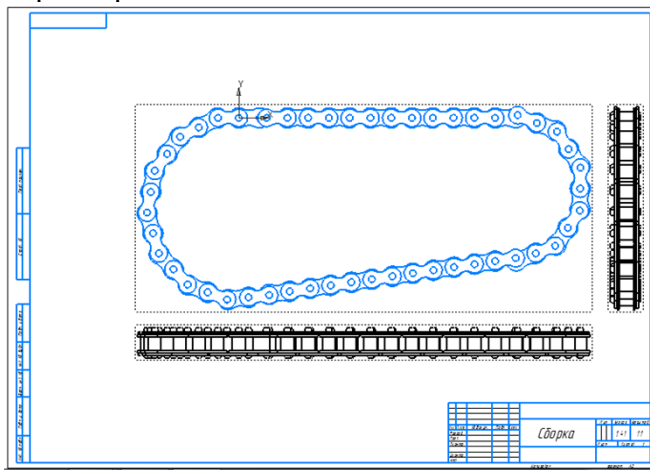


Рисунок 4–Модель ланцюгової передачі

Виконати проектний розрахунок ланцюгової передачі.

Натискаємо кнопку «Запуск расчета» і обираємо «Пректний расчет». У новому підменю заповнюємо відповідні чарунки (рис. 5) за вихідними даними.

Вихідні дані для розрахунку в програмі КОМПАС-GEARS ланцюгової передачі (рис. 5):

- передаточне відношення, 1,4;
- попереднє число зубів ведучої зірочки, 25;
- попередня міжосьова відстань, 260 мм;

- потужність, 0,5 кВт,
- частота обертання ведучої зірочки, 100 об/хв.;
- строк служби передачі, 10000 год.;
- коефіцієнт ударності роботи, 1,4.

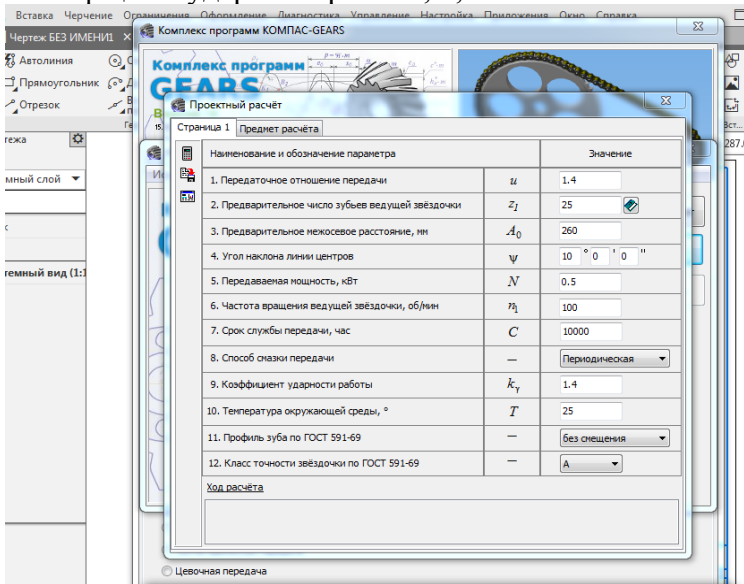


Рисунок 5—Розрахунок ланцюгової передачі

Вибрати відповідний варіант розрахунку ланцюгової передачі (рис. 6).

Натискаємо на кнопку «Закончить расчеты». У випадяючому меню натискаємо кнопку «Новая модель», а в новому підменю «Выбор типа отрисовки» обираємо «В разрезе».

Лівую клавішею «миші» клацаємо на полі формату креслення. При цьому знову відкривається меню КОМПАС-SHAFT-2D, де у верхньому вікні «Внешний контур» з'являється дерево побудови моделі.

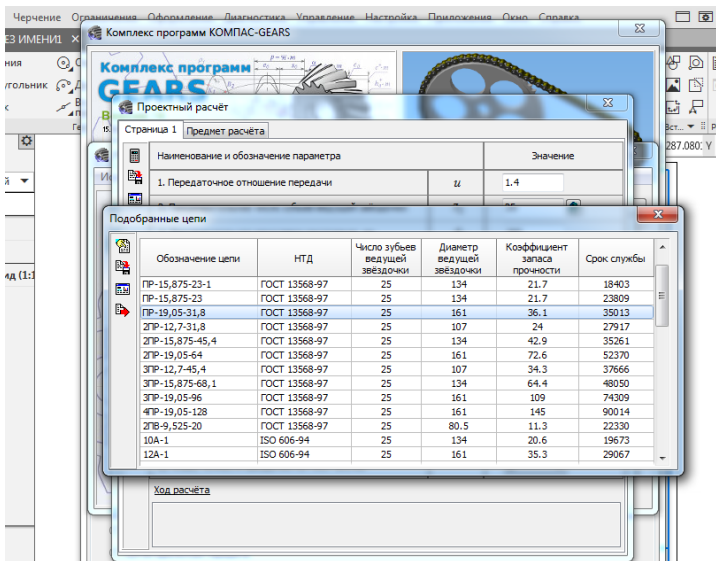


Рисунок 6 – Вибір варіанта ланцюгової передачі

Натискаємо на кнопку «Валы и механические передачи» і обираємо у випадаючому меню – «Звездочка цепной передачи с роликовой цепью».

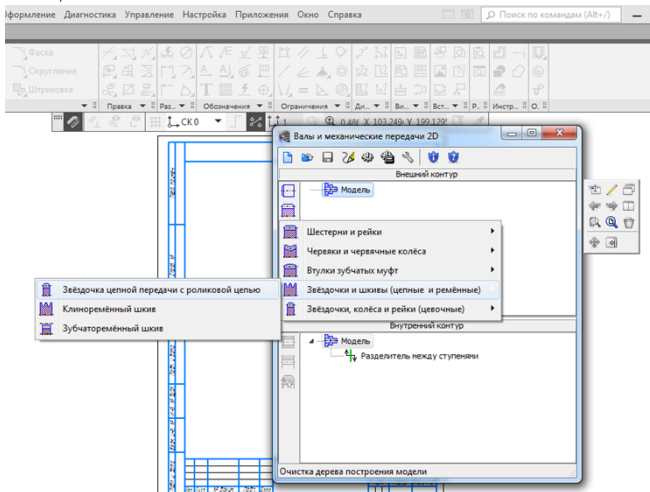


Рисунок 7 – Створення креслення зірочки

У вікні «Выбор объекта построения» вмикаємо «Звездочка ведомая» та «ОК». З'являється вікно з параметрами розрахованої зірочки (рис. 8).

Задаємо параметри контуру зірочки. Далі формуємо отвір під вал  $\varnothing 35$  мм довжиною 40 мм з фаскою  $2 \times 45^\circ$ .

У розділі обираємої задаємо параметри шпонкового отвору.

Виконати робоче креслення зірочки. Проставити розміри, допуски форми і взаємного розташування, вимоги до шорсткості поверхонь. Заповнити технічні вимоги. Заповнити основний надпис.

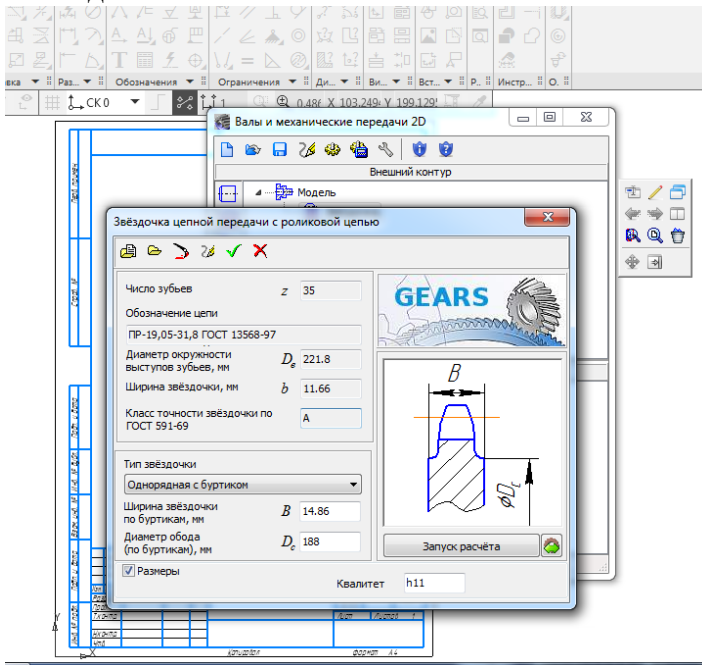


Рисунок 8 – Побудова веденої зірочки  
Отримані розрахункові дані занести в таблицю 1.

## 6 Вимоги безпеки

Під час проведення роботи додержуватись правил загальної інструкції з охорони праці, наведеної у розділі „Загальні вимоги безпеки“.

Таблиця 1 –Параметри ланцюгової передачі

Параметр	Позначення	Спосіб визначення	Значення
Тип ланцюга		візуально	
Число зубів ведучої зірочки	$z_1$	підрахунок	
Число зубів веденої зірочки	$z_2$	підрахунок	
Передаточне число	$u$	$u = z_2 / z_1$	
Міжосьова відстань, мм	$a$	вимір	
Число ланок ланцюга	$L_t$	підрахунок	
Крок ланцюга, мм	$t$	вимір	
		ГОСТ 13568-97	
Діаметр ролика, мм	$d_1$	вимір	
		ГОСТ 13568-97	
Відстань між внутрішніми пластинами, мм	$B$	вимір	
		ГОСТ 13568-97	
Діаметр ділильного кола, мм	$d_d$	$d_d = t / \sin (180^\circ/z)$	
Діаметр кола виступів, мм	$D_e$	$D_e = t (k + \operatorname{ctg} (180^\circ/z))$	
$k = 0,58$ при $z \leq 11$ ; $k = 0,56$ при $z \leq 17$ ; $k = 0,53$ при $z \leq 35$ ; $k = 0,50$ при $z > 35$			
Радіус западин, мм	$r$	$r = 0,5025d_1 + 0,05$	
Діаметр кола западин, мм	$D_i$	$D_i = d_d - 2r$	
Руйнуюче навантаження, Н	$Q$	ГОСТ 13568-97	
Маса 1 м ланцюга, кг	$q$	ГОСТ 13568-97	

## 7 Контрольні питання

1 Класифікація, конструктивні особливості і матеріали ланцюгових передач.

2 Основні геометричні та кінематичні характеристики ланцюгової передачі, їх співвідношення.

3 Яка конструкція роликового і втулкового ланцюга?

4 У яких випадках застосовують багаторядні роликові ланцюги?

5 Чому при високих швидкостях рекомендують ланцюги з малим кроком?

6 Чим викликана нерівномірність руху приводних ланцюгів і чому вона зростає зі збільшенням кроку?

7 Чим обумовлені обмеження мінімального числа зубів малої зірочки і максимального числа зубів великої зірочки?

8 Чому при визначенні довжини ланцюга рекомендують приймати парне число ланок?

9 Чим викликана необхідність у застосуванні натяжних пристроїв у ланцюгових передачах?

10 Що є основним критерієм працездатності ланцюгових передач?

## **8 Тестові завдання**

**1 Який з приведених виразів можна віднести до переваг ланцюгових передач (у порівнянні з пасовими)?**

- відсутність прослизання;
- плавність руху ланцюга;
- висока точність установки валів;
- не вимагають змащення.

**2 Яку передачу застосовують для передачі руху на значну відстань?**

- ланцюгову;    – циліндричну;    – конічну;    – черв'ячну.

**3 Яка група ланцюгів вивчається в курсі «Інженерна механіка (Деталі машин)»?**

- приводні;    – вантажні;    – тягові;    – електричні.

**4 Що показує число 15,875 в умовному позначенні ланцюга ПР-15,875-2270?**

- крок ланцюга;    – діаметр ролика;
- діаметр валика;    – ширину пластини.

**5 Що показують літери "ПР" в умовному позначенні ланцюга ПР-15,875-2270?**

- приводний роликівий;                      – приводний рознімний;
- приводний радіальний;                      – приводний рівноміцний.

**6 Які матеріали використовують для деталей шарнірів приводних ланцюгів (валики, втулки, ролики)?**

- середньовуглецеві сталі;                      – пружинні сталі;
- чавун ковкий;                                      – кольорові метали.

**7 Що є основною причиною втрати працездатності ланцюгової передачі?**

- знос шарнірів ланцюга;
- розтяг пластин ланцюга;
- руйнування роликів від втоми;
- згин роликів.

**8 Що являється основною характеристикою ланцюга, по якій розраховують ланцюгову передачу?**

- крок ланцюга;                                      – діаметр ролика;
- діаметр валикаі;                                      – пластини.

**9 На що вказує число 2270 в умовному позначенні ланцюга ПР-15,875-2270?**

- руйнівне навантаження;                      – проекцію площі шарніра;
- масу 1м ланцюга;                                      – довжину ланцюга.

**10 Який з наведених параметрів безпосередньо впливає на довговічність (за умовою зносу) ланцюга?**

- тиск у шарнірах;
- міжосьова відстань;
- число зубів малої зірочки;
- число зубів великої зірочки.

# ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

## РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ВАЛІВ

**Мета роботи:** Вивчення типових конструкцій валів редукторів та їх елементів, визначення несучої здатності вала і запасу його втомної міцності з використанням методів комп'ютерного проектування.

### 1 Порядок виконання роботи

- дати формулювання поняття «вал», «вісь»;
- ознайомитись з конструкціями валів;
- ознайомитись з конструкціями елементів валів та осей;
- побудувати робоче креслення валаз використанням методів комп'ютерного проектування;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

### 2 Завдання для самопідготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання валів редукторів та їх елементів. Ознайомитись з методами конструювання валів та осей.

### 3 Короткі теоретичні відомості

Вал має форму ступінчастого тіла обертання (рис. 1). Кожна ступень його поверхні виконує певні функції. Вхідні (вихідні) вали редукторів звичайномають наступні елементи:

- хвостовик 1 використовується для монтажу півмуфти, шківів, зубчастого колеса, зірочки або інших деталей, через які вал сприймає обертовий момент. Кріплення деталей, що змонтовані на хвостовику вала, може виконуватись за допомогою шпонкового, шліцьового (рідко – штифтового) з'єднання або посадки з натягом. Хвостовик може мати якциліндричну, так і конічну форму;

- ділянка 2 контактує з манжетним ущільненням і характеризується малою шорсткістю поверхні для зменшення зносу вала і ущільнення;
- шипи 3 і 7 використовуються для монтажу підшипників;
- зубчастий вінець шестірні 5, що виготовлений разом з валом, використовується для передачі обертального моменту з вала на колесо;
- вільні ділянки 4 та 6 забезпечують необхідні відстані між змонтованими на валі деталями та елементами корпусу.

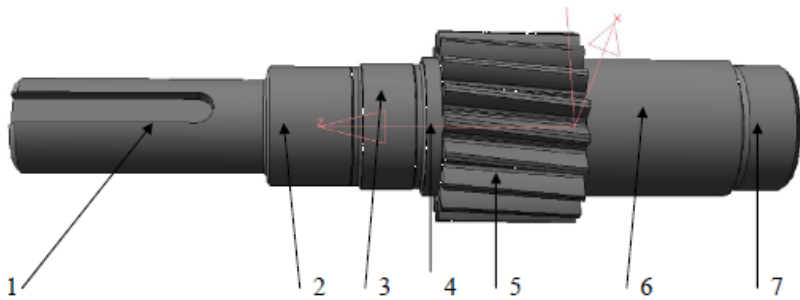


Рисунок 1 – Зовнішній вигляд вал-шестірні з позначенням функціональних поверхонь

Конструктивні елементи валів та осей представлено на рисунку 2.

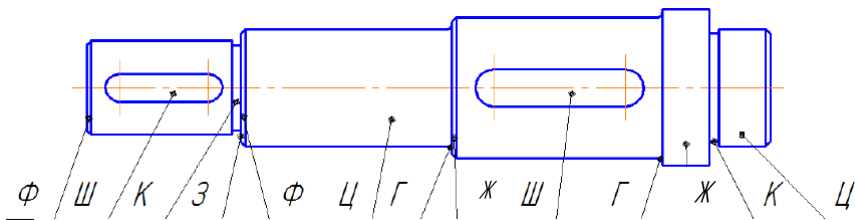


Рисунок 2 – Конструктивні елементи валів та осей

Означення конструктивних елементів валів та осей:

– цапфа (Ц) – ділянка вала (осі), якою він опирається на підшипник;

– заплечик (З) – перехідна торцева поверхня від одного перерізу вала (осі) до іншого, призначена для упору деталей, встановлених на валі або осі;

– буртик (Б) – кільцеві потовщення вала (осі), що становлять одне ціле з валом (віссю);

– канавка (К) – поглиблення на поверхні меншого діаметра між сусідніми ступенями валів: призначена для щільного прилягання посадочної деталі до заплечиків (буртика), виходу шліфувального круга, у випадку оброблення поверхні меншого діаметра, виходу різценоарізного інструмента. Ці канавки підвищують концентрацію напружень;

– жолобник (Ж) – криволінійна поверхня плавного переходу від меншого діаметра перерізу вала (осі) до плоскої частини заплечика або буртика.

