

**О.О. Дереза, О.М. Леженкін, О.О. Вершков,  
Є.А. Гавриленко, А.О. Смєлов, Ю.О. Дмитрієв**

# ***ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА (ДЕТАЛІ МАШИН)***

***Посібник-практикум  
Частина 2***





**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

**О.О. Дереза, О.М. Леженкін, О.О. Вершков,  
Є.А. Гавриленко, А.О. Смелов, Ю.О. Дмитрієв**

**ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА  
(ДЕТАЛІ МАШИН)**

*Посібник-практикум*

*Частина 2*

Мелітополь  
2021

УДК 62-23(076)

Д 36

Рекомендовано до друку рішенням Вченої ради механіко-технологічного факультету Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного  
(протокол №07 від «13» квітня 2021 р.)

Рецензенти:

- С.В. Кюрчев – д.т.н., професор кафедри технології конструкційних матеріалів Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного;
- С.М. Коломієць – к.т.н., доцент кафедри геоєкології і землеустрою Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного.

**Дереза О.О.**

**Інженерна механіка (деталі машин):** посібник-практикум (Частина 2)/ О.О. Дереза, О.М. Леженкін, О.О. Вершков, Є.А. Гавриленко, А.О. Смєлов, Ю.О. Дмитрієв – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2021. – 132 с.

У другій частині посібника-практикума зібраний, систематизований та викладений теоретичний і методичний матеріал, який охоплює практичні питання дисципліни «Інженерна механіка (деталі машин)» стосовно деталей, що обслуговують передачі. Наведені загальні поняття про конструкції деталей машин і механізмів, розрахунки валів та підшипників; загальні питання про з'єднання, муфти приводів, механізми вантажопідйомних машин. Надано рекомендації з конструювання деталей машин з використанням традиційних розрахункових і сучасних засобів комп'ютерних програм.

Рекомендовано для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія».

УДК 62-23(076)

© О. О. Дереза, Леженкін О.М., О.О. Вершков,  
Є.А. Гавриленко, А.О. Смєлов, Ю.О. Дмитрієв  
© Люкс, 2021

## ЗМІСТ

РОЗРАХУНОК ВАЛІВ. ЕСКІЗНА КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА .....	4
НАБЛИЖЕНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА .....	17
КОНСТРУЮВАННЯ ВАЛІВ РЕДУКТОРА .....	27
ПІДБІР ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ .....	38
РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ .....	50
РОЗРАХУНКИ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ .....	57
РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ .....	69
РОЗРОБКА КРЕСЛЕНИКА ЗАГАЛЬНОГО ВИДУ РЕДУКТОРА .....	79
РОЗРОБКА РОБОЧИХ КРЕСЛЕНИКІВ ДЕТАЛЕЙ .....	89
ОФОРМЛЕННЯ ПРОЄКТУ .....	99
РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ .....	108
РОЗРАХУНОК ГАЛЬМА .....	127

## ПРАКТИЧНА РОБОТА

### РОЗРАХУНОК ВАЛІВ. ЕСКІЗНА КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

**Мета роботи:** Закріплення знань та одержання навичок в проведенні орієнтовного розрахунку валів, як першої попередньої стадії визначення діаметра вала. Ознайомлення з основними принципами конструювання та визначення розмірів елементів корпусних деталей редукторів загального призначення. Оволодіння практичною методикою послідовного виконання етапів ескізного компонування редукторів різних типів, що мають різноманітні кінематичні та конструктивні особливості.

#### 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

##### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції „Вали та осі“, переглянути та засвоїти основні положення навчальної літератури, що рекомендована. В процесі ознайомлення з матеріалами лекцій звернути увагу на основну відмінність в термінології „вал“ або „вісь“ і спільні риси в призначенні і конструкції, які поєднують ці деталі, що обслуговують передачі.

Класифікувати вали та осі за основними ознаками: за формою геометричної осі, за формою перетину, за загальним виглядом, за кількістю і розташуванням опор, за місцем валів у приводі, тощо.

Звернути увагу на термінологію назв елементів валів найбільш поширеної ступінчастої форми (цапфи, шийки, шипи, п'яти і т.п.).

З'ясувати критерії роботоздатності валів та осей, види їх руйнувань, основні вимоги, що пред'являються до валів та осей, вимоги до матеріалів для їх виготовлення, порядок вибору матеріалів та їх обробки.

Розглянути види та методи перевірочних та проєктних розрахунків валів та осей, їх етапи і доцільність використання у тих чи інших випадках.

Ознайомитись з методикою найбільш поширеного простого розрахунку валів на міцність - орієнтовного розрахунку. Визначити умовні допущення, які лежать в основі цього розрахунку, переглянути та проаналізувати формули, за якими проводяться розрахунки.

Встановити призначення, роль і місце ескізного компонування у процесі проєктування – підготовки до другого етапу, більш точного, розрахунку валів на міцність – наближеного розрахунку вала.

Ознайомитись з принципами і послідовністю ескізного компонування редукторів різних типів, видів з різними конструктивними особливостями.

## **1.2 Питання для самопідготовки**

- 1.2.1 В чому основна відмінність вала від осі?
- 1.2.2 Наведіть класифікацію валів по призначенню.
- 1.2.3 Наведіть класифікацію валів по формі.
- 1.2.4 З якою метою використовують порожнинні вали?

## **1.3 Рекомендована література**

1. Деталі машин : підручник : затверджено МОН України / А. В. Мінняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.
2. *Павлице В. Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.
3. Проєктування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проєктування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

– Виконати орієнтовний розрахунок валів редуктора.

- Виконати розрахунки основних елементів редуктора.
- Побудувати ескізну компоновку редуктора.
- Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

## **2.2 Оснащення робочого місця**

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

## **2.3 Теоретичні відомості**

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

- хвостовик 1 використовується для монтажу півмуфти, шківів, зубчастого колеса, зірочки або інших деталей, через які вал сприймає обертаючий 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 як циліндричну, так і конічну форму;

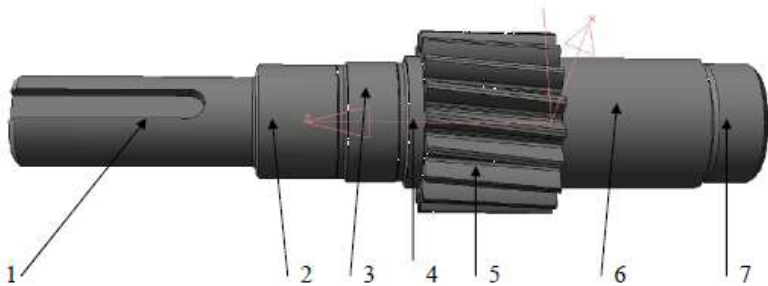
- ділянка 2 контактує з манжетним ущільненням і характеризується малою шорсткістю поверхні для зменшення зносу вала і ущільнення;

- шипи 3 і 7 використовуються для монтажу підшипників;

- зубчастий вінець шестірні 5, що виготовлений разом з валом, використовується для передачі обертаючого моменту з вала на колесо;

- вільні ділянки 4 та 6 забезпечують необхідні відстані між змонтованими на валі деталями та елементами корпусу.