– фаска (Ф) – скошена частина бічної поверхні вала (осі) біля торця вала (осі), заплечика або буртика. Служить для полегшення складання та запобігання травмуванню людей. Радіуси заокруглень жолобників і розміри фасок приймають за ГОСТ 12080-66 залежно від діаметра вала;

– шпонковий паз (Ш) – поглиблення в валах для установки шпонок. Виконують на ділянках кріплення деталей, що передають обертальний момент. Розміри пазів шпонок приймають за ГОСТ 23360-78.

#### **4 Оснащення робочого місця**

- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

#### **5 Методика проведення роботи**

Побудувати 3D модель тихохідного вала редуктора, отримати його робоче креслення, підібрати підшипники кочення, манжету та муфту враховуючи наступні вихідні дані:

Циліндричне колесо

косозубе

Шпонки

призматичні

Лінійні розміри, мм:  $a = 140$ ;  $b = 125$ ;  $c = 10$ ;  $d = 45$ ;  $h = 80$ .

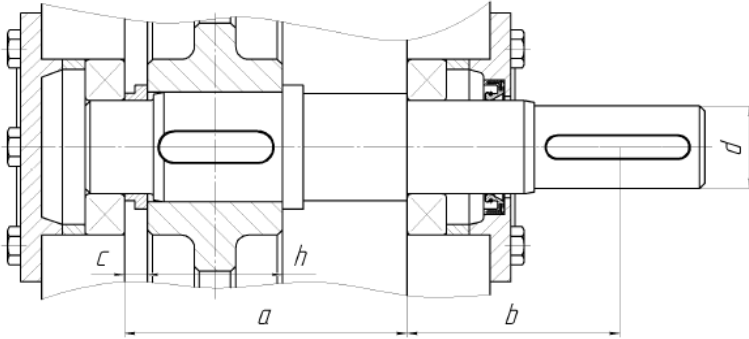


Рисунок 3 – Модель тихохідного вала редуктора

КОМПАС-3D дозволяє створити вал і вал-шестірню декількома способами. Можна накреслити використовуючи графічні примітиви і просторове мислення, а можна створити деталь. Так само, за допомогою Прикладних бібліотек зробити майже те ж саме, креслення і модель.

Для створення креслення вала або шестірні в документі креслення треба запустити «Валы и механические передачи 2D», в розділі «Механика» вкладення «Приложения» головного меню (рис. 4).

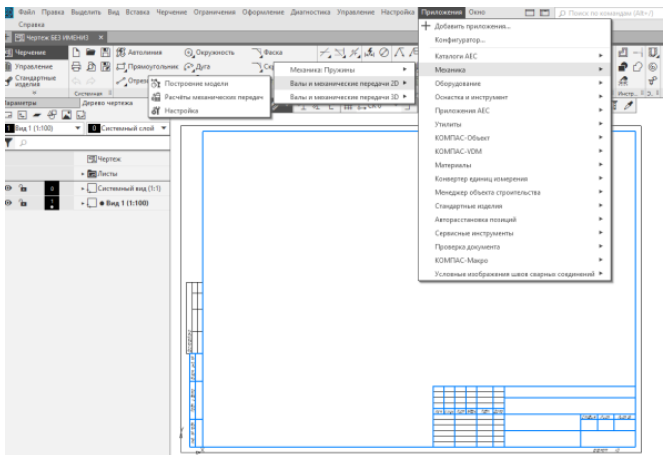


Рисунок 4 – Підключення бібліотеки «Валы и механические передачи 2D»

Активувавши побудову моделі і вибравши тип відтворення (рис. 5), варто вказати точку початку.

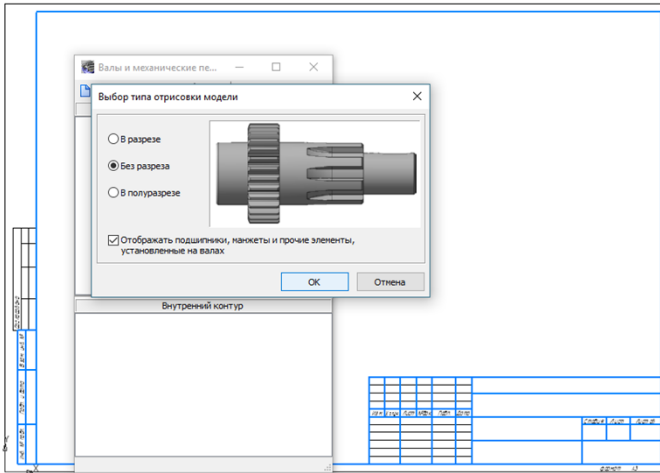


Рисунок 5 – Створення нової моделі і вибір типу відтворення

На наступному етапі треба вибрати потрібну ступень. Вказати її розміри, параметри зліва і справа (рис. 6). Побудувати всі ступені вала.

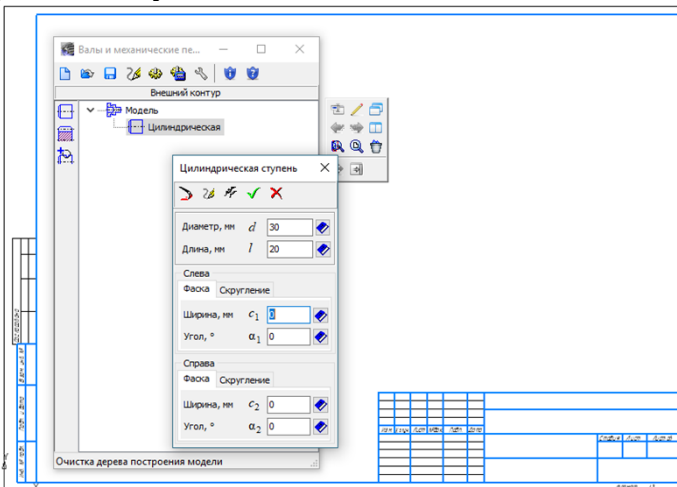


Рисунок 6 – Створення циліндричної ступені

На валі побудувати конструктивні елементи кожної ступені – фаски, жолобники, отвори під шпонки (рис. 7). Побудувати виносні елементи.

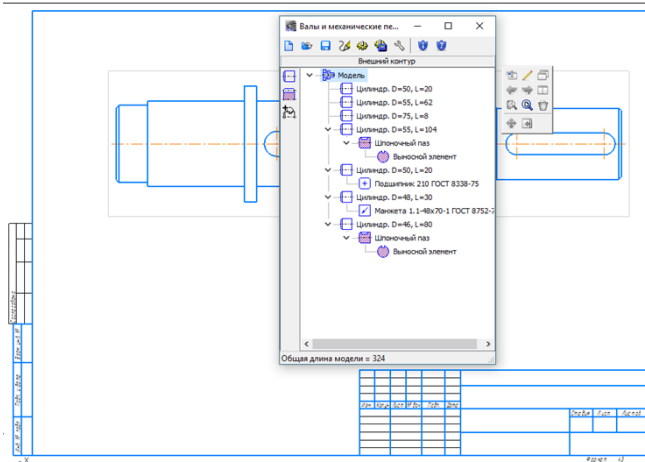


Рисунок 7 – Побудова конструктивних елементів вала

Виконати робоче креслення вала. Проставити розміри, допуски форми і взаємного розташування, вимоги до шорсткості поверхонь. Заповнити технічні вимоги. Заповнити основний надпис.

## 6 Вимоги безпеки

Під час проведення роботи додержуватись правил загальної інструкції з охорони праці, наведених у розділі „Загальні вимоги безпеки“.

## 7 Контрольні запитання

- 1 Назвіть основні типи вихідних кінців валів.
- 2 Назвати принципову відмінність вала від осі.
- 3 Як можна пояснити поняття небезпечного перерізу вала?
- 4 В якому випадку шестірня виготовляється сумісно з валом?
- 5 На які напруження (вигину чи зрізу) розраховані вихідні кінці валів?



**5 Продовжте формулювання поняття "ВАЛ РЕДУКТОРА": "Деталь редуктора, яка служить для ...**

- передачі обертаючого моменту і підтримки деталей передач;
- передачі обертаючого моменту;
- підтримки деталей передач;
- зміни частоти обертання.

**6 Вкажіть послідовність проведення розрахунків на міцність при конструюванні валів редуктора**

- наближений, орієнтовний, уточнений;
- орієнтовний, уточнений, наближений;
- уточнений, наближений, орієнтовний;
- орієнтовний, наближений, уточнений.

**7 З якою метою одну з опор довгого вала виконують „плаваючою“?**

- для компенсації неточного монтажу елементів передач на валі;
- для компенсації теплових подовжень вала;
- для компенсації переміщення вала від дії осьових зусиль;
- для компенсації переміщення вала від дії радіальних зусиль.

**8 Яку назву мають опорні частини валів і осей?**

- цапфи; - підшипники; - муфти; - шпонки.

**9 Яку назву має проміжна частина вала або осі?**

- підшипник; - шип; - п'ята; - шийка.

**10 Призначення шпонкового паза на валі**

- місце для змащення деталей на валі;
- являється посадковим місцем для встановлення колеса;
- являється перехідною ділянкою;
- являється посадковим місцем для встановлення підшипника.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

**Мета роботи:** Ознайомлення з класифікацією підшипників кочення. Вивчення конструкцій і методики розрахунку підшипників кочення з використанням методів комп'ютерного проектування.

#### 1 Порядок виконання роботи

- провести заміри та огляд набору підшипників, встановити тип і класифікаційний номер кожного з них;
- скласти компоувальну схему розташування підшипників на валі;
- навести характеристику підшипників;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

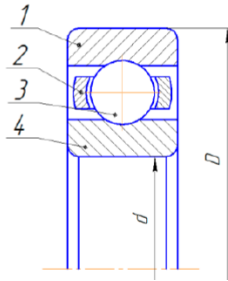
#### 2 Завдання для самопідготовки

Під час підготовки до роботи ознайомитись з класифікацією підшипників кочення, системою умовних позначень, матеріалами, методами механічної і термічної обробки. З'ясувати основні критерії роботоздатності і розрахунку підшипників.

#### 3 Основні теоретичні положення

Підшипники кочення – це стандартизовані складові одиниці, які мають у своєму складі тіла кочення (кульки або ролики) і працюють на основі ефекту тертя кочення.

Підшипники кочення, як правило, складаються з деталей: зовнішнього та внутрішнього кілець з доріжками кочення, тіл кочення (кульок або роликів), сепараторів, які розділяють і направляють тіла кочення.



1 – зовнішнє кільце; 2 – сепаратор; 3 – тіло кочення;  
4 – внутрішнє кільце з доріжками кочення.

Рисунок 1 – Конструкція підшипника кочення

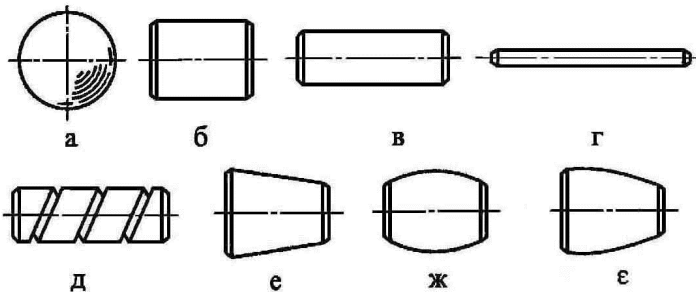
Існують конструкції підшипників у яких відсутні одне або обидва кільця, деякі підшипники не мають сепараторів.

Згідно з ГОСТ 3395-75 підшипники кочення розділяють:

1) по напрямку сприйняття навантаження на:

- радіальні, які сприймають радіальне навантаження;
- радіально-упорні, які здатні сприймати радіальне та осьове навантаження;
- упорно-радіальні, які сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження;
- упорні, які сприймають тільки осьове навантаження;

2) по формі тіл кочення на: кулькові та роликові (рис. 2);



а – кулька; б, в, г, д, е, ж, з – ролик; б – циліндричний короткий; в – циліндричний довгий; г – голчастий;  
д – витий; е – конічний; ж, з – бочкоподібний

Рисунок 2 – Форма тіл кочення підшипників

3) за кількістю рядів тіл кочення: одно-, дво-, та чотирирядні;

4) за здатністю компенсувати перекоси вала: на самоустановні (допускають перекоси до  $2...3^\circ$  та не самоустановні;

5) за розмірами: по серіях діаметра (надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) та по серіях ширини (особливо вузька, вузька, нормальна широка, особливо широка).

Класифікація підшипників кочення за основними групами і типами:

**Кулькові однорядні радіальні** типу 0000 призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати і осьові навантаження в обох напрямках, до 70 % невикористаного радіального навантаження. Ці підшипники забезпечують осьову фіксацію валів в межах осьового зазора та задовільно працюють при перекосах кілець на кут не більш  $8'$ . У порівнянні з іншими вони допускають найбільшу частоту обертання валів. Сепаратори переважно штамповані, але в деяких підшипниках, для роботи в особливих умовах (велика частота обертання), застосовують масивні сепаратори з антифрикційних матеріалів: бронзи, текстоліту та ін.

**Область застосування** – жорсткі двоопорні вали, прогин яких не викликає надмірного кутового зміщення осі вала відносно осі посадочного отвору, вали з відстанню між опорами  $L \leq 10d$ .

**Кулькові радіальні дворядні сферичні** типу 1000 призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати і осьові навантаження, в обох напрямках до 20 % невикористаного допустимого радіального навантаження. Доріжка кочення на зовнішньому кільці сферична, це забезпечує нормальну роботу підшипника при значному перекосі (до  $2...3^\circ$ ) внутрішнього кільця відносно зовнішнього. Підшипники типу 11000 мають конічний отвір (конусність 1:12), укомплектовані закріплювальною втулкою з гайкою і призначені для встановлення на гладких циліндричних валах у будь якому місці.

**Область застосування** – багатоопорні вали трансмісійного типу, двоопорні вали, що мають під час роботи прогини, вали в конструкціях, де технологічно неможливо забезпечити строгу співвісність посадочних гнізд (при монтажі підшипників в окремо розташованих корпусах на рамах з незначною жорсткістю та ін.).

**Роликові радіальні з короткими циліндричними роликами** типу 2000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Вони мають значно більшу навантажувальну здатність, ніж рівногабаритні радіальні кулькові підшипники, але допускають меншу частоту обертання. Ці підшипники дуже чутливі до перекосів так як при цьому виникає концентрація напружень по краю роликів.

**Область застосування** – жорсткі короткі двоопорні вали.

**Роликові радіальні сферичні** типу 3000 призначені в основному для сприйняття радіальних навантажень, але спроможні сприймати осьове навантаження, діюче в обох напрямках і не перевищує 25 % невикористаного допустимого радіального навантаження.

Можуть працювати при чистому осьовому навантаженні, але у цьому випадку працює один ряд роликів. Підшипники мають два ряди бочкоподібних роликів. Допускають перекоп кілець 2...3 °.

**Область застосування** – важко навантажені багатоопорні вали, які мають значні прогини, вали, які мають консольне навантаження в конструкціях, де технологічно неможливо забезпечити строгу співвісність посадочних гнізд.

**Роликові радіальні з довгими циліндричними роликами або голчасті** типу 4000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Мають значно менші радіальні розміри, ніж інші типи підшипників. Монтаж зовнішнього та внутрішнього кілець з комплектом голок, як правило, виконується окремо один від одного. Перекоп кілець не допускається. Підшипники з сепараторами допускають більшу частоту обертання, але мають меншу навантажувальну спроможність з-за меншої кількості голок.

**Область застосування** – опори, розміри яких мають обмеження в радіальному напрямку. Найчастіше ці підшипники застосовуються для роботи у режимі коливань (наприклад, карданні вали).

**Роликові радіальні з витими роликами** типу 5000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Ролики, які звиті зі сталеві стрічки, являють собою своєрідні пружини, здатні сприймати та гасити ударні навантаження. У порівнянні з підшипниками з суцільними роликами мають знижену жорсткість і збільшені радіальні зазори, менш чутливі до забруднення вузла. Сепаратори цих підшипників складаються з двох кілець, що з'єднані між собою розпірками, які проходять крізь осьові порожнини роликів.

**Область застосування** – опори валів з середніми по величині радіальними навантаженнями ударного характеру, зі зменшеними вимогами до точності монтажу.

**Кулькові радіально-упорні** – типу 6000 призначені для сприйняття радіальних і односторонніх осьових навантажень. Спроможність сприймати осьове навантаження залежить від кута контакту  $\alpha$ , зі збільшенням якого зростає осьова вантажопідйомність підшипника. По швидкохідності не поступаються кульковим типу 0000.

**Область застосування** – жорсткі двоопорні вали. Підшипники встановлюють в обох опорах навіть при умові односторонньої дії навантаження. Для сприйняття двостороннього осьового навантаження однією опорою в ній застосовують здвоєні підшипники. Особливістю підшипників є те, що вони вимагають регулювання осьового зазора в процесі монтажу і у процесі подальшої експлуатації.

**Радіально-упорні конічні** – типу 7000 призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних і осьових навантажень. Допустимі колові швидкості нижчі, ніж у підшипників з короткими циліндричними роликами. Спроможність сприйняття осьового навантаження визначається кутом конусності  $\alpha$  зовнішнього кільця. Зі збільшенням кута конусності (тип 27000) осьове навантаження збільшується за

рахунок зменшення радіального. Підшипники не допускають перекосу осей валів і гнізд опор. Підшипники можна монтувати з попереднім натягом, який створюється при умові опори вала на двох конічних підшипниках. Існують і дворядні конічні роликові підшипники.

**Область застосування** - жорсткі двоопорні вали. Підшипники встановлюють попарно навіть за односторонньої дії навантаження. Вони допускають роздільний монтаж зовнішніх кілець і вимагають регулювання зазорів як під час монтажу, так і в процесі експлуатації.

**Кулькові упорні** – типу 8000 призначені для сприйняття тільки осьових навантажень. Вони допускають значно меншу частоту обертання порівняно з іншими типами підшипників, тому що доріжки кочення кілець можуть сприймати обмежені відцентрові зусилля.

**Область застосування** – комбіновані опори валів різноманітних машин при дії значних осьових зусиль.

**Роликові упорні** – типу 9000 призначені для сприйняття осьових навантажень. Мають значно більше допустиме осьове навантаження порівняно з кульковими упорними підшипниками. В роликових упорних підшипниках застосовуються як циліндричні, так і конічні ролики. Останні допускають значно більшу частоту обертання валів.

**Область застосування** - опори валів при дії значних осьових зусиль. Підшипники типу 9000 головним чином встановлюють у вузлах з вертикальним розташуванням валів.

При ремонті та експлуатації машин виникає необхідність встановити тип і розміри підшипників кочення по умовному позначенню.

Умовні позначення підшипників встановлені ГОСТ 3189-75. Для підшипників кочення прийнята цифрова система умовних позначень, що дозволяє довгу назву замінити кількома цифрами, які інформують про всі основні характеристики підшипника.

Маркірування найчастіше виконують на торці одного з кілець підшипника, однак воно може бути виконане і на

поверхні захисної шайби, на циліндричній поверхні зовнішнього кільця, а також на пакувальній коробці.

Позначення звичайно складається з двох груп знаків. Перша група вказує на підприємство, яке виготовило підшипник. Наприклад, 4ГПЗ (4-й державний підшипниковий завод). Друга група складається з цифр або з цифр і літер, що і є умовним позначенням підшипника. Умовне позначення підшипника складається з основного позначення і додаткового, яке може бути як ліворуч, так і праворуч від основного.

Основне позначення підшипників складається тільки з цифр, максимальна кількість яких дорівнює семи. Додаткові знаки ліворуч від основного позначення можуть відокремлюватися літерою або знаком “-” (дефіс). Додаткові знаки праворуч завжди починаються з літери. Вони характеризують матеріал і конструкцію сепаратора, конструктивні та технологічні вимоги, мастило закладене у підшипники з захисними шайбами, спеціальні вимоги щодо шуму та ін. Розташування знаків умовних позначень підшипників малогабаритних з діаметром внутрішнього кільця менш 10 мм наведено на рисунку 3, інших (внутрішні діаметри від 10 до 495 мм) на рисунку 4.

#### **Додаткові знаки ліворуч**

**Ряд радіального зазора** – інформація про радіальний зазор в підшипнику, яка вказує на номер ряду радіальних зазорів. По номеру можна визначити зміщення внутрішнього кільця відносно зовнішнього при прикладенні до нього нормованого зусилля в площині, яка перпендикулярна осі обертання. Цифра “0”, або її відсутність відповідають зазору по основному ряду. **Клас точності** - позначається цифрами: 0; 6; 5; 4 та 2. Порядок переліку відповідає підвищенню точності.



Рисунок 3 – Позначення підшипників кочення з діаметром внутрішнього кільця до 10 мм

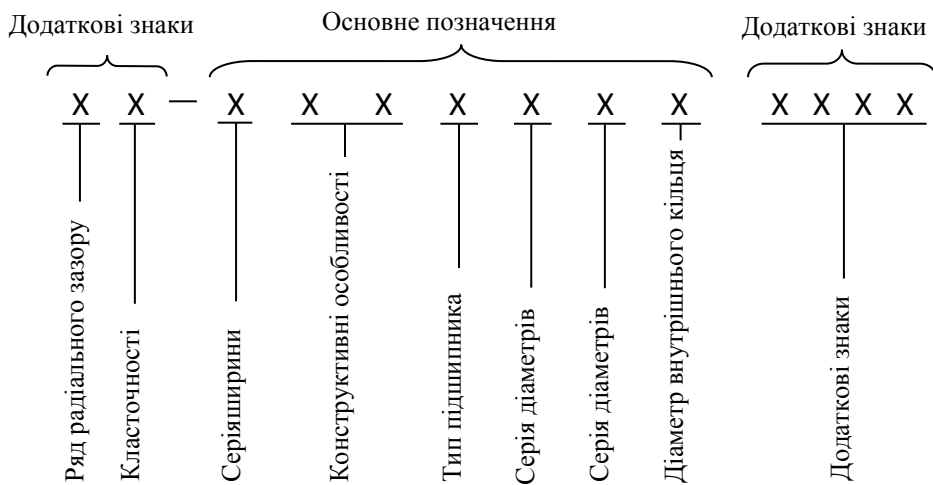


Рисунок 4 – Позначення підшипників кочення з діаметром внутрішнього кільця від 10 до 495 мм

## **Основне позначення**

**Серія ширини** – цифри від 0 до 8, які разом з серією по діаметру, дозволяють по таблицях визначити зовнішній діаметр і ширину. Підшипники по ширині: особливо вузькі, вузькі, нормальні, широкі, особливо широкі та невизначеної серії.

**Конструктивні особливості** позначаються цифрами від 00 до 99 і регламентовані ГОСТ 3395 – 75.

**Тип підшипника** – основна його характеристика, яка вказує на напрям сприйняття навантаження. Розташовані на цьому місці цифри наведені на рисунку 2 і описі типів.

**Серія діаметрів** – разом з серією по ширині інформує про габаритні розміри. При серії по ширині “0” цифра серії діаметрів: 0 – малогабаритні підшипники; 1 – особливо легка; 2 – легка; 3 – середня; 4 – важка; 5 – легка широка; 6 – середня широка; 7 – особливо легка; 8 – надлегка; 9 – надлегка (невизначені внутрішні діаметри).

**Діаметр внутрішнього кільця** – умовне позначення, яке несе інформацію про внутрішній діаметр підшипника.

Для малогабаритного підшипника серія діаметрів “0”, діаметр внутрішнього кільця вказано безпосередньо у міліметрах. Якщо серія діаметрів позначена цифрами від 1 до 8, це означає, що внутрішній діаметр підшипника в межах від 10 до 495 мм. Щоб визначити діаметр внутрішнього кільця підшипника треба цифри, що позначають діаметр помножити на “5”.

Винятком є підшипники з внутрішніми діаметрами 10...17 мм. Значення діаметра внутрішнього кільця вказується так: 00 – діаметр 10 мм; 01 – діаметр 12 мм; 02 – діаметр 15 мм; 03 – діаметр 17 мм.

Якщо серія діаметрів позначена 9 (невизначена серія), визначити фактичний діаметр можна тільки по спеціальних таблицях. Внутрішні діаметри підшипників 0,6; 1,5; 2,5; 22; 28; 32; 500 мм і більші відокремлюють від позначення серії діаметрів навкісною рисою (/).

## **Додаткові знаки праворуч**

Основною відмінністю початку додаткових знаків праворуч є те, що вони завжди починаються з літери.

Кожна вимога позначається групою знаків, які складаються з літери, котра характеризує цю вимогу, і однієї або двох цифр, які вказують на конкретні параметри цієї вимоги. В додатковому позначенні може бути тільки одна літера без цифр. Відсутність додаткових знаків свідчить про відсутність відповідних вимог.

#### **4 Оснащення робочого місця лабораторної роботи**

- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- підшипники різних типів;
- файли з моделями підшипників;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- каталог підшипників кочення;
- звіт з лабораторної роботи.

#### **5 Методика проведення лабораторної роботи**

Відкрити файли з моделями підшипників. Візуально визначити тип підшипників, рядність. Виміряти основні розміри підшипників.

Визначити конструктивні особливості підшипників (форма тіл кочення, форма бігових доріжок, вид сепаратора і таке інше).

Результати огляду та замірів підшипників занести до таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати огляду та замірів підшипників

Розміри підшипника			Конструктивні особливості (форма тіл кочення, форма бігових доріжок, вид сепаратора і таке інше)	Номер по каталогу
d, мм	D, мм	B, мм		

## Вибір підшипника

Вибір типу підшипника ґрунтується на аналізі умов роботи складальної одиниці і проводиться з врахуванням характеру діючих навал навантажень.

Розрахунковий строк служби підшипника в годинах:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{Q_{\text{екв}}} \right)^p,$$

де  $p$  – показник степені, для шарикопідшипників  $p = 3$ ;

$Q_{\text{екв}}$  – приведені навантаження на підшипник;

$n$  – частота обертання вала, об/хв;

$p$  – показник степені ( $p = 3$  – для кулькових підшипників;

$p = 3,33$  – для роликових підшипників).

У загальному випадку приведені навантаження для підшипника, щосприймає осьове і радіальне зовнішнє навантаження:

$$Q_{\text{екв}} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T,$$

де  $F_r$  і  $F_a$  – радіальне й осьове навантаження на підшипник, Н;

$X$  і  $Y$  – коефіцієнти радіального й осьового динамічних навантажень;

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

$K_B$  – коефіцієнт безпеки (динамічний коефіцієнт);

$K_T$  – коефіцієнт температурний.

Отримане розрахункове значення довговічності  $L_h$  порівнюється зі значенням потрібної довговічності  $L_e$ :

$$L_e \leq L_h.$$

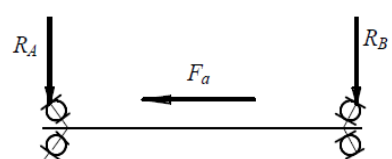
Якщо умова не виконується, необхідно виконати розрахунки для інших типів і типорозмірів підшипників.

### Визначення осевого навантаження на підшипники

Перед визначенням осевого навантаження  $A$  необхідно визначити осьову складову реакції  $S$  в кожній опорі.

Для кулькових радіально-упорних підшипників осьова складова реакції  $S = eR$ . Для підшипників радіально-упорних з конічними роликками осьоваскладова реакції:  $S = 0,83eR$ . Напрямок сил – згідно зі схемою монтажу підшипників (табл. 2).

Таблиця 2 – Вихідні дані до вибору та розрахунку підшипників

$n$ , об/хв.	Характеристики навантаження опор вала			Схема монтажу підшипників $d_{in} = 45$ мм
	$R_A$ , Н	$R_B$ , Н	$F_a$ , Н	
200	$12 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	 <p>«в розпір»</p>

Результати дослідження ресурсу підшипників занести до таблиці 3.

Таблиця 3 – Результати дослідження ресурсу

Тип підшипника	Номер по каталогу	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	Ресурс $L_h$ , годин
Радіально-упорний кульковий, легкої серії	46209				
Радіально-упорний кульковий, важкої серії	66409				
Радіально-упорний роликковий, легкої серії	7209				

## **6 Вимоги техніки безпеки**

Під час проведення роботи додержуватись положень загальної інструкції з охорони праці, наведеної у розділі „Загальні вимоги безпеки“.

## **7 Контрольні питання**

1 Укажіть основні види пошкоджень підшипників кочення.

2 Чим пояснюється підвищена несуча здатність роликових підшипників кочення у порівнянні з кульковими?

3 Як та чому зміниться розрахункова довговічність підшипника 7209, якщо приведене навантаження на нього змінити з 1,5 кН до 3 кН?

4 Як і чому зміниться розрахункова довговічність підшипника 209, якщо змінити частоту обертання з 4000 до 2000 об/хв.?

5 Перерахуйте заходи, які можуть сприяти зменшенню значення приведенного моменту тертя підшипника?

6 Які дані про підшипник містить його класифікаційний номер?

7 Як позначають класи точності підшипників?

8 Причини виходу з ладу та види руйнування підшипників. Матеріали, що застосовуються для виготовлення деталей підшипників.

9 Фактори, які впливають на довговічність підшипників.

10 Види змащування підшипників. За якими критеріями призначається спосіб змащування й сорт мастила?

## **8 Тестові завдання**

**1 Яка з наведених марок сталей застосовується для виготовлення кілець підшипників кочення?**

- ШХ15СГ;      – 30ХГС;
- 40ХН;        – Сталь 45.

**2 Що позначає в підшипнику 1036 цифра 6?**

- діаметр отвору внутрішнього кільця;

- тип підшипника;
- серію ширини;
- серію діаметрів.

**3 Який з наведених підшипників не може сприймати осьове навантаження?**

- роликівий радіальний із короткими циліндричними роликами;
- кульковий радіально-упорний однорядний;
- роликівий конічний радіально-упорний;
- кульковий радіальний сферичний дворядний.

**4 Які з підшипників потребують регулювання в процесі їх експлуатації?**

- 7208;                      – 1312;
- 3105;                      – 10.

**5 З якою метою конструкція кулькового радіального сферичного дворядного підшипника передбачає два ряди тіл кочення?**

- для забезпечення ефекту самовстановлення;
- для підвищення вантажопідіймальності;
- для сприйняття підвищених осьових зусиль;
- для сприйняття двосторонніх осьових зусиль.

**6 З якою метою конструкція кулькового упорного дворядного підшипника передбачає два ряди тіл кочення?**

- для сприйняття двосторонніх осьових зусиль;
- для забезпечення ефекту самовстановлення;
- для підвищення вантажопідіймальності;
- для сприйняття підвищених осьових зусиль.

**7 Який з підшипників призначений для одночасного сприйняття радіального і осьового навантаження?**

- роликівий конічний радіально-упорний;

- роликовий радіальний із короткими циліндричними роликами;
- кульковий упорний;
- роликовий упорний.

### **8 Вкажіть призначення сепараторів в підшипниках**

- утримання тіл кочення в певному положенні та для розділення тіл кочення від їх безпосереднього взаємного контакту;
- передача сили між кільцями зі зменшенням втрат на тертя;
- служать направляючими для руху тіл кочення;
- забезпечення ефективного охолодження підшипникових вузлів.

### **9 Для яких умов експлуатації застосовують підшипники з роликами, навитими з сталеві стрічки?**

- для машин, що працюють в умовах ударних навантажень;
- для машин, що працюють в умовах підвищеної запиленості;
- для машин, що працюють в агресивних середовищах;
- для машин, що працюють в умовах підвищеної вологості.

### **10 По якій вантажопідйомності слід вести розрахунок підшипників кочення при частоті обертання, меншій за 1 об/хв.**

- по статичній;
- по динамічній;
- не має значення;
- при такій частоті обертання розрахунок не проводиться.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА КОМП'ЮТЕРНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ШПОНКОВИХ ТА ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

**Мета роботи:** Вивчити основні конструкції шпонкових та шліцьових з'єднань, їх стандартні позначення, зображення на кресленнях, технологію виготовлення деталей і збирання з'єднань. Засвоїти методику комп'ютерного розрахунку шпонкових та шліцьових з'єднань.

#### 1 Порядок виконання роботи

- привести формулювання призначення та області застосування шпонкових з'єднань;
- по результатах зовнішнього огляду та обміру різних конструкцій і типорозмірів шпонок навести їх ескізи, вказати основні розміри та умовні позначення;
- перерахувати переваги та недоліки шліцьових з'єднань у порівнянні з шпонковими;
- дати класифікацію шліцьових з'єднань: по формі профілю зуба та по способу центрування поверхонь вала і втулки;
- по результатах огляду та обміру шліцьових деталей вказати їх умовне позначення, зробити ескізи перерізу;
- навести ескізи найбільш поширених у техніці типів та конструкцій безшпонкових з'єднань;
- провести розрахунки і дати порівняльну характеристику різних видів з'єднань при однакових розмірах вала і маточини;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### 2 Завдання для самопідготовки

Під час самостійної підготовки до лабораторної роботи ознайомитись з основними конструкціями, областю застосування, умовами роботи, особливостями монтажу

основних видів шпонкових та шліцьових з'єднань, що призначені для передачі обертаючих моментів і фіксації елементів механічних передач.