1 – хвостовик; 2 – ділянка з манжетним ущільненням; 3 – шип;  
 4, 6 – вільні ділянки; 5 – зубчастий вінець шестірні; 7 – шип  
 Рисунок 1 – Зовнішній вигляд вал-шестірні з позначенням функціональних поверхонь

### Завдання та вихідні дані для розрахунків

#### 1 Вихідні дані:

- обертаючі моменти на валах редуктора:
  - ведучий  $T_I = 44 \text{ Н}\cdot\text{м};$
  - проміжний  $T_{II} = 212 \text{ Н}\cdot\text{м};$
  - ведений  $T_{III} = 806 \text{ Н}\cdot\text{м};$
- ділильні діаметри і ширина коліс, мм:
  - $d_{a1ш} = 51 \text{ мм}, b_{1ш} = 48 \text{ мм}, d_{ш} = 233 \text{ мм}, b_{2ш} = 44 \text{ мм};$
  - $d_{a1т} = 96 \text{ мм}, b_{1т} = 94 \text{ мм}, d_{a2т} = 366 \text{ мм}, b_{2т} = 90 \text{ мм}.$

Як правило, у якості завдання на практичне заняття використовується схема двоступінчастого циліндричного редуктора, тому, в залежності від схеми потрібно навести ділильні діаметри та ширину шестірень і коліс обох ступіней.

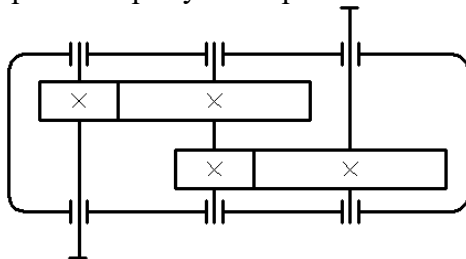


Рисунок 2 – Кінематична схема редуктора

## 2 Вибір матеріалу валів

Для валів редукторів звичайно вибирають середньовуглецеві сталі 45, 50, 40Х з термообробкою нормалізація або поліпшування.

Таблиця 1 – Механічні характеристики сталей, що застосовуються для виготовлення більшості валів редукторів

Марка сталі	ГОСТ	Границя міцності $\sigma_{\text{мц}}$ , МПа	Границя текучості $\sigma_{\text{т}}$ , МПа	Допустимі напруження $[\sigma]$ , МПа
35	1050–88	720	480	36...42
45	1050–88	800	560	42...48
40Х	4543–71	980	780	52...58

## 3 Орієнтовний розрахунок валів

Згідно з методикою розрахунку орієнтовний розрахунок виконується умовно тільки на деформацію кручення, а вплив на міцність вала деформацій згину, концентраторів напружень та характеру навантажень компенсується значно заниженими значеннями допустимих напружень. Діаметр вала визначається з умови міцності на чисте кручення

$$d_i \geq 10 \sqrt[3]{\frac{16T_i}{\pi [\tau]_{\text{кр}}}}, \quad (1)$$

де  $T_i$  – обертаючий момент на валі, Н·мм;

$[\tau]_{\text{кр}}$  – допустимі напруження,  $[\tau]_{\text{кр}} = 15 \dots 20$  МПа.

Отриманий діаметр повинен бути округленим до числа кратного п'яти для вибору підшипників.

## 4 Вибір підшипників для валів

На етапі попереднього ескізного компоновання у якості опор валів рекомендують використовувати кулькові однорядні радіальні підшипники легкої або ж середньої серії. Основні розміри підшипників – діаметри внутрішнього і зовнішнього кілець і ширина визначаються за каталогом підшипників, за довідниками або за таблицею 2.

Таблиця 2 – Розміри підшипників кулькових радіальних однорядних

У міліметрах

Номер підшипника	d	D	B
204	20	47	14
205	25	52	15
206	30	62	16
207	35	72	17
208	40	80	18
209	45	85	19
210	50	90	20
211	55	100	21
212	60	110	22
213	65	120	23
214	70	125	24
215	75	130	25
216	80	140	26

### 5 Розміри елементів корпусу редуктора

Визначення основних розмірів корпусних деталей проводиться на прикладі литого чавунного роз'ємного корпусу (рисунок 3). Співвідношення між основними розмірами цього корпусу наведені в таблицях 3 – 6.

Товщина стінки корпусу редуктора, яка відповідає вимогам технології литва і необхідної жорсткості корпусу, мм

$$\delta = 1,8 \sqrt[4]{T} \geq 8,$$

де  $T$  – обертаючий момент на веденому валу, Н·м.

Кількість фундаментних болтів, шт.

$$\begin{cases} z_{к1} = 4 & \text{при } a_{WT} \leq 300; \\ z_{к1} = 6 & \text{при } a_{WT} > 300, \end{cases}$$

де  $a_{WT}$  – міжосьова відстань тихохідної ступіні редуктора, мм.

Основні розміри оформити у вигляді таблиці 3.

Таблиця 3 – Основні розміри елементів корпусу і кришки редуктора

Найменування	Позначення	Співвідношення
Товщина стінки кришки редуктора	$\delta_1$	$0,8\delta$
Товщина верхнього фланця корпусу	s	$1,5\delta$
Товщина нижнього фланця корпусу	s <sub>2</sub>	$2,35\delta$
Товщина фланця кришки редуктора	s <sub>1</sub>	$1,2\delta$
Діаметр фундаментних болтів	d <sub>к1</sub>	$1,2\delta + 7$
Діаметр болтів, що стягують кришку і корпус	d <sub>к2</sub>	$0,9\delta + 5$
	d <sub>к3</sub>	$0,7\delta + 4$
Товщина ребер корпусу	$\delta_p$	$\delta$
Ширина підйомної петлі	b <sub>п</sub>	$2,5\delta$
Діаметр штифта	d <sub>ш</sub>	$\delta$
Діаметр відривного гвинта	d <sub>вг</sub>	$1,2\delta$
Ширина фланця	k <sub>i</sub>	див. таблицю 4
Довжина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	l <sub>ф</sub>	$2k_1$
Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	b <sub>ф</sub>	$k_1 + 1,5\delta$
Відстань від осі болта до стінки корпусу	c <sub>i</sub>	див. таблицю 4
Діаметр отвору під болт	d <sub>о,i</sub>	див. таблицю 4
Діаметр цековки	D <sub>цi</sub>	див. таблицю 4
Глибина цековки	h <sub>цi</sub>	див. таблицю 4

Таблиця 4 – Розміри деяких елементів корпусу в залежності від діаметра болта

У міліметрах

$d_k$	k	c	$d_o$	$D_{ц}$	$h_{ц}$	r
8	22	13	9	15	1,0	2
10	27	16	11	18		
12	31	18	13	22	1,5	3
14	36	21	15	25		
16	41	23	17	28		
18	45	26	20	30	2,0	4
20	50	28	22	35		
22	55	31	24	38		
24	59	33	26	40	2,5	5
27	66	37	29	45		
30	73	41	32	50		

Таблиця 5 – Розміри гнізд підшипників з кришкою на гвинтах

У міліметрах

$D_{кп1}$	$D_{кп4}$	$D_{кп5}$	$\delta_{кп}$	$d_{кп}$	Кількість гвинтів, $Z_{кп}$ , шт.
42	56	70	8		4
47	61	75			
52	66	80			
55	69	83			
62	76	90			
68	82	96			
72	86	100			
75	89	103			
80	94	108	10		6
85	99	113			
90	106	122			
95	111	127			
100	116	132			
110	126	142			

Продовження таблиці 5

115	131	147	12
120	136	152	
125	141	157	
130	146	162	
140	160	180	
150	170	190	
160	180	200	
170	190	210	

Таблиця 6 – Співвідношення розмірів гнізд підшипників з врізаною кришкою

У міліметрах

$D_{кп1}$	$D_{кп2}$	$D_{кп3}$	$b_{кп}$	$s_{кп}$ не менш
До 90	$D_{кп1} + 7$	$1,25 D_{кп1} + 10$	5	8
90...170	$D_{кп1} + 9$		7	10

## 6 Ескізне компоунвання редуктора

Мета ескізного компоунвання – визначення розмірів валів по довжині, зокрема відстаней між серединами опор і серединами елементів передач, які базуються на даному валі. Ці розміри у подальшому будуть використовуватись при наближеному розрахунку вала (розрахунку на спільну дію кручення і згину).

Ескізна компоунка редуктора виконується на аркуші формату А4 у будь-якому стандартному масштабі і повинна містити ескізне зображення редуктора і основний напис.

В даному посібнику прийнято позначення: нижній індекс «ш» – параметр відноситься до швидкохідної ступіні; індекс «т» – до тихохідної ступіні.

Компоунвання циліндричного двоступінчастого редуктора проводиться у такій послідовності:

- 1) Вибрати масштаб і намітити розташування компоунки;
- 2) Провести осьові лінії валів на відстані  $a_{шш}$  і  $a_{тт}$  одна від одної;

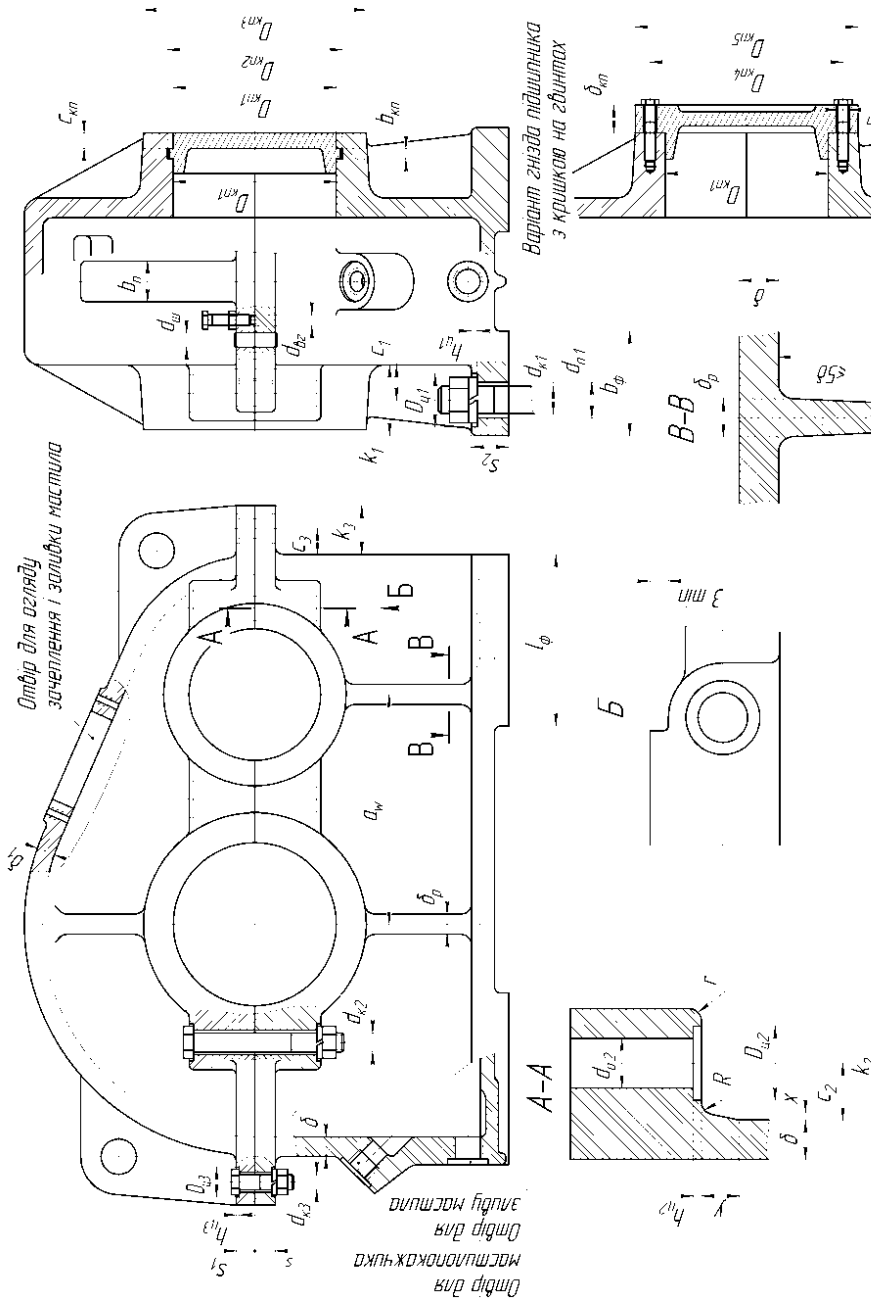


Рисунок 3 – Конструктивні елементи корпусу і кришки редуктора

3) Побудувати швидкохідну ступінь у відповідності з розмірами, які було отримано при розрахунку зубчастих передач:  $d_{a1ш}$ ,  $d_{a2ш}$ ,  $b_{1ш}$ ,  $b_{2ш}$ ,  $d_{1ш}$ ,  $d_{2ш}$ .