### 3 Основні теоретичні положення

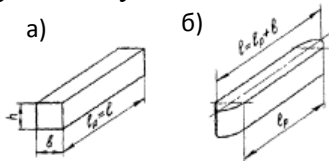
Шпонкові та шліцьові з'єднання можна віднести як до групи з'єднань, так і до групи деталей, що обслуговують передачі. Призначення - закріплення деталей на валах і осях і передача обертаючого моменту між валом і маточиною.

Шпонкове з'єднання утворюють вал, шпонка і маточина деталі (колеса, шків, зірочки та ін.). Шпонка являє собою сталевий брус, який встановлено у пази вала і маточини. Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи: 1) ненапружені – призматичними або сегментними шпонками; 2) напружені – клиновими шпонками або штифтами.

**Переваги шпонкових з'єднань** – простота конструкції і порівняно невисока вартість, легкість монтажу і демонтажу.

**Недоліки** – невисока навантажувальна спроможність, часто необхідність ручної підгонки; шпонкові пази послаблюють вал і маточину, зменшуючи їх переріз і викликаючи ефект концентрації напружень.

*З'єднання призматичними шпонками* відносять до групи не напружених і широко поширені в техніці. Шпонка являє собою прямокутну призму (рис. 1, а); може мати заокруглення одного або двох торців (рис. 1, б). Закруглені торці полегшують установку деталі на вал.



Паз у маточині виконують протяжкою або довбляком. Паз на валі виконують кінцевою фрезою, у крупносерійному і масовому виробництві – дисковою фрезою.

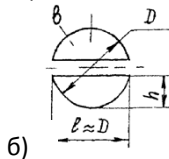
Рисунок 1

Для паза, виконаного кінцевою фрезою, потрібне ручне припасування. Дискова фреза більш продуктивна, а точність вища. Але паз має похилу ділянку, тому шпонку необхідно

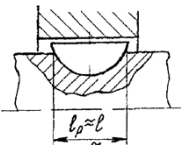
кріпити в пазі, часто гвинтами. Кріплення застосовують для направляючих шпонок, що мають велику довжину.

Установку шпонки в паз на валі виконують із натягом. Глибина паза складає 0,6 від висоти  $h$  шпонки. Призматична шпонка не утримує деталь від осевого зміщення уздовж вала.

*Сегментну шпонку* одержують, відрізаючи від круглого прутка діаметром  $D$  диск товщиною  $b$ , який потім розрізають на два рівних сегменти. При цьому висота шпонки  $h \sim 0,4 D$ , довжина  $l = D$  (рис. 2, а).



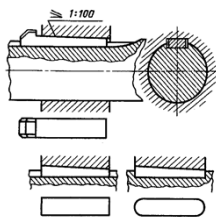
Паз вала виконують дисковою фрезою, паз маточини - протяжкою або довбляком (рис. 2, б).



Такий спосіб виготовлення забезпечує легкість установки і видалення шпонки, взаємозамінність сполучення. Ручна підгонка звичайно не потрібна. Шпонка в пазі вала само встановлюється, додаткове кріплення не потрібне.

Рисунок 2

*Клинові шпонки* являють собою клини з ухилом 1:100



(рис. 3). На відміну від призматичних, у клинових шпонок робочими являються широкі грані, а на бічних гранях може бути зазор. Клинові шпонки створюють напружене сполучення, що може передавати обертаючий момент, осеву силу та ударні динамічні навантаження.

Рисунок 3

Але клинові шпонки викликають радіальне зміщення осі маточини до осі вала, отже, збільшують биття деталі, яку насаджено на вал.

У точному машинобудуванні і у відповідальних з'єднаннях їх не використовують. Шпонки з головками, зручні при частому розбиранні, потребують огорожень. Розміри стандартних клинових шпонок ті ж самі, що й у призматичних. Паз у маточині для закладних клинових шпонок теж має ухил, який відповідає ухилу клина шпонки, тобто 1:100. Існують

клинові шпонки: на лисці, вони менше ослаблюють вал, а також фрикційні, які дозволяють скріплення вала і маточини у будь-якому положенні по куту і довжині. Застосування їх обмежене.

*З'єднання тангенціальними конічними шпонками* відрізняється від з'єднань клиновими шпонками тим, що натяг між валом і маточиною створюється не в радіальному, а в дотичному напрямку, у зв'язку з чим необхідна установка двох пар шпонок. Шпонки в таких з'єднаннях працюють на стиск, тобто у кращих умовах, чим в інших з'єднаннях.

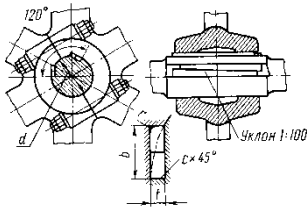


Рисунок 4

Кожну шпонку складають з двох односкісних клинів, які звернено вершинами в різні сторони, із паралельними зовнішніми робочими гранями. Натяг у з'єднанні здійснюється відносним осьовим зміщенням клинів. Шпонки ставлять звичайно під кутом  $120...135^\circ$ . З'єднання з тангенціальними шпонками застосовують у важкому машинобудуванні при великих динамічних навантаженнях.

*Циліндричні шпонки* використовують для закріплення деталі на кінці вала. При великих навантаженнях ставлять дві або три циліндричні шпонки під кутом  $180$  або  $120^\circ$ . Шпонку встановлюють в отвір із натягом. У деяких випадках шпонці надають конічну форму.

*Торцеві призматичні шпонки* служать для з'єднання двох тіл обертання по торцевій поверхні. Ці шпонки застосовують при передачі моментів фланцевими з'єднаннями валів, шпинделів верстатів з інструментальними головками, фрезами і т.і.

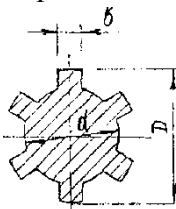


Рисунок 5

*Шліцьове з'єднання* утворює виступи (зуби) на валі (рис 5), які входять у відповідні западини (шліци) в маточині.

Робочими поверхнями являються бічні сторони виступів. Виступ на валі виконують фрезеруванням, струганням, накочуванням у холодному стані профільними роликками по методу поздовжньої накатки. Западини в отворі маточини виготовляють протяганням або довбанням. Шліцьове з'єднання являє собою фактично багатошпонкове з'єднання, у якого шпонки виконано за одне ціле з валом.

**Переваги** шліцьових з'єднань у порівнянні зі шпонковими:

1) Здатність точно центрувати деталі; 2) Менше число деталей у з'єднанні; 3) Більша несуча здатність; 4) Взаємозамінність (без ручного припасування деталей); 5) Більший опір втомі вала.

**Недоліки** - більш складна технологія виготовлення, а отже, і більш висока вартість виготовлення деталей з'єднання.

Шліцьові з'єднання розрізняють:

- по характеру з'єднання - нерухомі для закріплення деталі на валі; рухомі, що допускають переміщення уздовж вала;
- за формою виступів - прямобічні, евольвентні, трикутні.

З'єднання з *прямобічним профілем* застосовують у нерухомих і рухомих з'єднаннях. Стандарт передбачає три серії з'єднань: легку, середню і важку, які розрізняються висотою і числом  $z$  виступів. Важка серія має більш високі виступи з більшим їх числом. Центрування виконують по зовнішньому  $D$ , внутрішньому  $d$  діаметрам або по бічних поверхнях  $b$  виступів. Вибір способу центрування залежить від вимог до точності центрування, твердості маточини і вала.

При центруванні по зовнішньому діаметру точність обробки поверхонь, що сполучаються, забезпечують: в отворі – протяганням, на валі шліфуванням. По діаметру  $D$  забезпечують сполучення по одній з перехідних посадок. По внутрішньому діаметру  $d$  існує зазор.

Центрування по внутрішньому діаметру  $d$  застосовують при високій твердості маточини ( $\geq 45$  HRC). Точність обробки поверхонь, що сполучаються, забезпечують: в отворі –

шліфуванням, на валі – шліфуванням западини профільованими кругами.

При centruванні по бічних поверхнях  $b$  зазор практично відсутній, а по діаметрах має місце зазор. Це знижує точність centruвання, але забезпечує рівномірний розподіл навантаження між виступами. Таке centruвання застосовують для передачі значних і перемінних обертаючих моментів, при жорстких вимогах до неробочого ходу. Евольвентний профіль відрізняє підвищена міцність. З'єднання стандартизовані - за номінальний діаметр прийнято зовнішній діаметр  $D$ . Від зубів зубчастих коліс їх відрізняє більший кут зачеплення ( $30^\circ$ ) і менша висота виступу ( $h = m$ ).

З'єднання з трикутним профілем застосовують у нерухомих з'єднаннях. Мають велике число дрібних виступів до 70. Центрування по бічних поверхнях, точність centruвання невисока. Застосовують для передачі невеликих обертаючих моментів тонкостінними маточинами, пустотілими валами, а також у з'єднаннях торсіонних валів, сталевих валів із маточинами з легких сплавів, у приводах керування.

Розміри поперечного перерізу призматичної шпонки (рис. 1) вибирають в залежності від діаметра вала з послідуєчим розрахунком на зріз та зминання:

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau]_{зр}, \quad \sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h-t)_p} \leq [\sigma]_{зм},$$

де:  $T$  – обертаючий момент, що передає шпонка, Н·м;

$d$  – діаметр вала, мм;

$b, h$  – відповідно ширина та висота шпонки, мм;

$t$  – глибина врізання шпонки в маточину, мм;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм;  $l_p = l - b$ ;

$[\tau]_{зм}$  – допустимі напруження зрізу, МПа.

$[\sigma]_{зм}$  – допустимі напруження зминання, МПа.

Розміри поперечного перерізу зубчастого (шліцьового) з'єднання (рис. 5) також вибирають в залежності від діаметра вала з послідуєчим розрахунком назминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{k_3 \cdot z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot l} \leq [\sigma]_{зм},$$

де:  $k_3$  – коефіцієнт нерівномірності навантаження зубів,

$$k_3 = 0,7 \dots 0,8;$$

$z$  – кількість зубів;

$h$  – робоча висота зубів, мм;

$l$  – робоча довжина зубів, мм,

$d_{cp}$  – середній діаметр з'єднання, мм.

#### 4 Оснащення лабораторної роботи механізмами і приладами

- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- макетні зразки шпонкових і шліцьових з'єднань;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- Держстандарти шпонкових та шліцьових з'єднань;
- звіт з лабораторної роботи.

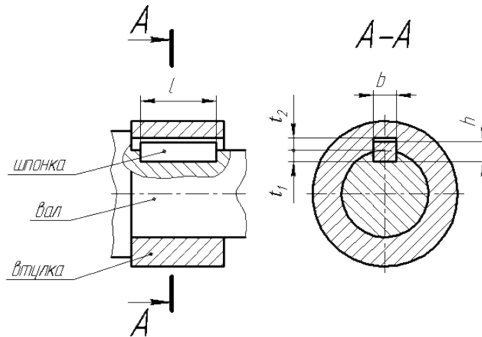


Рисунок 6 – Схема шпонкового з'єднання

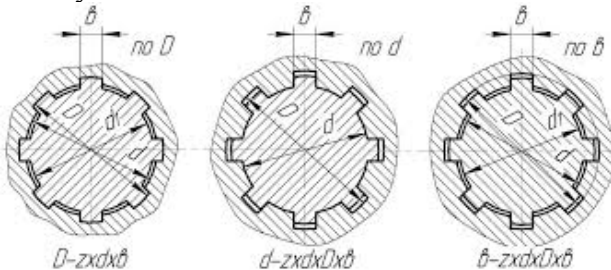


Рисунок 7 – Схеми шліцьових з'єднань

## 5 Методика проведення лабораторної роботи

### Вивчення основних конструкцій шпонкових та шліцьових з'єднань

Надати формулювання призначення та області застосування шпонкових та шліцьових з'єднань. По результатах зовнішнього огляду та обміру шпонок вказати їх умовне позначення та занести до таблиці 1.

Таблиця 1 –Характеристики шпонок

Ескіз шпонки	Розміри шпонки		
	ширина	висота	довжина
	Умовне позначення		
	Умовне позначення		

По результатах огляду та обміру шліцьових деталей вказати їх умовне позначення та занести до таблиці 2.

Таблиця 2 –Характеристики шліців

Ескіз шліців	Параметри з'єднання			
	$Z$	$D$	$d$	$b$
	Умовне позначення			
	Умовне позначення			
	Умовне позначення			

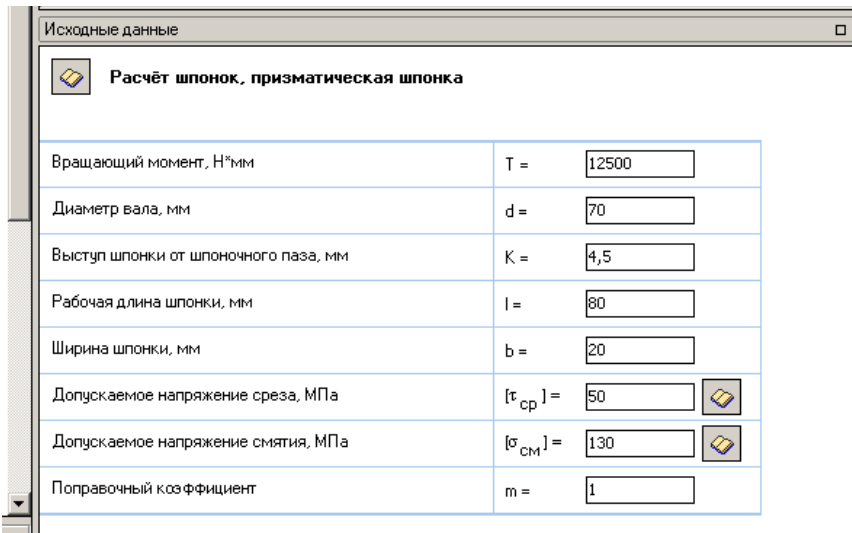
Деталі рознімних з'єднань вибирають або за рекомендаціями програми КОМПАС (шпонки і шліці залежно від діаметра вала), або за таблицями з довідкових матеріалів.

## Перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

Перевірку шпонкових з'єднань проводять по напруженнях зминання, які виникають на площі контакту виступаючої з вала частини шпонки і пазом маточини. Допустимі напруження при цьому розрахунку вибираються в залежності від матеріалу маточини (сталева, чавунна, тощо) і від характеру навантаження (спокійне, нерівномірне, ударне, реверсивне і т.і.). Рекомендується сегментну шпонку додатково перевірити по напруженнях зрізу.

Розрахунок з'єднання з призматичною шпонкою.

При користуванні для перевірки шпонкових з'єднань «Справочником конструктора», слід вибирати певний типорозмір призматичної шпонки і матеріал маточини для виконання умов міцності.






Исходные данные	
 <b>Расчёт шпонок, призматическая шпонка</b>	
Вращающий момент, Н*мм	T = <input type="text" value="12500"/>
Диаметр вала, мм	d = <input type="text" value="70"/>
Выступ шпонки от шпоночного паза, мм	K = <input type="text" value="4,5"/>
Рабочая длина шпонки, мм	l = <input type="text" value="80"/>
Ширина шпонки, мм	b = <input type="text" value="20"/>
Допускаемое напряжение среза, МПа	$[\tau_{cp}] = $ <input type="text" value="50"/> 
Допускаемое напряжение смятия, МПа	$[\sigma_{cm}] = $ <input type="text" value="130"/> 
Поправочный коэффициент	m = <input type="text" value="1"/>

Рисунок 8 – Вихідні дані для розрахунку з'єднання призматичною шпонкою


Результаты расчета	
 <b>Расчёт шпонок, призматическая шпонка</b>	
Напряжение среза, МПа	$\tau_{\text{ср}} =$ <input type="text" value="3,36409"/>
Напряжение смятия, МПа	$\sigma_{\text{см}} =$ <input type="text" value="15,9127"/>
Условие прочности на срез	<input type="text" value="Выполнено"/>
Условие прочности на смятие	<input type="text" value="Выполнено"/>

Рисунок 9 – Результати розрахунку з'єднання призматичною шпонкою

Побудова шліцьового вала з використанням бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D.