4) Побудувати тихохідну ступінь дотримавши зазор  $0,8\delta$  між швидкохідним колесом і тихохідною шестірнею за розмірами:  $d_{a1т}$ ,  $d_{a2т}$ ,  $b_{1т}$ ,  $b_{2т}$ ,  $d_{1т}$ ,  $d_{2т}$ .

5) На відстані  $1,2\delta$  від торця шестірень і кіл виступів зубчастих коліс провести контур внутрішньої поверхні корпусу редуктора.

6) Розташувати підшипники так, щоб торцем вони знаходилися на внутрішній поверхні корпусу, а їх вісь співпадала з віссю валів.

7) Викреслити вали діаметрами  $d_i$ , які були прийняті при орієнтовному розрахунку валів. Довжина ділянок валів:  $f_{ш} = k_3 + \delta - B_1 + 2d_1$ ;  $f_t = k_2 + \delta - B_3 + 2d_3$ .

8) Визначити графічно  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – відстані між точками прикладення сил. Ці значення будуть вихідними даними для подальшого розрахунку вала.

Один з варіантів ескізної компоновки редуктора показаний на рисунку 4.

## **7 Висновки по розрахунку**

Виконано ескізу компоновку за розмірами, які були отримані при розрахунку передач, а також орієнтовно визначених розмірах валів і підшипників.



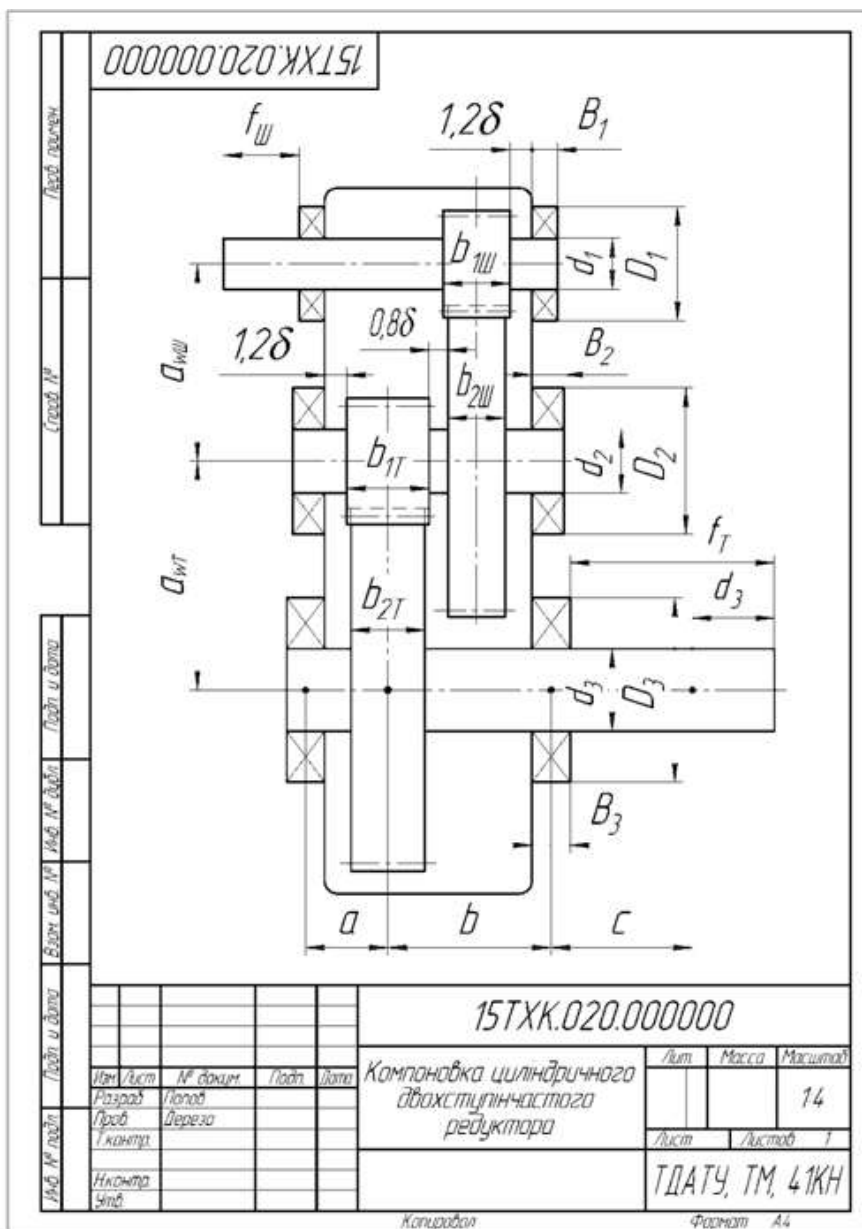


Рисунок 4 – Приклад виконання ескізної компоновки редуктора

### ***Контрольні запитання***

1 Назвіть основні типи вихідних кінців валів.

2 Сформулюйте основні вимоги до матеріалів валів.

3 Які матеріали і види обробки найчастіше використовуються при виготовленні валів механічних приводів?

4 З якою метою при проєктних розрахунках вала виконують його ескізне компонування?

5 Поясніть основні терміни, якими характеризують елементи валів (цапфа, шийка, шип, п'ята, тощо).

6 Назвіть функціональні поверхні валів.

7 Як визначити відстані між точками прикладення сил на валі?

## ПРАКТИЧНА РОБОТА

### НАБЛИЖЕНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА

**Мета роботи:** Проведення аналізу компоувальних схем сполучень вал-зубчасте колесо, підшипникових вузлів. Оволодіння практичною методикою послідовного виконання етапів наближеного та уточненого розрахунків валів для найбільш поширених компоувальних схем редукторів різних типів, що мають різноманітні кінематичні та конструктивні особливості.

#### 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

##### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції „Вали та осі“, уяснити основні положення навчальної літератури, що рекомендована [1-3].

В процесі ознайомлення з матеріалами лекції та літератури звернути увагу на роль і місце наближеного і уточненого розрахунків валів у системі проєктних та перевірочних розрахунків на міцність.

Проаналізувати спільні положення і уточнити особливості в визначенні числових значень та напрямків складових (колових, радіальних, осьових) зусилля в найбільш поширених (зубчастих циліндричних, конічних та черв'ячних) зачепленнях. З'ясувати, які зусилля діють в передачах гнучким зв'язком (пасових та ланцюгових), з'єднувальних муфтах, визначення величини цих зусиль і яким чином вони передаються на вали привода.

Ознайомитись з методикою побудови просторових схем різних приводів, для цього згадати основні правила викреслювання аксонометричних проєкцій, зокрема тіл обертання – циліндрів, дисків, тощо.