Для побудови на циліндричній ступені моделі прямокутних шліців виділіть в дереві побудови ступеней та елементів системи *Валы и механические передачи 2D* циліндричну ступень зовнішнього контуру. Натисніть кнопку *Дополнительные элементы ступеней*. Виберіть команду *Шлицы*, вкажіть тип *Шлицы прямоугольные*. Відкриється вікно для вводу параметрів (рис. 10).

Введіть параметри шліців. При неспівпадінні діаметрів програма змінить діаметр активної ступені на той, який був заданий для шліців. Виберіть *Способ центрирования шлицев*, *Серию шлицев*. Натисніть кнопку *Перестроить*.

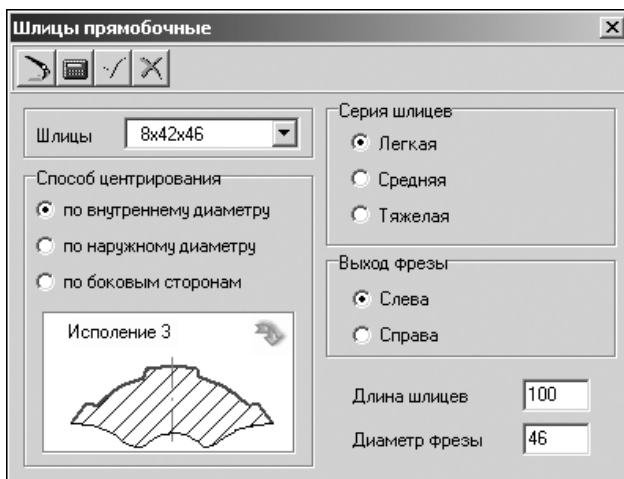


Рисунок 10 – Побудова шліцевого вала

Для побудови евольвентних та трикутних шліців вибирають відповідні типи шліців: *Шлицы эвольвентные* або *Шлицы треугольные*.

### Розрахунок шліцевого з'єднання

Розрахунок на міцність та зносостійкість шліців виконується за допомогою спеціалізованого модуля, що являється частиною системи *Валы и механические передачи 2D*.

Для вводу вихідних даних натисніть кнопку *Проверочный расчет*. Відкриється вікно, призначене для вводу вихідних даних (рис. 11).

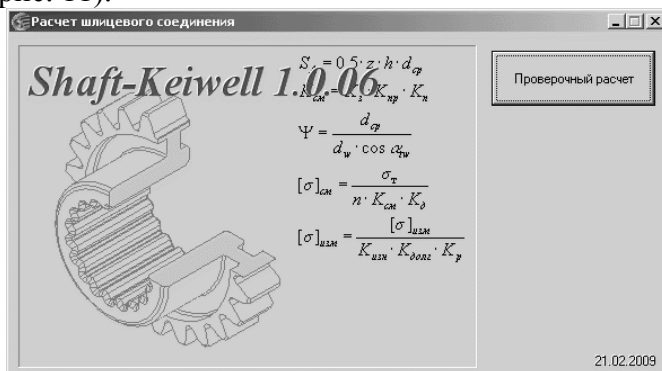


Рисунок 11 – Вікно *Расчет шлицевого соединения*

На вкладці *Страница 1* дані зчитуються із списку параметрів створеної моделі (рис. 12).

Якщо елемент механічної передачі, що навантажує шліци, зроблено заодно з валом, будуть указані характеристики зубчастого зачеплення. Якщо ні, введіть їх вручну.

Введіть необхідні параметри і розкрийте вкладку *Страница 2*.

Параметры	
1. Серия шлицев	<input type="text"/>
2. Условное обозначение	Эв.28x0.5x54
3. Диаметр начальной окружности*, мм	<input type="text" value="0"/>
4. Угол зацепления передачи	<input type="text" value="20"/> ° <input type="text" value="0"/> ' <input type="text" value="0"/> "
5. Угол наклона зубьев	<input type="text" value="0"/> ° <input type="text" value="0"/> ' <input type="text" value="0"/> "
6. Схема расположения зубчатого венца	<input type="text" value="1"/>
7. Рабочая длина соединения, мм	<input type="text" value="50"/>
8. Величина смещения зубчатого венца, мм	<input type="text" value="0"/>
9. Коэффициент, учитывающий погрешность изготовления соединения, при расчете на снятие	<input type="text" value="1.1"/>

Рисунок 12 – Вікно вводу даних шліцевого з'єднання

Параметры		Вал	Втулка
9. Режим работы соединения	<input type="text" value="Постоянный"/>		
10. Коэффициент, учитывающий условия смазки соединения	<input type="text" value="Обильная смазка без загрязнен"/>		
11. Коэффициент, учитывающий условия осевого закрепления ступицы на валу	<input type="text" value="Жесткое закрепление"/>		
12. Материал шлицев	<input type="text" value="12ХНЗА"/>		
13. Предел текучести материала зубьев шлицев, МПа	<input type="text" value="2000"/>		
13. Твердость активных поверхностей зубьев шлицев, НРС или HB	<input type="text" value="59"/>		
14. Расчетная нагрузка*, Нм	<input type="text" value="1200"/>		
15. Частота вращения вала*, об/мин	<input type="text" value="85"/>		
16. Базовый ресурс и его размерность*	<input type="text" value="12000"/>	<input type="text" value="час"/>	

Рисунок 13 – Вікно розрахунку шліцевого з'єднання

Запустити розрахунок, натиснувши кнопку *Расчет*.

При користуванні для перевірки шліцевих з'єднань «Справочником конструктора», слід вибирати певний типорозмір шліців для виконання умов міцності (рис. 14).

Форма дна впадины	Плоская
Центрирование	По наружному диаметру
Модуль, мм	$m = 0,8$
Угол профиля зуба, градус	$\alpha = 30$
Число зубьев	$z = 18$
Номинальный диаметр соединения, мм	$D = 16$
Высота ножки зуба втулки, мм	$H_f = 0,44$
Высота ножки зуба вала, мм	$h_f = 0,44$
Радиальное биение венца, мм	$F_r = 0,008$

Тип зубьев	Прямозубые
Наибольший допустимый вращающий момент, Н*м	$[T_{max}] = 1500$
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рабочей поверхности зубьев	$\phi = 0,75$
Наружный диаметр зубьев вала, мм	$D_{\phi} = 60$
Диаметр отверстия шлицевой втулки, мм	$d_{\phi} = 50$
Число зубьев	$z = 8$
Размер фаски, мм	$f = 3$
Радиус закругления, мм	$r = 0,2$
Рабочая длина зуба, мм	$l = 100$
Модуль (для эвольвентных зубьев), мм	$m = 3$
Допускаемое напряжение на смятие, МПа	$[\sigma_{см}] = 60$

Рисунок 14 – Вихідні дані для розрахунку шліцевого з'єднання

Расчётное напряжение на смятие, МПа	$\sigma_{см} = 50,50505$
Площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на 1 мм длины, мм <sup>2</sup> /мм	$F = 14,4$
Средний радиус соединения, мм	$r_{cp} = 27,5$
Условие прочности на смятие	Выполнено

Рисунок 15 – Результати розрахунку шліцевого з'єднання

### Аналіз результатів розрахунку

Після перевірконого розрахунку потрібно провести аналіз результатів вибору і перевірки. Як правило, при розрахунку

вала на кручення і виборі типорозміру шпонки виходячи з цього діаметра перевірка з'єднання на зминання дає позитивні результати.

Якщо ж діючі напруження зминання незначно (на 10...15%) перевищують допустимі (що може відбуватись при недостатній довжині маточини), слід прийняти рішення по відповідне збільшення довжини цієї маточини.

## **6 Вимоги безпеки**

Під час проведення роботи додержуватись правил загальної інструкції з охорони праці, наведених в розділі „Загальні вимоги безпеки“.

## **7 Контрольні питання**

1. Загальне призначення та область застосування шпонкових та шліцьових з'єднань.

2. Основні недоліки шпонкових з'єднань.

3. Класифікація шпонкових з'єднань по призначенню (не напружені або напружені з'єднання), їх порівняльна характеристика.

4. Класифікація шпонкових з'єднань по формі (призматичні, сегментні, клинові та інші).

5. Як визначити розміри шпонкового з'єднання за допомогою Справочника конструктора?

6. Стандартизація шпонок, порядок вибору типорозмірів.

7. Перевірочний розрахунок на роботоздатність основних видів шпонкових з'єднань.

8. Класифікація шліцьових з'єднань по формі та призначенню.

9. Переваги шліцьових з'єднань у порівнянні зі шпонковими.

10. Правила побудови креслення вала з шпонковим пазом та шліцьового вала з використанням бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D.



**6 По яких параметрах вибирають розміри сегментної шпонки?**

- по діаметру вала;
- по довжині маточини;
- по значенню потужності на валі;
- по значенню кутової швидкості.

**7 Який вид шліцьових з'єднань найбільш поширений в передаточних механізмах?**

- з прямобічними шліцями;
- з трикутними шліцями;
- з шліцями евольвентного профілю;
- будь-який.

**8 Вкажіть найбільш суттєву перевагу шліцьових з'єднань у порівнянні з шпонковими**

- більша несуча спроможність при рівних габаритах;
- більша простота виготовлення;
- більша протидія осьовим навантаженням;
- більша швидкість обертання.

**9 Вкажіть одну з переваг шліцьових з'єднань у порівнянні з шпонковими**

- менша концентрація напружень для вала;
- менші витрати на виготовлення;
- менші вимоги до точності виготовлення;
- відсутність концентрації напружень на валі.

**10 Одним з способів виготовлення шліців на валах є...**

- фрезерування;                      – розточування;
- протягування;                      – точіння.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА РОЗРАХУНОК ПРУЖИН

**Мета роботи:** Вивчити основні конструкції пружин, одержати практичні навички у розрахунку пружин на жорсткість.

#### 1 Порядок виконання роботи

- ознайомитися з принципом дії та конструкцією спеціалізованих стендів та лабораторних пристроїв для визначення жорсткості пружин різних типів і конструкцій;

- розглянути макетні зразки пружин, ознайомитись з їх основними конструкціями, класифікацією;

- вибрати пружини і провести заміри їх параметрів, підрахунок витків, навести технічну характеристику;

- провести теоретичні розрахунки жорсткості циліндричної виткої пружини і визначити її розрахункову деформацію;

- відповісти на контрольні запитання;

- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### 2 Завдання для самопідготовки

Під час самостійної підготовки до роботи ознайомитись з областю застосування, основними конструкціями, умовами роботи, особливостями монтажу пружин, що призначені для сприйняття різних по напрямку і інтенсивності навантажень.

#### 3 Основні теоретичні положення

Група деталей машин "Пружини" займає особливе місце в загальній класифікації деталей машин і використовується у всіх галузях машинобудування; їх застосовують:

1) *для створення заданих постійних сил* - стиску або натягу в передачах тертям, фрикційних муфтах, гальмах,

запобіжних устроях, підшипниках, а також для врівноважування сил ваги та інших сил;

2) **для силового замикання кінематичних пар**, в основному кулачкових, щоб виключити вплив зазорів на точність переміщення або спростити конструкцію;

3) **для виконання функції двигуна** на основі попереднього акумулювання енергії, наприклад годинникові пружини;

4) **для віброізоляції в транспортних машинах** - автомобілях, локомотивах, вагонах, приладах, віброізоляційних опорах машин;

5) **для сприйняття енергії удару** буферні пружини, які застосовують в залізничних потягах, гарматах і т.п.; буферні і віброізоляційні пружини акумулюють не корисну, а шкідливу для машини енергію;

6) **для виміру** зусиль, температур, переміщень, що здійснюється по пружним деформаціям пружин (у вимірювальних приладах).

Пружини, які застосовуються у сучасній техніці можна класифікувати по таких основних ознаках:

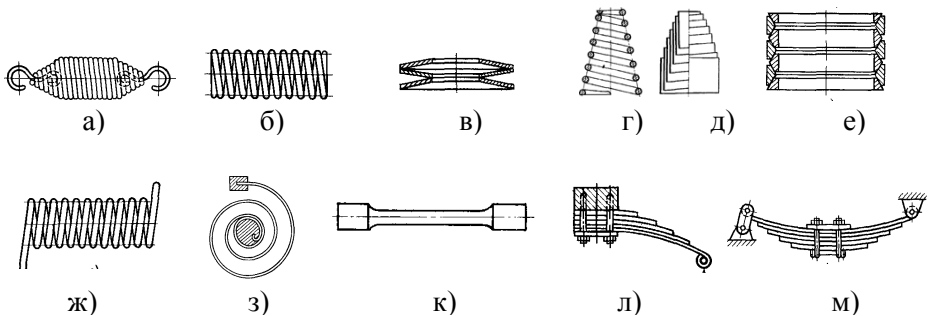


Рисунок 1 – Класифікація пружин

1) **По деформації пружини:** розтягу (рисунок 1 а), стиску (рис. 1 б, в, г, д, е), кручення (рис. 1 ж, з, к), згину (рис. 1 л, м).

2) **По конструкції та формі:**

- **виті циліндричні** - застосовують найбільш часто тому, що форма пружини зручна для розміщення; пружини прості й економічні, працюють в широкому діапазоні навантажень (рис. 1 а, б, ж);

- **виті фасонні** (конічні і телескопічні – рис. 1 г, д) мають нелінійну навантажувальну характеристику;

- **тарілчасті** (рис. 1 в) застосовують для великих навантажень при малих переміщеннях і стиснених габаритах по осі (теж мають нелінійну характеристику);

- **кільцеві пружини** (рис. 1 е) застосовують для великих навантажень при необхідності розсіювання великої кількості енергії (амортизатори). Кільця при навантаженні всуваються одне в друге, причому зовнішні кільця розтягуються, а внутрішні стискаються;

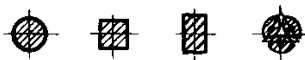
- **плоскі спіральні пружини** (при стиснених габаритах по осі і переважно невеликих моментах – рис. 1 з);

- **торсіонні вали** (при не регламентованих по осі габаритах, значних обертаючих моментах, необхідності сприйняття деяких згинальних моментів і при невеликій необхідній податливості – рис. 1 к);

- **листові ресори** (працюють на згин при невеликих габаритах по осі і не обмежених габаритах у бічному напрямку – рис. 1 л, м).

**3) По навантажувальній характеристиці: з постійною жорсткістю** (виті циліндричні пружини); **з перемінною жорсткістю** (фасонні, тарілчасті, виті багатожильні пружини).

Виті пружини також класифікують за формою перетину



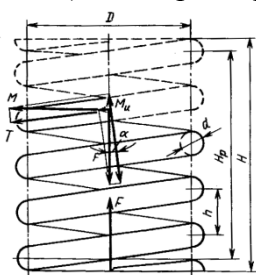
витка – круглий, квадратний, прямокутний, багатожильний

Рисунок 2 – Форма перетину

Основне застосування мають пружини з круглого дроту завдяки їх найменшій вартості та тому, що витки круглого перетину краще працюють на кручення. Пружини з витками квадратного і прямокутного перетину застосовують при великих навантаженнях, бо вони дозволяють краще використовувати габарити, а також у випадках, коли через труднощі навивки пружини вирізують із труби.

Пружини характеризують геометричними параметрами (рис. 3):

1) діаметром дроту  $d$  або розмірами перетину витків;



2) середнім діаметром пружини  $D$ , а також зовнішнім діаметром  $D + d$  та внутрішнім діаметром  $D - d$ ;

3) індексом пружини  $c = D/d$ ;

4) кроком витків  $h$ ;

5) кутом підйому витків  $\alpha$ ;  $\text{tg} \alpha = h/\pi D$ ;

6) довжиною робочої частини  $H_p$ ;

7) числом робочих витків  $i = H_p/h$

Рисунок 3

Ці параметри взаємозалежні, але тільки чотири з них (підкреслені в тексті) можна розглядати як основні. Крок витків, кут підйому витків і довжину робочої частини пружини розглядають окремо в ненавантаженому і навантаженому станах.

ГОСТ 13764-86 - ГОСТ 13776-86 на гвинтові циліндричні пружини стиску і розтягу охоплюють пружини для навантажень  $1 \dots 10^5$  Н, діаметрами дроту  $0,2 \dots 50$  мм, зовнішніми діаметрами  $1 \dots 700$  мм, індексами пружини  $4 \dots 12$ . За вихідні величини вибрані ряди силових характеристик. Пружини діляться на класи: 1-й - для великих чисел циклів навантажень, 2-й - для середніх і 3-й - для малих. По точності пружини діляться на групи: 1 група - із допустимими відхиленнями по силах і пружних переміщеннях  $\pm 5\%$ , 2 група  $\pm 10\%$ , 3 група  $\pm 20\%$ .

**Жорсткість пружини** – величина, що чисельно виражає зусилля, потрібне для деформації пружини на одиницю довжини, тобто величина, зворотна податливості (Н/мм).

$$C = \frac{F_2 - F_1}{\lambda}$$

де  $F_1$  і  $F_2$  - початкове і кінцеве зусилля пружини.

$$\text{Жорсткість одного витка } z_1 = \frac{1}{\lambda_t} = \frac{GD}{8c^3}$$

$$\text{Жорсткість пружини } C = \frac{z_1}{i} = \frac{Gd^4}{8D^3i}$$

При практичних розрахунках пружини вибирають по таблицях стандартів, у яких, поряд із діаметрами  $D$  і  $d$ , указані значення жорсткості одного витка  $z_1$ , а також максимальний прогин одного витка  $f_3$ , а потім перевіряють на міцність і уточнюють розміри.

Пружини з дроту квадратного і прямокутного перетину розраховують по аналогічній методиці, розрахункові формули модифікують.

#### 4 Оснащення лабораторної роботи

- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- файли з моделями пружин;
- макетні зразки пружин;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи.

#### 5 Методика проведення роботи

Ознайомитись з основними конструкціями та характеристиками пружин.

Відкрити файли з моделями пружин. Візуально визначити вид пружин за деформацією, формою. Виміряти основні розміри пружин, підрахувати число витків.

Результати огляду та замірів пружин занести до таблиці 1.

Таблиця 1 – Геометричні параметри пружин

Параметр	Позначення	Значення для пружини	
		Циліндричної	Конічної
Зовнішній діаметр пружини	$D_H$ , мм		
Внутрішній діаметр пружини	$D_B$ , мм		
Діаметр дроту	$d$ , мм		
Число витків	$i$ , шт		
Число робочих витків	$i_p$ , шт		
Висота пружини	$H$ , мм		

Розрахунок пружин за допомогою програми КОМПАС (рис. 4).

**Підібрати пружину стиску для заданих умов:**

Сила пружини при попередній деформації  $F_1 = 10 \text{ Н}$ ,

Сила пружини при робочій деформації  $F_2 = 2500 \text{ Н}$ ,

Діаметр пружини  $D_1$  не більше 100 мм,

Діаметр дроту  $d$  не більше 8 мм,

Робочій хід пружини  $h$  не більше 200 мм.

Вибрати матеріал дроту, визначити силу пружини при максимальній деформації, визначити жорсткість пружини.

**Підібрати пружину розтягу для заданих умов:**

Сила пружини при попередній деформації  $F_1 = 10 \text{ Н}$ ,

Сила пружини при робочій деформації  $F_2 = 850 \text{ Н}$ ,

Діаметр дроту  $d$  не більше 4 мм,

Робочій хід пружини  $h$  не більше 50 мм.

Вибрати матеріал дроту, визначити силу пружини при максимальній деформації, визначити жорсткість пружини.

Для вибору пружини виберіть «Приложение → Механика → Пружини → Пружини сжатия». У вікні «Построение без расчета» виберіть Проектный расчет (рис. 4).

Заповнити вихідні дані та виконати розрахунок пружини (рис. 5). Із результату розрахунку вибрати варіант пружини, що відповідає заданим умовам (рис. 6).

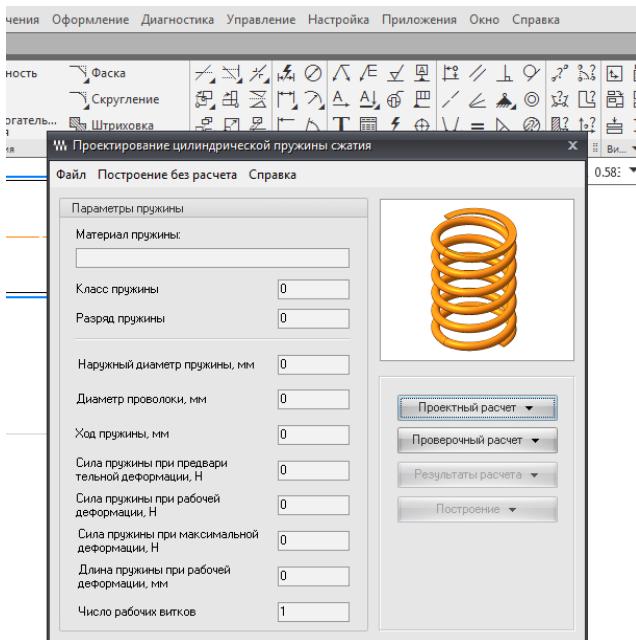


Рисунок 4 – Вибір розрахунку пружини стиску

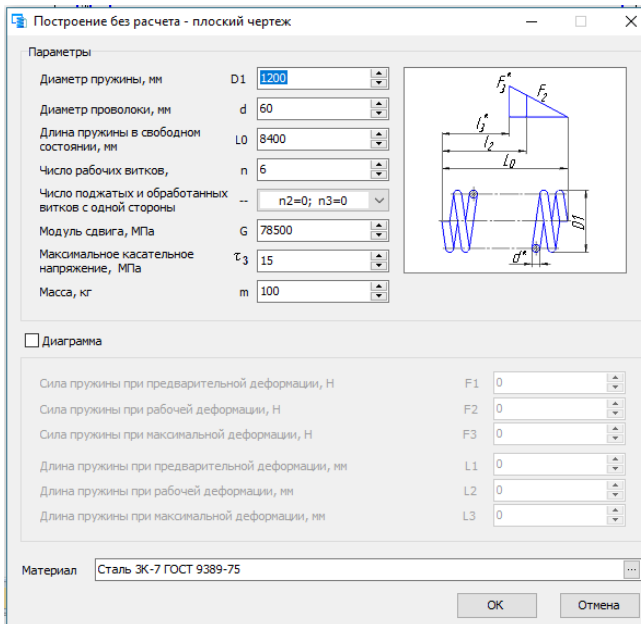


Рисунок 5 – Розрахунок пружини

Аналогічним чином виконати розрахунок і підібрати пружину розтягу для заданих умов. Виконати робочі креслення пружин.

Номер по ГОСТ 13775-86	D1, мм	d, мм	i	n	L0, мм	t, мм	L0/(D1-d)	Материал
140	80	8	9	8,5	313	35,882	4,3	Проволока 60С2А-Н-2ХН-8 ГОСТ 14
137	85	8	9,62	7	287	39,857	3,7	Проволока 60С2А-Н-2ХН-8 ГОСТ 14
160	90	9	9	9,5	409	42,105	5	Проволока 60С2А-Н-2ХН-9 ГОСТ 14
156	95	9	9,56	8	378	46,125	4,4	Проволока 60С2А-Н-2ХН-9 ГОСТ 14
152	100	9	10,11	7	363	50,571	4	Проволока 60С2А-Н-2ХН-9 ГОСТ 14
149	105	9	10,67	6	340	55,167	3,5	Проволока 60С2А-Н-2ХН-9 ГОСТ 14
145	110	9	11,22	5	307	59,6	3	Проволока 60С2А-Н-2ХН-9 ГОСТ 14
141	120	9	12,33	4	300	72,75	2,7	Проволока 60С2А-Н-2ХН-9 ГОСТ 14
161	120	10	11	6	396	64,333	3,6	Проволока 60С2А-Н-2ХН-10 ГОСТ 14
157	125	10	11,5	5	351	68,2	3,1	Проволока 60С2А-Н-2ХН-10 ГОСТ 14
153	130	10	12	4,5	337	72,667	2,8	Проволока 60С2А-Н-2ХН-10 ГОСТ 14

Рисунок 6 – Варіанти розрахунку пружини

## 6 Вимоги безпеки

Під час проведення роботи додержуватись правил загальної інструкції з охорони праці, наведених у розділі „Загальні вимоги безпеки“.

## 7 Контрольні запитання

- 1 Загальна класифікація пружин.
- 2 Які існують конструкції пружин?
- 3 Які матеріали використовуються для виготовлення пружин?
- 4 Що таке індекс витої циліндричної пружини?
- 5 Основні геометричні характеристики пружин.
- 6 Як визначається кількість робочих витків?
- 7 Де використовують тарілчасті та листові пружини?
- 8 Де використовують конічні пружини?
- 9 Поняття жорсткості та податливості пружин?
- 10 Чим відрізняються пружини стиску та розтягу?

## 8 Тестові завдання

**1 Яка з наведених марок сталей більш підходить для виготовлення пружин загального призначення?**

- 60С2А;      – 18ХГТ;      – ШХ15СГ;      – Сталь 3.

**2 Який з перерізів дроту для виготовлення витієї пружини розтягу або стиску найбільш розповсюджений?**

- круглий;           – прямокутний;
- квадратний;   – багатожильний.

**3 За якими напруженнями звичайно розраховують на міцність витієї циліндричні пружини стиску та розтягу?**

- кручення;       – стиску;           – згину;           – розтягу.

**4 З якою метою торцеві поверхні витієїх пружин стиску шліфують перпендикулярно до їх повздовжньої осі?**

- для співпадання лінії навантажень і осі пружини;
- з міркувань безпеки слюсарів-складальників;
- для збільшення жорсткості;
- для збільшення податливості.

**5 Для яких конструкцій застосовують тарічасті пружини?**

- при великих навантаженнях та малих пружних переміщеннях;
- при невеликих крутильних моментах;
- при необхідності збільшення податливості;
- при великих обертальних моментах.

**6 В яких одиницях вимірюється жорсткість пружин?**

- Н/мм;           – Н·мм;           – мм/Н;           – Н.

**7 Для яких пружин застосовують стакани при монтажі?**

- для пружин стиску, у яких  $H/D \geq 3$ ;
- для пружин розтягу, у яких  $H/D \geq 3$ ;
- для пружин стиску, у яких  $H/D \leq 3$ ;
- для пружин розтягу, у яких  $H/D \leq 3$ .



## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### КОМП'ЮТЕРНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

**Мета роботи:** Вивчення впливу конструкції болтових з'єднань, їх матеріалу на навантажувальну здатність.

#### **1 Порядок виконання роботи**

- визначити основні параметри болтового з'єднання, навести механічні характеристики матеріалу болта, записати умовне позначення по ГОСТ 7798–70;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### **2 Завдання для самопідготовки**

Під час самостійної підготовки до лабораторної роботи ознайомитись з областю застосування, класифікацією, умовами роботи, особливостями конструкції основних видів різьбових з'єднань, що призначені для кріплення і фіксації елементів машин і металевих конструкцій.

#### **3 Основні теоретичні положення**

З'єднання деталей за допомогою різьби є одним із найстарших і найбільш поширених видів рознімного з'єднання. Легко і просто забезпечує складання і розбирання. Різьбове з'єднання утворюють дві деталі. У однієї з них на зовнішній, а у іншої на внутрішній поверхні виконані розташовані по гвинтовій поверхні виступи – відповідно зовнішня і внутрішня різьба. По призначенню різьби розділяють на кріпильні, кріпильно-ущільнюючі і кінематичні (ходові).

##### ***Переваги різьбових з'єднань:***

- 1) Можливість багатократного складання - розбирання;
- 2) При невеликій силі на ключі створюють значні сили зтяжки;

- 3) Дозволяють проводити складання деталей при різному взаємному їх розташуванні;
- 4) Можливість регулювання положення деталей;
- 5) Високий ступінь стандартизації й уніфікації.

***Недоліки:***

- 1) Необхідні порівняно великі розміри фланців на деталях, що з'єднуються для розміщення гайок або головок гвинтів;
- 2) Висока концентрація напружень на різбових ділянках;
- 3) Не рекомендується для центрування сполучень.

***Застосування.*** Різбові деталі у виді гвинтів, болтів і шпильок із гайками застосовують для кріплення - з'єднання декількох деталей в одне ціле; роль гайки може виконувати корпусна деталь. Часто за допомогою різьб фіксують деталі передач, підшипники на валах.

***Приклади з'єднань за допомогою різбових деталей:***

- з'єднання в одне ціле окремих секцій мостів, підйомних кранів;
- з'єднання кількох складальних одиниць (картера, блока циліндрів і головки блока в двигуні; колеса з піввіссю автомобіля);
- з'єднання деталей (кришки і основи корпусу редуктора; кришок підшипників із корпусом коробки передач);
- кріплення вузлів і деталей на основі (редуктора на плиті; плити до підлоги цеху; різця у супорті токарного верстата).

***Крім з'єднань різбові деталі застосовують:***

- у передачах гвинт-гайка, які служать для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки;
- для регулювання осьових зазорів у підшипниках кочення, регулювання конічного зубчастого і черв'ячного зачеплення та ін.

У різбових з'єднаннях використовують звичайно однозаходну кріпильну трикутну різьбу: метричну і трубну.

На рисунку 1 приведені основні геометричні параметри метричної різьби - основної для кріпильних виробів:

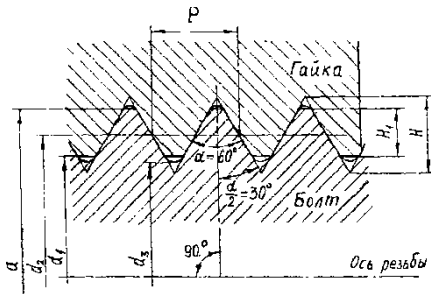


Рисунок 1

$d_3$  - внутрішній діаметр западини;

$\alpha$  - кут профілю;

$P$  - крок різьби;

$H$  - висота вихідного трикутника:  $H = 0,5\sqrt{3} \cdot P$ ;

$H_1$  - робоча висота профілю:  $H_1 = 5H / 8$ ;  $H_1 = 0,541P$ .

По характеристиках статичної міцності різьбові деталі розділяють на класи міцності.

Для болтів, гвинтів і шпильок передбачені 11 класів міцності: від 3.6 до 12.9. Клас міцності позначають двома числами, розділеними крапкою. Перше число, помножене на 100, являє собою мінімальне значення тимчасового опору  $\sigma_s$  (границі міцності) у МПа матеріалу різьбової деталі. Друге число, помножене на 10, – відношення (у відсотках) границі текучості  $\sigma_m$  до тимчасового опору  $\sigma_s$ .

Добуток першого і другого чисел, помножений на 10, дає мінімальне значення границі текучості  $\sigma_m$  матеріалу в МПа.

Наприклад, для болта класу міцності 4.6 маємо:

$$\sigma_s = 4 \times 100 = 400 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_m / \sigma_s = 6 \times 10 = 60\%;$$

$$\sigma_m = 4 \times 6 \times 10 = 240 \text{ МПа.}$$

Для гайок передбачені 7 класів міцності, що позначаються одним числом: від 4 до 12. Це число вказує найбільший клас міцності болта, із котрим гайка може бути сполучена в з'єднанні.

Наприклад, гайка класу міцності 6 може бути застосована в з'єднанні з болтом класу міцності не вище 6.8.

Розглянемо умовне позначення болта відповідно до найбільш поширеного стандарту ГОСТ 7798-70:

$d$  - зовнішній діаметр різьби гвинта (номінальний діаметр різьби);

$d_1$  - внутрішній діаметр;

$d_2$  - середній діаметр (ширина канавки дорівнює ширині виступу);

**Болт 2 М12×1,25.6g×60.10.9. 40Х. 026 ГОСТ 7798-70**

2 - виконання болта;

М12 - різьба метрична, зовнішній діаметр 12 мм;

1,25 - крок різьби, (дрібний, крупний крок - не проставляється)

6g - поле допуску різьби;

60 - довжина стержня болта, мм;

10.9 - клас міцності болта;

40Х - марка сталі (у разі потреби)

026 - вид і товщина покриття (02 - кадмування, 6 - товщина, мкм).

При проектуванні і розрахунках різьбових з'єднань, особливо для відповідальних конструкцій, дуже важливо знати ступінь завантаження деталей, який можна оцінити через контроль затягу з'єднання.

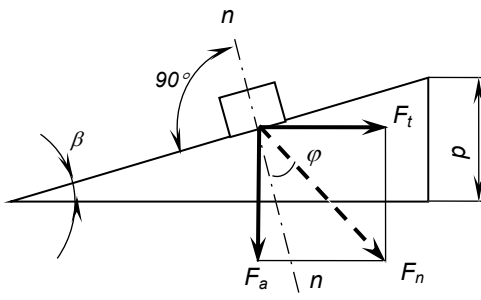
При контрольованому затягу значно зростає ефективність використання матеріалу, зменшуються маса і габарити конструкції, тощо.

На даному рівні розвитку техніки існує обмежений перелік методів контролю, це: а) застосування спеціальних каліброваних пружних шайб, б) вимірювання деформацій деталей з'єднання, в) вимірювання моменту закручування з'єднання.