Повторити правила компоування розрахункових схем для розрахунків валів на сумісну дію кручення і згину, а також методикау знаходження напрямку і числових значень опорних

реакцій, правила визначення знаків і величини згинаючих моментів, побудову їх епюр та епюр обертаючих моментів.

З'ясувати, яким чином визначаються сумарні згинальні моменти і еквівалентний момент у найбільш навантаженому перерізі, який характеризує сумісну дію деформацій кручення і згину. Ознайомитись з методикою наближеного розрахунку вала, порядком прийняття розмірів шийок, діаметри яких розрахунком не визначаються.

Уяснити фізичну сутність руйнування матеріалів від втоми і основи розрахунків деталей машин, зокрема валів на витривалість. Розглянути різні види концентраторів напружень, їх вплив на втомну міцність вала та урахування цих концентраторів при конструюванні елементів валів.

## **1.2 Питання для самопідготовки**

1.2.1 Наведіть види розрахунків валів.

1.2.2 Які види зусиль діють на вали в найбільш поширених зачепленнях?

1.2.3 Наведіть види концентраторів напружень.

## **1.3 Рекомендована література**

1. Деталі машин : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

– Побудувати просторову схему привода.

– Побудувати розрахункову схему вала та визначити опорні реакції.

- Визначити моменти і побудувати епюри.
- Визначити розміри вала в небезпечних перетинах.
- Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

## **2.2 Оснащення робочого місця**

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

## **2.3 Теоретичні відомості**

Форма вала по довжині визначається розподілом навантаження і умовами технології виготовлення і збирання. Епюри згинальних моментів по довжині валів, як правило, непостійні.

Обертаючий момент зазвичай передається по всій довжині вала. Тому за умовою міцності припустимо і доцільно конструювати вали змінного перерізу, що наближаються до форми тіл рівного опору. Практично вали виконують ступінчастими. Ця форма є зручною у виготовленні і складанні; уступи валів можуть сприймати великі осьові сили.

Вали розраховують як балки на шарнірних опорах. Для валів, що обертаються в підшипниках кочення, встановлених по одному на опорі, ця схема забезпечує отримання досить точних результатів. Сили на вали передаються через насаджені на них деталі: зубчасті колеса, зірочки, шків, муфти і т.і. При простих розрахунках приймають, що насаджені на вал деталі передають зосереджені сили і моменти на середині своєї ширини і ці перетини вала приймають за розрахункові.

Основний (наближений) розрахунок вала полягає в обчисленні згинальних і крутних моментів у характерних перерізах вала, побудові епюр цих моментів. При дії навантажень на вал в різних площинах їх розкладають на дві взаємноперпендикулярні площини, за одну з яких приймається площина дії однієї з сил.

## 1 Завдання та вихідні дані для розрахунків

- обертаючий момент  $T = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м};$
- колова сила на колесі  $F_t = 5882 \text{ Н};$
- радіальна сила  $F_r = 2141 \text{ Н};$
- зусилля на напівмуфті  $F_M = 0,5F_{t2} = 2941 \text{ Н};$
- відстані між елементами на валі:  
 $a = 140 \text{ мм}, b = 72 \text{ мм}, c = 130 \text{ мм}.$

## 2 Побудова просторової схеми привода

Просторова схема привода виконується для наочного уявлення взаємного розташування елементів передач в просторі, визначення напрямків обертання валів привода (рисунок 1). Просторова схема дає змогу встановити напрямки дії зусиль, які виникають в зачепленнях привода, і „прив’язати“ кожну цю силу до відповідного елемента зачеплення або до інших деталей, що базуються на даному валі, зокрема напівмуфт, шківів, зрічок.

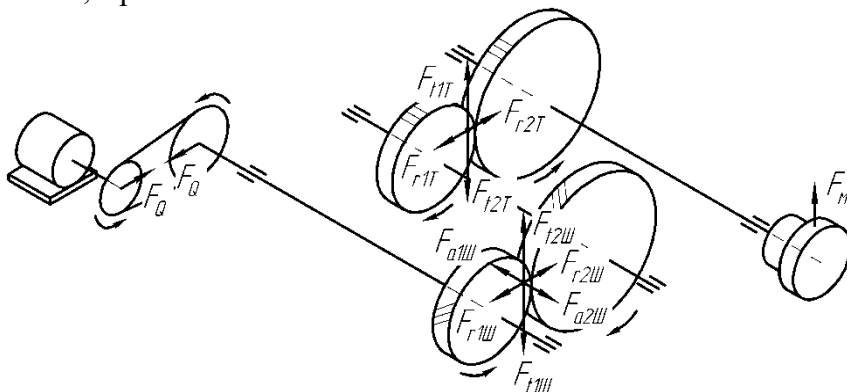


Рисунок 1 – Просторова схема привода

Якщо величина і напрямок зусилля на напівмуфті невідомі, то слід направити зусилля так, щоб воно збільшувало напруження і деформації від найбільшої, діючої на вал колової сили, прикладеної до елемента передачі (колеса, черв'яка, тощо). Величину цього зусилля звичайно визначають по емпіричних формулах у межах 20...60% від значення колової сили.

### 3 Визначення опорних реакцій

Взв'язку з тим, що вал умовно замінюється при розрахунку балкою на двох шарнірних опорах, яка являє собою статично визначену систему, опорні реакції у кожній площині визначаються з рівнянь статки.

Оскільки жоден підшипник не сприймає осьового навантаження ( $F_a = 0$ ), то приймаємо опору А шарнірно-нерухомою, опору В – шарнірно-рухомою (рисунок 2).

Опорні реакції в горизонтальній площині, Н

$$\sum M_{AH} = 0; F_{r2T}a - R_{BH}(a + b) = 0; R_{BH} = \frac{F_{r2T}a}{a + b}.$$

$$\sum M_{BH} = 0; R_{AH}(a + b) - F_{r2T}b = 0; R_{AH} = \frac{F_{r2T}b}{a + b}.$$

$$\text{Перевірка: } \sum F_H = 0; -R_{AH} + F_{r2T} - R_{BH} = 0.$$

Опорні реакції в вертикальній площині, Н

$$\sum M_{AV} = 0; -F_{t2T}a - R_{BV}(a + b) + F_M(a + b + c) = 0;$$
$$R_{BV} = \frac{F_M(a + b + c) - F_{t2T}a}{a + b}.$$

$$\sum M_{BV} = 0; -R_{AV}(a + b) + F_{t2T}b + F_Mc = 0;$$

$$R_{AV} = \frac{F_{t2T}b + F_Mc}{a + b}.$$

$$\text{Перевірка: } \sum F_V = 0; R_{AV} - F_{t2T} - R_{BV} + F_M = 0.$$

Після визначення числових значень в кожній площині потрібно вчислити сумарні опорні реакції, які в подальшому будуть використані для розрахунку підшипників.