Всі ці методи мають досить суттєві недоліки. Наприклад перший потребує великої номенклатури пружних елементів і може використовуватись у масовому виробництві відповідальних виробів. Другий метод (в основному вимірювання розтягу стержня болта) зустрічає великі труднощі суто технічного характеру, пов'язані з розміщенням вимірювальних пристроїв або апаратури в стиснених габаритах конструкції, що збирається. Метод контролю за допомогою динамометричних ключів, ключів граничного моменту, тощо потребує вельми високої стабільності коефіцієнта тертя між деталями з'єднання і деталями, що з'єднуються.

На даний момент контроль моменту закручування є найбільш поширеним, тому розглянемо його теоретичні основи.

Момент сил у різьбі можна визначити, розглядаючи гайку як повзун, що піднімається по витку різьби як по похилій площині з кутом  $\beta$  (рис. 2).



Повзун знаходиться у рівновазі якщо рівнодіюча  $F_n$  системи зовнішніх сил відхилена від нормалі  $n-n$  на кут тертя  $\varphi$ .

Для даного випадку зовнішніми силами є осьова сила  $F_a$  і колова сила  $F_t = 2T_p / d_2$  ( $T_p$  – момент у різьбі,  $d_2$  – середній діаметр різьби).

Рисунок 2

Замінивши колову силу осьовою  $F_t = F_a \cdot \text{tg}(\beta + \varphi)$  одержимо

$$T_p = 0,5 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\beta + \varphi).$$

З урахуванням моменту тертя торця гайки з середнім діаметром  $D_c$  по підкладній шайбі або деталі момент закручування складе

$$T_{зр} = 0,5 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \left[ \text{tg}(\beta + \varphi) + \frac{f \cdot D_c}{d_2} \right].$$

Слід відмітити, що кут тертя у різьбі залежить і від кута профілю різьби (для метричної  $\alpha = 60^\circ$ ), тобто  $\varphi = \text{arctg} [f / \cos(\alpha/2)]$ .

Як видно з формул, момент закручування знаходиться у прямій залежності від коефіцієнта тертя, як у різьбі, так і по торцю гайки, отже стабільність контролю затягу суттєво залежить від стабільності стану поверхонь деталей з'єднання і деталей, що з'єднуються.

#### 4 Оснащення лабораторної роботи пристроями і приладами

- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- натурні зразки деталей різьбових з'єднань;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- ГОСТ 8724-81 Диаметры и шаги метрической цилиндрической резьбы общего назначения;
- ГОСТ 7798-70\* Болты с шестигранной головкой;
- звіт з лабораторної роботи.

#### 5 Методика проведення лабораторної роботи

Болти в з'єднаннях можуть установлюватися із зазором (рис. 3) або без зазора.

Виконати креслення болтового з'єднання кільцевої форми стику. Вихідні дані:

Обертаючий момент	$T = 2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$
Число болтів	$Z = 10$
Коефіцієнт тертя	$f = 0,2$
Діаметр кола осей болтів	$D_0 = 300 \text{ мм}$
Внутрішній діаметр	$D_1 = 200 \text{ мм}$
Зовнішній діаметр	$D_2 = 340 \text{ мм}$
Допустимі напруження	$[\sigma]_p = 125 \text{ МПа}$

Варіант 1. Болти поставлені із зазором.

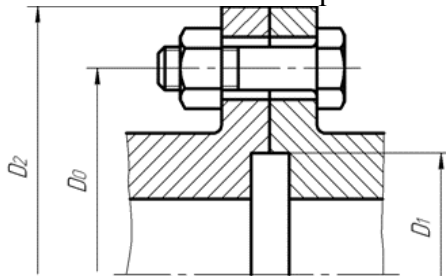


Рисунок 3 – Конструкція болтового з'єднання із зазором

Визначити діаметр болтів, виконати перевірочний розрахунок за умовами міцності.

Виконати складальне креслення з'єднання, оформити специфікацію. Формат А3.

Відсутніми розмірами задатися самостійно, але товщина деталей, що з'єднуються не більш  $0,25 D_2$ .

Варіант 2. Болти поставлені без зазора.

При користуванні для розрахунку болтового з'єднання «Справочником конструктора» слід вибирати певний вид розрахунку для виконання умов міцності. Розрахунок ведеться для кільцевої форми стику.

У першому випадку в з'єднанні встановлений так званий «чорний» болт, стрижень якого формується в процесі прокатки й отже має більший допуск на діаметр, тому діаметр отвору в цьому випадку призначають більше діаметра болта (рис. 4).

Нарізне з'єднання є попередньо напруженим. Оскільки зрушення смуг на величину зазора не допустимо, у процесі складання до гайки буде прикладений момент загвинчування, у результаті чого виникне сила  $Q$ , спрямована уздовж болта й розтягуюча болт.

Сила затяжки болта, поставленого в отвір із зазором:

$$Q = \frac{3M_{06}(D_2^2 - D_1^2)}{zf(D_2^2 - D_1^2)}$$

або при невеликій порівняно з  $D_0$  ширині кільцевої поверхні стику

$$Q = \frac{3M_{06}}{zfD_0},$$

де  $M_{06}$  – обертаючий момент, Н·мм;

$z$  – число болтів;

$f$  – коефіцієнт тертя.

Исходные данные		Результаты расчета	
Расчёт болтов с кольцевой формой стыка, болт с зазором		Расчёт болтов с кольцевой формой стыка, болт с зазором	
Ширина кольцевой поверхности стыка сравнительно с диаметром окружности осей болтов	Небольшая	Сила затяжки, Н	Q = 9375
Крутящий момент, Н*мм	M <sub>кр</sub> = 1500000	Внутренний диаметр резьбы болта, мм	d <sub>1</sub> = 9,77205
Число болтов	z = 12		
Коэффициент трения	f = 0,2		
Диаметр окружности осей болтов, мм	D <sub>0</sub> = 200		
Внутренний диаметр, мм	D <sub>1</sub> = 180		
Наружный диаметр, мм	D <sub>2</sub> = 220		
Допускаемое напряжение на растяжение, МПа	[σ <sub>р</sub> ] = 125		

Рисунок 4 – Вихідні дані та розрахунок болтового з'єднання із зазором

Удругому випадку «чистий» болт, стрижень якого обробляється різанням. Болт, поставлений без зазора, працює на деформацію зрізу і на зминання по діаметру точеного стержня. Момент тертя, що викликаний затяжкою, в розрахунок не приймають або приймають тільки 25-35% його величини (рис. 5).

Исходные данные		Результаты расчета	
Расчёт болтов с кольцевой формой стыка, болт точеный		Расчёт болтов с кольцевой формой стыка, болт точеный	
Крутящий момент, Н*мм	M <sub>кр</sub> = 1500000	Поперечная нагрузка на болт, Н	Q = 1875
Число болтов	z = 12	Диаметр точеного стержня, мм	d = 4,37019
Диаметр окружности осей болтов, мм	D <sub>0</sub> = 200	Высота участка смятия, мм	h >= 2,25812
Допускаемое напряжение на срез, МПа	[τ <sub>ср</sub> ] = 125		
Допускаемое напряжение на смятие, МПа	[σ <sub>см</sub> ] = 190		

Рисунок 5 – Вихідні дані та розрахунок болтового з'єднання без зазора

Поперечне навантаження, що припадає на кожний болт,

$$Q = \frac{3M_{об}}{zD_0}.$$

Менша із двох отриманих значень величина Q буде визначати навантажувальну здатність з'єднання.

За отриманими розмірами внутрішнього діаметра різьби болта вибираються болти за ГОСТ 7808-70. Креслення виконуються за допомогою програми КОМПАС.

Стандартні кріпильні вироби беруть з бібліотеки «Приложения → Стандартные изделия → Вставить элемент» (рис. 6).

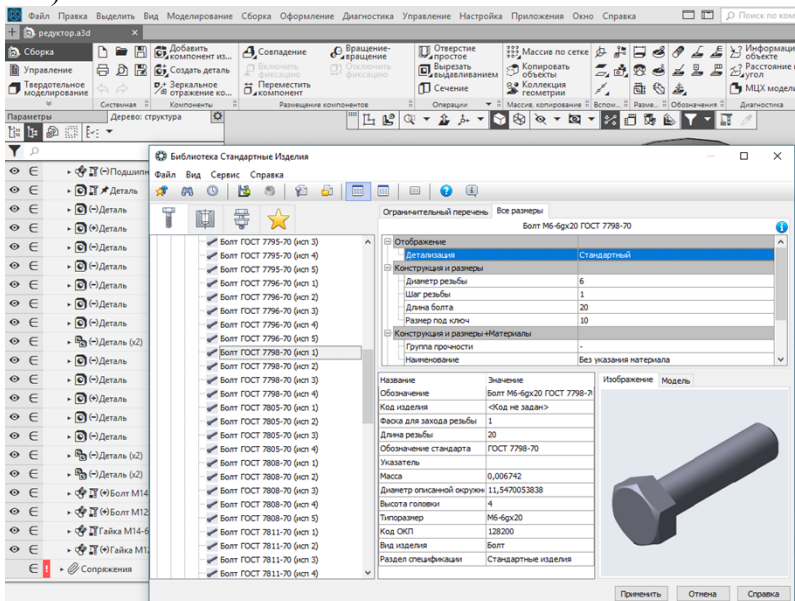


Рисунок 6 – Вибірболтів із бібліотеки КОМПАС

## 6 Вимоги безпеки

Під час проведення роботи додержуватись правил загальної інструкції з охорони праці, наведених у розділі „Загальні вимоги безпеки“.

## 7 Контрольні питання

- 1 Перерахуйте основні методи контролю затягування різьбових з'єднань.
- 2 Перерахуйте основні способи стопоріння різьбових з'єднань.

3 Для якого із з'єднань M18, M18×1.5, M18×1.25 при однаковому осьовому зусиллі розрахунковий обертаючий момент на ключі буде мати більше значення?

4 Для якого з болтів M24 чи M24×1.5 розрахункове допустиме зусилля затягування буде мати менше значення?

5 Для якого профілю різьби трикутного чи трапецеїдального, при рівних інших умовах, обертаючий момент на ключі при закручуванні буде мати більше значення?

## **8 Тестові завдання**

### **1 Який параметр різьби позначається символом $d$ ?**

- зовнішній діаметр;                      – внутрішній діаметр;
- середній діаметр;                      – діаметр западин,

### **2 Який кут профілю має метрична різьба?**

- 60°;                      – 55°;                      – 50°;                      – 45°.

### **3 Що позначає число „40“ у позначенні болта M10×40.58.029 ГОСТ 7798-70?**

- довжину стержня болта;                      – довжину різьби болта;
- загальну довжину болта;                      – висоту головки болта.

### **4 Для якої з перерахованих різьб найбільш доцільне застосування в гвинтовому домкраті?**

- упорної;                      – трикутної;
- круглої;                      – будь-якої.

### **5 До яких з'єднань відносять різьбові з'єднання?**

- роз'ємних;                      – нероз'ємних;
- роз'ємно-рухливих;                      – шарнірних.

**6 Який спосіб частіше всього використовують у масовому виробництві для створення потрібної сили попереднього затягування в болтовому з'єднанні?**

- закручування гайок динамометричними ключами;
- нагрів болта (охолодження деталей, які з'єднуються) при закручуванні гайок;
- застосування пружинних шайб;
- застосування притискних планок.

**7 Яка різьба прийнята за основну?**

- з крупним кроком;                      – з дрібним кроком;
- незалежно від кроку;                – трубна.

**8 Який крок різьби вказується в умовному позначенні різьби?**

- дрібний;                                  – крупний;
- нестандартний;                        – будь-який.

**9 З якою метою під гайку ставлять пружинну шайбу?**

- для запобігання з'єднання від самовідгвинчування;
- для зменшення зминання деталей гайкою;
- для збільшення осьової сили в різьбовому з'єднанні;
- для ущільнення різьбового з'єднання.

**10 Що позначає цифра „2“ у позначенні болта: Болт 2М10×40 ГОСТ 7808-70?**

- виконання болта;                      – кількість болтів;
- число заходів різьби;                – крок різьби.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ПРИВОДНИХ МУФТ

**Мета роботи:** Вивчення конструкцій найбільш типових компенсаційних муфт і визначення їх технічної характеристики. Вивчити конструкцію запобіжної кулачкової муфти, одержати практичні навички з її регулювання, оцінити стабільність обертаючого моменту спрацьовування муфти.

#### 1 Порядок виконання роботи

- ознайомитись з устроєм та принципом дії лабораторного пристрою для випробування кулачково-пружинної запобіжної муфти, визначити параметри динамометричного ключа;
- зробити описання конструкції муфти, що випробовується, навести основні параметри муфти;
- провести теоретичний розрахунок зусилля пружин муфти при її регулюванні на заданий момент спрацьовування;
- провести експериментальні досліді і визначити експериментальний момент, при якому муфта спрацьовує;
- виконати статистичну обробку результатів експерименту (середнє арифметичне значення моменту спрацьовування, середнє квадратичне відхилення, імовірні значення обертаючого моменту, при якому муфта спрацьовує);
- навести графічне зображення імовірного розподілу моменту спрацьовування муфти;
- зробити висновки та аналіз результатів випробувань (порівняти розрахункові та експериментальні величини, пояснити можливі причини їх розходжень);
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

#### 2 Завдання для самопідготовки

Під час самостійної підготовки до лабораторної роботи ознайомитись з областю застосування, класифікацією, умовами роботи, особливостями конструкції основних типів

самокерованих муфт, зокрема запобіжних. З'ясувати роль і місце кулачкових муфт, їх недоліки і переваги, основні відмінності кулачкових керованих муфт від кулачкових самокерованих. Розглянути основи розрахунків запобіжних кулачково-пружинних муфт на момент спрацьовування, вияснити фактори, які впливають на стабільність моменту спрацьовування. Підібрати метод статистичної оцінки стабільності моменту спрацьовування.

### 3 Основні теоретичні положення

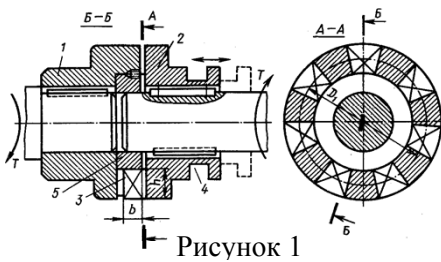


Рисунок 1

За принципом роботи кулачкові муфти відносять до синхронних з профільним замиканням. Такі муфти застосовують для передачі значних моментів при нечастих включеннях, необхідності жорсткого

кінематичного зв'язку і необов'язковій плавності вмикання.

Керовані і самокеровані кулачкові **муфти** складаються з двох півмуфт (1 і 2) із кулачками (3) на торцевих поверхнях. При вмиканні кулачки одної півмуфти входять у западини другої, створюючи жорстке зчеплення. Для переключення муфти одна з півмуфт за допомогою механізму керування (вилкою в пазі 4), (для самокерованих муфт – під дією внутрішніх сил) переміщається уздовж вала по шліцях або по направляючій шпонці.

Кулачкові муфти не допускають неспіввісності валів, що з'єднуються. *Співвісність півмуфт забезпечують або розташуванням їх на одному валі, або за допомогою спеціального кільця (5), запресованого в нерухому півмуфту, яке центрує кулачки.*

*Матеріал півмуфт - сталь 20Х або сталь 20ХН. Для підвищення зносостійкості робочі поверхні кулачків цементують і загартовують до твердості не нижче 54-60 HRC<sub>3</sub>.*

Основні елементи муфти – **кулачки**, бувають різноманітних профілів: *трикутного, трапецеїдального, прямокутного* - відповідно для малих, середніх і великих навантажень. Кулачки прямокутного профілю потребують точного взаємного кутового розташування півмуфт у момент вмикання і, внаслідок малих бічних зазорів, мають затруднене вмикання, але не створюють відтискаючих сил при роботі муфти. У муфтах із трапецеїдальними кулачками, внаслідок нахилу опорних поверхонь, виникають осьові сили, які прагнуть розсунути півмуфти й утрудняють вмикання.

Гострокутні профілі полегшують вмикання, але потребують осьової сили підтискання тим більшої, чим більше значення кута  $\alpha$  профілю (для трикутного профілю  $\alpha = 30..45^\circ$ ). *Асиметричний* профіль кулачків застосовують у нереверсивних механізмах для полегшення вмикання муфти.

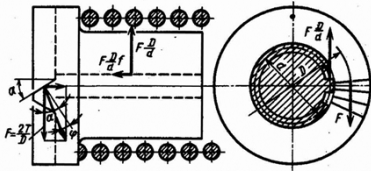
Число кулачків приймають  $z = 3..60$  у залежності від значення обертаючого моменту і бажаного часу вмикання, що тим менший, чим більше значення  $z$ . Кулачкові муфти прості у виготовленні і малогабаритні. **Недолік** кулачкових муфт - неможливість вмикання на швидкому ході. Щоб уникнути сильних ударів і ушкодження кулачків, вмикання муфти роблять без навантаження при максимальній різниці колових швидкостей на кулачках не більш 1 м/с. *Критеріями працездатності кулачкових муфт є зносостійкість та міцність на згин кулачків.* Зношування кулачків відбувається внаслідок їх відносного переміщення (ковзання) під навантаженням у момент вмикання та вимикання муфти при обертанні.