Сумарні опорні реакції, Н

$$R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2}; R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2}.$$

#### 4 Визначення моментів і побудова їх епюр

Визначення значень згинаючих моментів в характерних точках вала проводиться як для горизонтальної, так і для вертикальної площини. Крім епюр згинаючих моментів у кожній площині прийнято будувати епюру сумарних згинаючих моментів. Потрібно пам'ятати, що на окремих ділянках вала епюра сумарних згинаючих моментів буде мати нелінійний характер, але для зручності зображення епюр на цих ділянках апроксимуються прямолінійними відрізками. Крім того, для круглого перерізу вала не має суттєвого значення просторове розташування сумарної епюри згинаючих моментів, і тому вона зображується плоскою.

Згинаючі моменти в горизонтальній площині, Н·м

- під опорою А

$$M_{згАН} = 0;$$

- під колесом

$$M_{згКН} = -R_{АН}a;$$

- під опорою В

$$M_{згВН} = 0;$$

- під півмуфтою

$$M_{згМН} = 0.$$

Згинаючі моменти в вертикальній площині, Н·м

- під опорою А

$$M_{згАВ} = 0.$$

Обертаючий момент, який навантажує дільницю вала між елементами передачі, прийнято вважати величиною постійною і тому його епюра обмежується прямою лінією, паралельною осі вала.



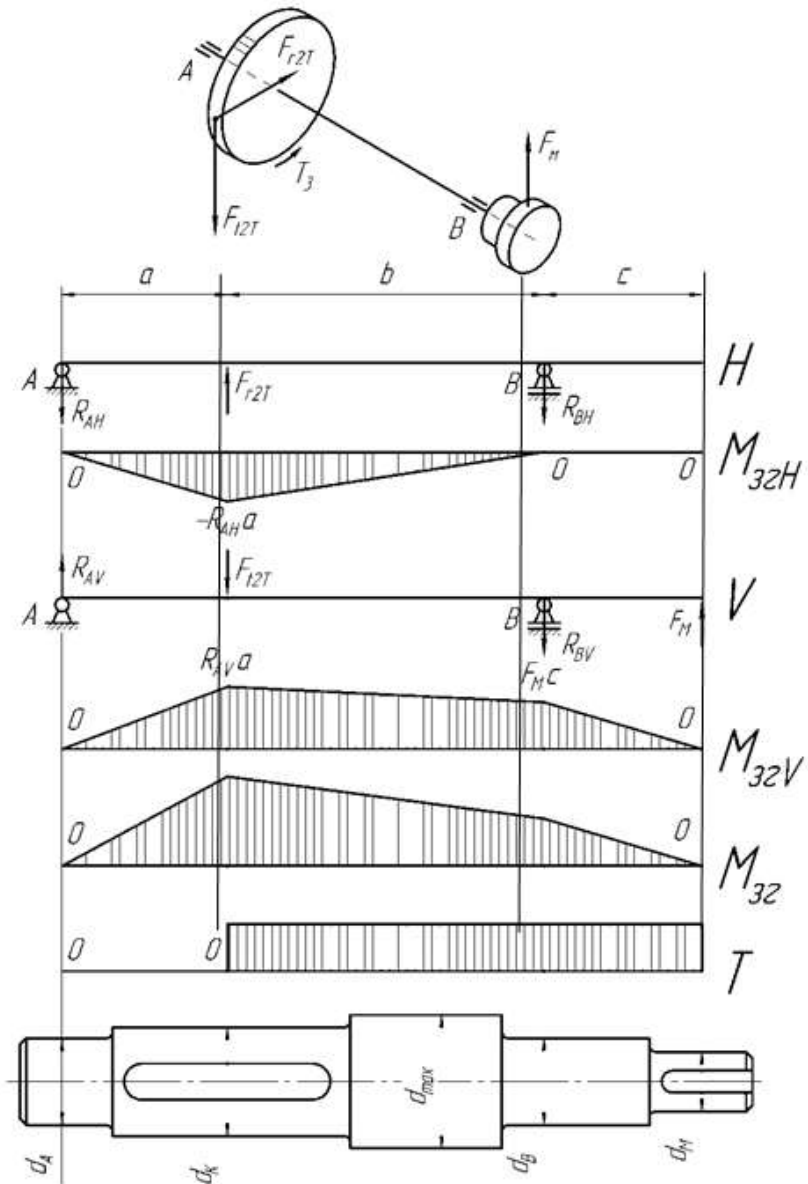


Рисунок 2 – Розрахункова схема, епюри моментів і ескіз веденого вала циліндричного двоступінчастого редуктора

Для визначення еквівалентного моменту звичайно використовують 3-тю або ж 4-ту гіпотези міцності, частіше 3-тю  $M_{ек} = \sqrt{M_{зг}^2 + 0,75T^2}$ . Епюру еквівалентного моменту звичайно не зображують, але в деяких випадках для більшої наочності її можна навести.

- під колесом

$$M_{згKV} = R_{AV}a ;$$

- під опорою В

$$M_{згBV} = F_M c ;$$

- під півмуфтою

$$M_{згMV} = 0 .$$

Сумарні згинаючі моменти, Н·м

- під опорою А

$$M_{згA} = 0 ;$$

- під колесом

$$M_{згK} = \sqrt{M_{згKH}^2 + M_{згKV}^2} ;$$

- під опорою В

$$M_{згB} = |M_{згBV}| ;$$

- під півмуфтою

$$M_{згM} = 0 .$$

## 5 Визначення діаметра вала

При наближеному розрахунку діаметр вала визначається виходячи з величини еквівалентного моменту і допустимих напружень згину.

Попередні діаметри валу, мм

- під опорою А

$$d_A = 0;$$

- під колесом

$$d_K = 10^3 \sqrt[3]{\frac{32\sqrt{M_{згК}^2 + 0,75T_3^2}}{\pi [\sigma]_{зг}}},$$

де  $[\sigma]_{зг}$  – допустимі напруження,  $[\sigma]_{зг} = 50 \dots 70$  МПа.

- під опорою В

$$d_B = 10^3 \sqrt[3]{\frac{32\sqrt{M_{згВ}^2 + 0,75T_3^2}}{\pi [\sigma]_{зг}}};$$

- під півмуфтою

$$d_M = 10^3 \sqrt[3]{\frac{32\sqrt{0,75T_3^2}}{\pi [\sigma]_{зг}}}.$$

## 6 Конструктивне оформлення вала

Після наближеного розрахунку потрібно визначитись з формою і розмірами всіх конструктивних елементів вала. Як правило, визначальними розмірами при конструюванні вала є діаметри шийок під підшипники; вони повинні узгоджуватись як з діаметром вала, одержаним в результаті наближеного розрахунку, так і з діаметром отвору підшипників – опор вала. Всі інші діаметральні розміри вала, а також довжина його шийок призначаються конструктивно, з урахуванням всіх правил конструювання ступінчастих валів [3, 4].

Приймаємо діаметри валу:

- під опорою А  $d_A = d_B$ ;
- під півмуфтою  $d_M = d_B - (6 \dots 10)$  мм;
- найбільший  $d_{\max} = d_K + (5 \dots 10)$  мм.

Під епюрами моментів схематично викреслюємо ескіз розрахованого валу.

Навантаження на підшипники, Н

$$F_{гI} = R_A; \quad F_a = 0; \quad F_{гII} = R_B.$$

## **7 Висновки по розрахунку**

Визначено форму і розміри всіх конструктивних елементів вала. Як правило, визначальними розмірами при конструюванні вала є діаметри шийок під підшипники; вони узгоджені як з діаметром вала, одержаним в результаті наближеного розрахунку, так і з діаметром отвору підшипників – опор вала.

### ***Контрольні запитання***

1 Під дією яких деформацій перебувають вал або вісь при роботі?

2 Чому частіше застосовують ступінчасту форму валів?

3 З якою метою перед наближеним розрахунком валів рекомендують будувати просторову схему привода?

4 Які деформації у перерізі вала викликають осьові складові зусилля в зубчастих або черв'ячних зачепленнях?

5 Наведіть основні критерії працездатності валів і осей та поясніть, за якими параметрами їх оцінюють?

6 В якому випадку шестірня виготовляється сумісно з валом?

7 Перерахувати вимоги до призначення діаметрів сусідніх між собою ділянок вала.

8 Вкажіть основну відмінність орієнтовного і наближеного розрахунків вала на міцність.

9 Що таке концентратори напружень?

10 Поясніть сутність еквівалентного моменту; для чого його визначають при наближеному розрахунку вала?

## ПРАКТИЧНА РОБОТА

### КОНСТРУЮВАННЯ ВАЛІВ РЕДУКТОРА

**Мета роботи:** Закріплення знань та одержання навичок в конструюванні валів редуктора. Проведення аналізу компоновальних схем сполучень вал-зубчасте колесо, підшипникових вузлів. Ознайомлення з основними принципами конструювання та визначення розмірів ступінчастих валів. Оволодіння практичною методикою послідовного виконання етапів конструювання валів редукторів різних типів, що мають різноманітні кінематичні та конструктивні особливості

#### 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

##### 1.2 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції „Вали та осі“, засвоїти основні положення навчальної літератури, що рекомендована [1-3]. В процесі ознайомлення з матеріалами лекцій звернути увагу на основну відмінність в термінології „вал“ або „вісь“ і спільні риси в призначенні і конструкції, які поєднують ці деталі, що обслуговують передачі.

Класифікувати вали та осі за основними ознаками: за формою геометричної осі, за формою перетину, за загальним виглядом, за кількістю і розташуванням опор, за місцем валів у приводі, тощо. Звернути увагу на термінологію назв елементів валів найбільш поширеної ступінчастої форми (цапфи, шийки, шипи, п'яти і т.п.).

З'ясувати критерії роботоздатності валів та осей, види їх руйнувань, основні вимоги, що пред'являються до валів та осей, вимоги матеріалів для їх виготовлення, порядок вибору матеріалів та їх обробки.

Конструкція валів визначається деталями, які на них розміщуються і розташуванням опор. При конструюванні валів і осей беруть до уваги технологію збирання та розбирання, механічну обробку, витрати матеріалу та ін.

При проектуванні вхідних або вихідних валів редукторів чи коробок передач сусідньою до хвостовика шийкою є ділянка вала, на яку встановлюють підшипник. Тому висота буртика циліндричної ділянки вала має бути узгоджена із внутрішнім діаметром підшипника. При цьому бажано передбачити можливість монтажу підшипника без демонтажу призматичної шпонки.

Встановити призначення, роль і місце ескізного компонування у процесі проектування – підготовки до другого етапу, більш точного, розрахунку валів на міцність – наближеного розрахунку вала.

Ознайомитись з принципами і послідовністю конструювання валів редукторів різних типів, видів з різними конструктивними особливостями.

## **1.2 Питання для самопідготовки**

1.2.1 Класифікувати вали та осі за основними ознаками.

1.2.2 Критерії роботоздатності валів та осей.

1.2.3 Принципи конструювання валів редукторів різних типів.

## **1.3 Рекомендована література**

1. Деталі машин : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. *Павлице В. Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

– Визначитись з формою і розмірами всіх конструктивних елементів вала.

- Побудувати отвори та пази на ділянках вала.
- Побудувати перехідні ділянки вала.
- Визначити розміри вхідних та вихідних кінцівок вала.
- Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

## **2.2 Оснащення робочого місця**

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.2.3 Комп'ютер з програмним забезпеченням.

## **2.3 Теоретичні відомості**

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

- хвостовик 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 як циліндричну, так і конічну форму;

- шипи використовуються для монтажу підшипників;

- зубчастий вінець шестірні, якщо він виготовлений разом з валом, використовується для передачі обертального моменту з вала на колесо;

- вільні ділянки забезпечують необхідні відстані між змонтованими на валі деталями та елементами корпусу.

Конструктивні елементи валів та осей представлено на рисунку 1.

Позначення 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;

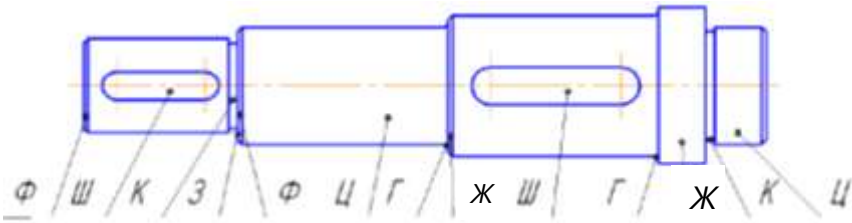


Рисунок 1 – Конструктивні елементи валів та осей

– 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 різценорізного 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.

## **Завдання та вихідні дані для розрахунків**

### **1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:**

а) сформулювати задачу розрахунку з зазначенням основних етапів;

б) навести вихідні дані розрахунку:



- обертаючі моменти на валах редуктора;
- основні розміри елементів передач (зубчастих коліс, шківів, зірочок, напівмуфт, тощо), які потрібно встановити на валах;
- складові зусилля в зачепленнях (колові, радіальні, осьові);

*Примітка:* Як правило у якості завдання на практичне заняття використовується схема двохступінчастого редуктора: зубчастого (циліндричного, конічно-циліндричного) або ж комбінованого (циліндрично-черв'ячного, черв'ячно-циліндричного), тому, в залежності від схеми потрібно навести:

- для двохступінчастого циліндричного редуктора – ділильні діаметри та ширину шестерень і коліс обох ступеней;
- для конічно-циліндричного редуктора – зовнішні ділильні діаметри коліс і довжину зуба швидкохідної ступені, ділильні діаметри та ширину шестерні і колеса тихохідної ступені;
- для циліндрично-черв'ячного або черв'ячно-циліндричного – ділильні діаметри черв'ячної пари, довжину черв'яка і ширину черв'ячного колеса, ділильні діаметри та ширину шестерні і колеса циліндричної пари.