**Розрахунок на зносостійкість** проводять по середньому тиску на робочих поверхнях у припущенні рівномірної роботи усіх кулачків.

**Розрахунок на міцність** по напруженням згину біля основи кулачка проводять у припущенні неповного вмикання (сила прикладена до вершини кулачка).

**Пружинно-кулачкова запобіжна муфта** по конструкції аналогічна зчпній кулачковій (рис. 2), тільки рухому в

осьовому напрямку півмуфти притискають до нерухої не механізмом керування, а постійно діючою пружиною з регульованою силою притискання.



Такі муфти забезпечують достатньо високу точність спрацьовування за рахунок стабільності тиску пружин і постійного значення коефіцієнта тертя між кулачками.

Рисунок 2

Застосовуються пристрої регулювання пружини, як правило, гвинтового типу. Трапецеїдальні (або трикутні) кулачки виконують невеликої висоти з кутом  $\alpha$  профілю 30, 45, частіше 60°. При перевантаженні сума осьових складових сил  $F_0$  на гранях кулачків перевищує притиску силу пружини і муфта спрацьовує – відключає ведений вал та багаторазово покладає кулачками (за це їх часто називають тріскачками), подаючи своєрідний звуковий сигнал про перевантаження.

Потрібна сила стиску пружини (рис. 3) визначається з умови рівноваги рухої півмуфти. Ця сила залежить від двох складових: сили, що долає опір кулачків при їх взаємному переміщенні і сили тертя півмуфти по поверхні вала (шліцьового або шпонкового з'єднань). Причому друга складова знижує зусилля стиску пружини.

$$F_{пр} = \frac{2 \cdot T_p}{D} \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D}{d} f \right],$$

де  $T$  – розрахунковий момент короточасних перевантажень, Н·м;

$D$  – середній діаметр розташування кулачків, мм;

$d$  – діаметр вала, мм;

$\varphi$  – кут тертя на кулачках;

$f$  – коефіцієнт тертя в шліцьовому або шпонковому з'єднанні.

Сила стиску пружини при повному вимиканні (виході з взаємного зачеплення) кулачків муфти не повинна суттєво перевищувати силу на початку вимикання.

Спрацювання муфти супроводжують значні ударні навантаження, тому ці муфти *застосовують для передачі невеликих обертаючих моментів при малих частотах обертання і малих махових моментах мас, що з'єднуються.*

Конструкція муфти, що розглядається у даній лабораторній роботі, дещо відрізняється від традиційних конструкцій запобіжних пружинно-кулачкових муфт тим, що одна з півмуфт закріплена на валі, а інша зв'язана через спеціальний фланець з зірочкою приводної ланцюгової передачі. Притискання двох зубчастих шайб здійснюється за допомогою кількох пружин, це підвищує надійність, але ж висуває додаткові вимоги до ідентичності розмірів і параметрів жорсткості пружин. Такі конструкції муфт досить поширені у сільськогосподарському машинобудуванні.

Для такої конструкції муфти зусилля стиску пружин зручніше визначати з вираження

$$F_{пр} = \frac{2 \cdot T_p}{D \cdot ctg(\alpha - \varphi) + df},$$

де  $d$  – середній діаметр кільцевої поверхні фланця, мм.

Рівномірність деформації всіх притискних пружин можна легко контролювати через число обертів регулювальних гайок.

Розрахункова деформація однієї притискної пружини визначається по формулі

$$\Delta\lambda = \frac{F_{пр}}{Z_{пр} \cdot C_{пр}},$$

де  $Z_{пр}$  – число пружин;

$C_{пр}$  – жорсткість однієї пружини, Н/мм.

Число обертів регулювальних гайок, яке відповідає розрахунковій деформації пружини, визначається через крок регулювальної різьби  $p$ .

$$n = \frac{\Delta\lambda}{p}.$$

Розрахунки запобіжних пружинно-кулачкових муфт на зносостійкість та міцність аналогічні відповідним розрахункам керованих кулачкових муфт з подібними профілями кулачків.

#### 4 Оснащення робочого місця лабораторної роботи

- комп'ютер з програмним забезпеченням;
- натурні зразки муфт;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи.

#### 5 Методика проведення роботи

Дати опис конструкції муфт, що досліджуються.

##### 1 Опис конструкції втулково-пальцевої муфти

Муфта пружна втулково-пальцева складається із двох напівмуфт, з'єднаних з валами  $d_{B1}$  і  $d_{B2}$  за допомогою шпонок. Обертаючий момент передається через пальці, які закріплені в одній із напівмуфт нерухомо, а з другою – взаємодіють через гумові гофровані втулки. Пружність конструкції забезпечується за рахунок втулок, здатних деформуватися під навантаженням. Стандарт передбачає розмірний ряд муфт для валів діаметром (10...160)мм і обертаючих моментів (3,3...16000) Н·м.

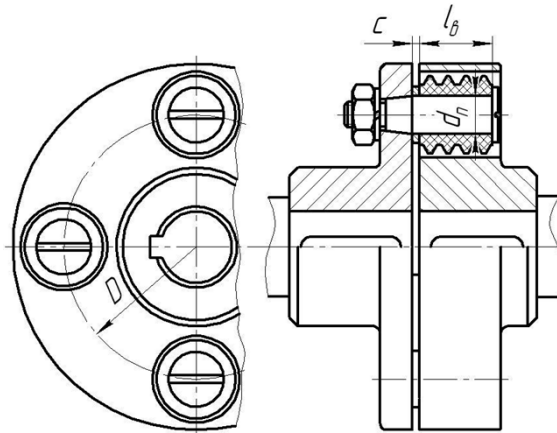


Рисунок 3– Розрахункова схема пружної втулково-пальцевої муфти

Муфту даної конструкції часто використовують для з'єднання вала електродвигуна з редуктором. Граничний

пружний момент муфти визначається міцністю пальців на згин і міцністю гумових втулок на зминання.

Умова міцності втулок:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_p}{D \cdot Z \cdot d_n \cdot l_B} \leq [\sigma]_{зм},$$

де  $D$  – діаметр кола розміщення пальців, мм;

$Z$  – кількість пальців;

$d_n$  – діаметр пальців, мм;

$l_B$  – довжина гумової втулки, мм;

$[\sigma]_{зм}$  – допустимі напруження зминання, для гуми  $[\sigma]_{зм} = (2 \dots 2,5)$  МПа.

За заданими розмірами діаметра вала вибрати муфту МПВП за ГОСТ 21424-93. Креслення виконуються за допомогою програми КОМПАС.

Визначити граничний обертаючий момент муфти з умови міцності гумових втулок на зминання. Основні параметри муфти занести до таблиці 1.

Таблиця 1 – Параметри втулково-пальцевої муфти

Діаметри з'єднуваних валів, мм		$D$ , мм	Кількість пальців, $Z$	$d_n$ , мм	$l_B$ , мм	$D_M$ , мм	$L_M$ , мм	$T_p$ , Н·м
$d_{B1}$	$d_{B2}$							

Ланцюгова муфта складається із двох зірочок-напівмуфт з однаковим числом зубців  $Z_1 = Z_2$ , охоплених одно- або дворядним ланцюгом. Ці муфти мають відносно просту конструкцію, невеликі габарити, надійні в роботі. Вони зручні для монтажу і демонтажу – не вимагають осьового зміщення валів. Їх габаритні розміри приблизно у 1,5 рази менші, ніж у муфт МПВП. Стандартний ряд ланцюгових муфт передбачає розмірний ряд їх для валів діаметром (20...130) мм і обертаючим моментом (63...8000) Н·м.

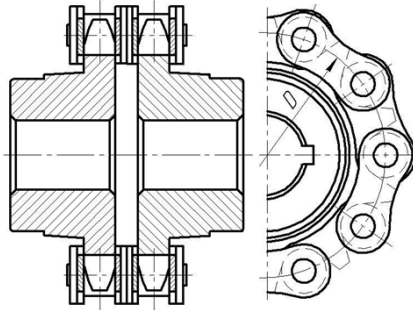


Рисунок 4– Ланцюгова муфта

Для визначення допустимого обертаючого моменту цієї муфти необхідно попередньо визначити тип ланцюга і його руйнівні навантаження. Для цього необхідно виміряти його крок  $p$ , діаметр роликів  $d_p$  відстань між пластинами внутрішньої ланки  $b_{BH}$ . За отриманими даними з довідника визначити тип ланцюга та його руйнівне навантаження.

Визначити граничний обертаючий момент муфти з умови міцності ланцюга.

$$T_p = \frac{0,5F_t \cdot d_d}{K_p},$$

де  $d_d$  – ділительний діаметр зірочок, мм;

$K_p$  – коефіцієнт режиму роботи  $K_p = 1,7$ .

За заданими розмірами вибрати ланцюгову муфту за ГОСТ 20742-93. Креслення виконуються за допомогою програми КОМПАС.

Основні параметри муфти занести до таблиці 2.

Таблиця 2 – Параметри ланцюгової муфти

Діаметри з'єднуваних валів, мм		Параметри ланцюга, мм			Тип ланцюга і його руйнівне навантаження $F_p$ , кН	Число зубців зірочок $Z$	Ділительний діаметр зірочок $d_d$ , мм	Довжина муфти $L_M$ , мм	Граничний розрахунковий обертаючий момент $T_p$ , Н·м
$d_{B1}$	$d_{B2}$	$p$	$d_p$	$b_{BH}$					



## **2 До числа обгінних муфт відносяться:**

- роликові;      – відцентрові;
- фрикційні;    – шарнірні.

## **3 Укажіть основні призначення запобіжних муфт**

– захист механізмів від поломок при передачі граничних навантажень;

- сприйняття осьової сили;
- з'єднання валів з неточно сполученими осями;
- з'єднання ділянок довгого складеного з окремих секцій вала.

## **3 Укажіть основне призначення обгінної муфти**

- передача руху і моменту тільки в один бік;
- компенсація погрешностей установки валів, які з'єднуються;
- захист механізмів від поломок;
- передача руху і моменту в обох напрямках.

## **4 Запобіжні муфти необхідно обов'язково встановлювати...**

- в автоматичних машинах, що працюють без нагляду за їхньою роботою;
- у приводах машин з гідрофікованими робочими органами;
- в машинах з ручним приводом;
- в машинах з циклічним режимом роботи.

## **5 Пальці пружної втулично-пальцевої муфти (МПВП) розраховують на**

- згин;                      – кручення;
- стиск;                    – зсув.

**6 Як залежить момент спрацьовування пружинно-дискової кулачкової запобіжної муфти від зусилля затягу її пружин?**

- прямопропорційно;
- оберненопропорційно;
- зовсім не залежить;
- по різному в залежності від моменту на валі.

**7 З якою метою в конструкціях зубчастих керованих муфт застосовують синхронізатори?**

- для зрівняння частоти обертання валів при їх з'єднанні під час руху;
- для зрівняння обертаючих моментів на валах перед їх з'єднанням;
- для зрівняння амплітуд коливань кінців валів перед їх з'єднанням;
- для зрівняння прогину кінців валів перед їх з'єднанням.

**8 Для чого в приводах машин застосовують запобіжні муфти?**

- для автоматичного від'єднання валів при досягненні заданого обертаючого моменту;
- для автоматичного з'єднання валів при досягненні заданої частоти обертання;
- для передачі моменту в прямому напрямку і вільного обертання в зворотному;
- для зрівняння амплітуд коливань кінців валів перед їх з'єднанням.

**9 Яка з муфт може компенсувати значні кутові зміщення валів (до 40...45°)?**

- шарнірна;
- кулачково-дискова (муфта Ольдгейма);
- хрестова з плаваючим сухарем;
- пружна втулково-пальцева.

**10 Основне призначення муфт – передача обертаючого моменту. У якому випадку може бути застосована муфта?**

- з'єднуються абсолютно співвісні або з невеликими відхиленнями від співвісності вали;
- з'єднуються паралельні вали;
- з'єднуються вали, які перехрещуються;
- з'єднуються перпендикулярні вали.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Деталі машин [Текст]: підручник : затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978– 966– 2007– 28– 2.

2 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд. стер. - Электрон. текстов. дан. – М. : Издательский центр «Академия», 2008. – 1 файл ; 496 с.

3 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 5-е изд., перераб. и доп. – Электрон. текстов. дан. – М.: Высшая школа, 1998.

4 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст]: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.

5 Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин [Текст]: [учеб. пособие для техн. вузов] / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласаян. – 3-е изд., перераб. и доп. – Х. : Основа, 1991. – 275 с.

6 Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие/ Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласаян. – 3-е изд., испр. и доп. – Электрон. текстов. дан. – Х.: Основа, 1991. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

7 Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст]: підручник / В.Т. Павлице. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.

8 Анурьев В.И.Справочник конструктора-машиностроителя [Электронный ресурс]: в 3-х т. / В. И. Анурьев. – Электрон. текстовые дан. – М.: Машиностроение Т.1 / ред. И. Н. Жесткова. – 8-е изд. перераб. и доп. – 2001. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 920 с.

9 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Электронный ресурс] : в 3-х т. / В. И.

Анурьев. - Электрон. текстовые дан. - М.: Машиностроение Т.2 / ред. И. Н. Жесткова. – 2001. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 912 с.

10 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Электронный ресурс] : в 3-х т. / В.И. Анурьев. – Электрон. текстовые дан. – М.: Машиностроение Т.3 / ред. И.Н. Жесткова. - 2001. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM) ; 864 с.

11 Богуславский А.А. Учимся моделировать и проектировать в КОМПАС-3D LT [Электронный ресурс] : учеб. пособие / А. А. Богуславский. - Электрон. текстовые дан.

12 Зубчатые передачи [Текст]: справочник / ред. Е.Г. Гинзбург. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1980. - 415 с.

13 Кудрявцев Е.В. КОМПАС-3D. Моделирование, проектирование и расчет механических систем [Электронный ресурс] / Е. В. Кудрявцев. - Электрон. текстовые дан. - М.: ДМК Пресс, 2008. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 400 с.

14 Орлов П.И. Основы конструирования [Текст] : справочно-методическое пособие: в 2-х кн. / П. И. Орлов; под ред. П. Н. Учаева. - 3-е изд., испр. - М. : Машиностроение, 1988. Кн. 2. - 1988. - 542 с.

15 Тематична колекція з програми КОМПАС-3D [Электронный ресурс]. - Электрон. текстові дані (10 файлів). - [Мелітополь]: [б. и.], [2012]. - 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

16 Цехнович Л.И. Атлас конструкций редукторов/ Л.И. Цехнович, И.П. Петриченко. – Киев: Вища школа, 1979.– 128 с.

17 Шалумов А.С. Система автоматизированного проектирования КОМПАС-ГРАФИК [Электронный ресурс]: учеб. пособие [в 2-х частях] / А. С. Шалумов, Д. В. Багаев. - Электрон. текстовые дан. - Ковров: [б. и.], 2003 - Ч. 1: Введение в КОМПАС / Ковровская государственная технологическая академия. - 2003. - 1 эл. опт.диск (CD-ROM); 42 с.

18 Шалумов А.С. Система автоматизированного проектирования КОМПАС-ГРАФИК [Электронный ресурс]: учеб. пособие: [в 2-х частях] / А. С. Шалумов, Д. В. Багаев, А. С. Осипов. - Электрон. текстовые дан. - Ковров : [б. и.], 2005 -

Ч. 2 : Проектирование в КОМПАС / Ковровская государственная технологическая академия. - 2005. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM) ; 42 с

19 Проців В.В. Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС [Текст] : навч. посібник / В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 178 с. іл.

20 ГОСТ 7.1-84. Библиографическое описание документа. Общие требования и правила составления. – Взамен ГОСТ 7.1- 76; Введ. 01.01.86. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 70 с.



Навчальне видання

**Дереза Олена Олександрівна  
Коломієць Сергій Матвійович**

## **ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ З ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ (ДЕТАЛЕЙ МАШИН)**

*Навчальний посібник для виконання лабораторних робіт*

Підписано до друку 22.04.2019 р.  
Формат 148×210. Папір офсетний.  
Замовлення № 1106-19 від 14.06.2019 р.  
Обсяг 9,7 ум. друк. арк. Тираж 50.

Надруковано у копії-центрі “Х-Терра” (ФОП Ландар Сергій Миколайович)  
м. Мелітополь, вул. Університетська, 55/3, 72312, Україна.  
Тел. 097-411-0-114. E-mail: x-terra@ukr.net