## **2 Конструктивне оформлення вала**

Після наближеного розрахунку потрібно визначитись з формою і розмірами всіх конструктивних елементів вала. Як правило, визначальними розмірами при конструюванні вала є діаметри шийок під підшипники; вони повинні узгоджуватись, як з діаметром вала, одержаним в результаті наближеного розрахунку, так і з діаметром отвору підшипників – опор вала. Всі інші діаметральні розміри вала, а також довжина його шийок призначаються конструктивно, з урахуванням всіх правил компоновання ступінчастих валів [1, 2].

В конструкції ступінчастого вала умовно виділяють наступні елементи: кінцеві ділянки; ділянки переходу від одного ступеня до іншого; місця посадки підшипників, ущільнень і деталей, що передають момент обертання.

Радіуси заокруглень галтелей, розміри фасок приймають за ГОСТ 12080-66, ГОСТ 12081-72 «Цилиндрические и конические концы валов» в залежності від діаметра вала. Тут слід зазначити, що для підвищення технологічності виготовлення вала розміри галтелей та фасок приймають однаковими по всій довжині вала і обираються залежно від найменшого діаметра вала. В місцях з недостатнім запасом міцності радіуси галтелей слід збільшувати. В особливих випадках слід застосовувати еліптичні галтелі або з двома радіусами.

### **3 Побудова отворів та пазів на ділянках валів**

Для установки шпонок на валах виконують поглиблення - шпонкові пази. Виконують на ділянках кріплення деталей, що передають обертовий момент.

Розміри шпонкових пазів приймають згідно до ГОСТ 23360-78 «Призматические шпонки», ГОСТ 10748-79 «Призматические высокие шпонки» та ГОСТ 24071-80 «Сегментные шпонки». Сегментні шпонки, які передають обертаючий момент, припускається застосовувати лише з валами, що мають діаметри до 38 мм.

Для підвищення технологічності виготовлення вала шпонкові пази приймають однаковими по ширині і обирають згідно до діаметра меншої шийки вала.

Вихідні кінці валів виконують конічними, циліндричними або шліцьовими. Переважне поширення набуває конічна форма кінцевої ділянки валу, яка забезпечує точне і надійне з'єднання, можливість легкого монтажу і демонтажу встановлюваних деталей.

Завдяки масовому застосуванню валів і осей в механізмах, для них розроблені нормативи на виконання різних конструктивних елементів.

### **4 Побудова канавок на валах**

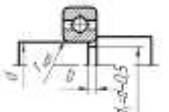
Переходи з канавкою застосовують лише у разі достатнього запасу міцності, оскільки канавки викликають більш високі місцеві напруження, ніж галтельні переходи. Канавки на валу виконують різних видів згідно до їх

призначення: для посадки підшипників кочення, для виходу шліфувального круга при круглому шліфуванні.

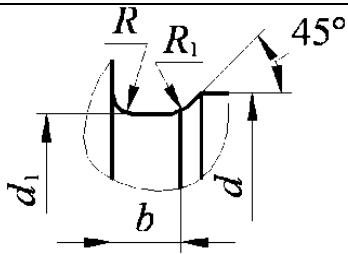
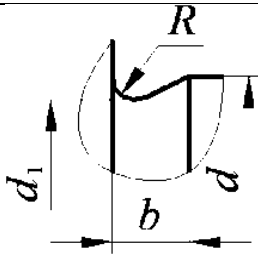
Заплічки (уступи) для встановлення підшипників кочення на вал слід приймати по ГОСТ 20226-82 залежно від типу підшипника, його внутрішнього діаметра та серій діаметрів і ширини. Основні розміри канавок наведено у таблицях 1, 2.

Основні розміри підшипників – діаметри внутрішнього і зовнішнього кілець і ширину – визначаються за каталогом.

Таблиця 1 – Канавки для посадки підшипників кочення (розміри, мм)

	$r_{\text{НОМ}}$	0,2...0,8	1,0...2,0	2,5...3,5	4,0...6,0
	$b$	2	3	5	8

Таблиця 2 – Канавки для виходу шліфувального круга (по ГОСТ 8820-69)

Шліфування по зовнішньому циліндру						
Виконання 1			Виконання 2			
						
$d$	$b$	$d_1$	$d_2$	$h$	$R$	$R_1$
До 10	1	$d-0,3$	$d+0,3$	0,15	0,3	0,3
Від 10 до 50	2	$d-0,5$	$d+0,5$	0,25	0,5	0,5
	3				1	
Від 50 до 100	5	$d-1$	$d+1$	0,5	1,5	1
Від 100	8				2	
	(10)				3	

### 5 Побудова переходів на валах редуктора

Галтельні переходи на відміну від канавочних викликають меншу концентрацію напружень, тому такі

переходи особливо бажано розташовувати в місцях, де запаси міцності малі.

В місцях розташування зубчастих коліс вал зазвичай зазнає найбільших навантажень, тому тут слід зберігати галтельні переходи. Для підвищення зручності монтажу і збереження галтельного переходу шийку вала роблять коротшою за довжину маточини колеса.

## **6 Конструювання вала редуктора**

Конструювання вала редуктора проводять на офісному папері формату А3 у будь-якому стандартному масштабі. Бажано 1:1. Конструювання вала циліндричного двохступінчастого редуктора проводиться у такій послідовності:

- 1) Вибрати масштаб і намітити розташування осі вала;
- 2) Провести осьову лінію вала вище середини аркуша для можливості поставлення розмірів;
- 3) Побудувати контури вала згідно з попередніми розрахунками;
- 4) Побудувати місця перехідних ділянок вала в залежності від розмірів розміщених на ньому елементів;
- 5) Викреслити вал діаметрами  $d_i$ , які були прийняті при наближеному розрахунку валів;
- 6) Побудувати місця під підшипниками так, щоб було достатньо місця для розміщення ущільнювачів та кришок підшипників;
- 7) Довжина ділянок вала визначається при компонованні редуктора і уточнюється при кресленні виду загального редуктора. Розміри, які не було розраховано, приймаються конструктивно.

Варіанти виконання вала в залежності від типу редуктора, показано на рисунку 3.

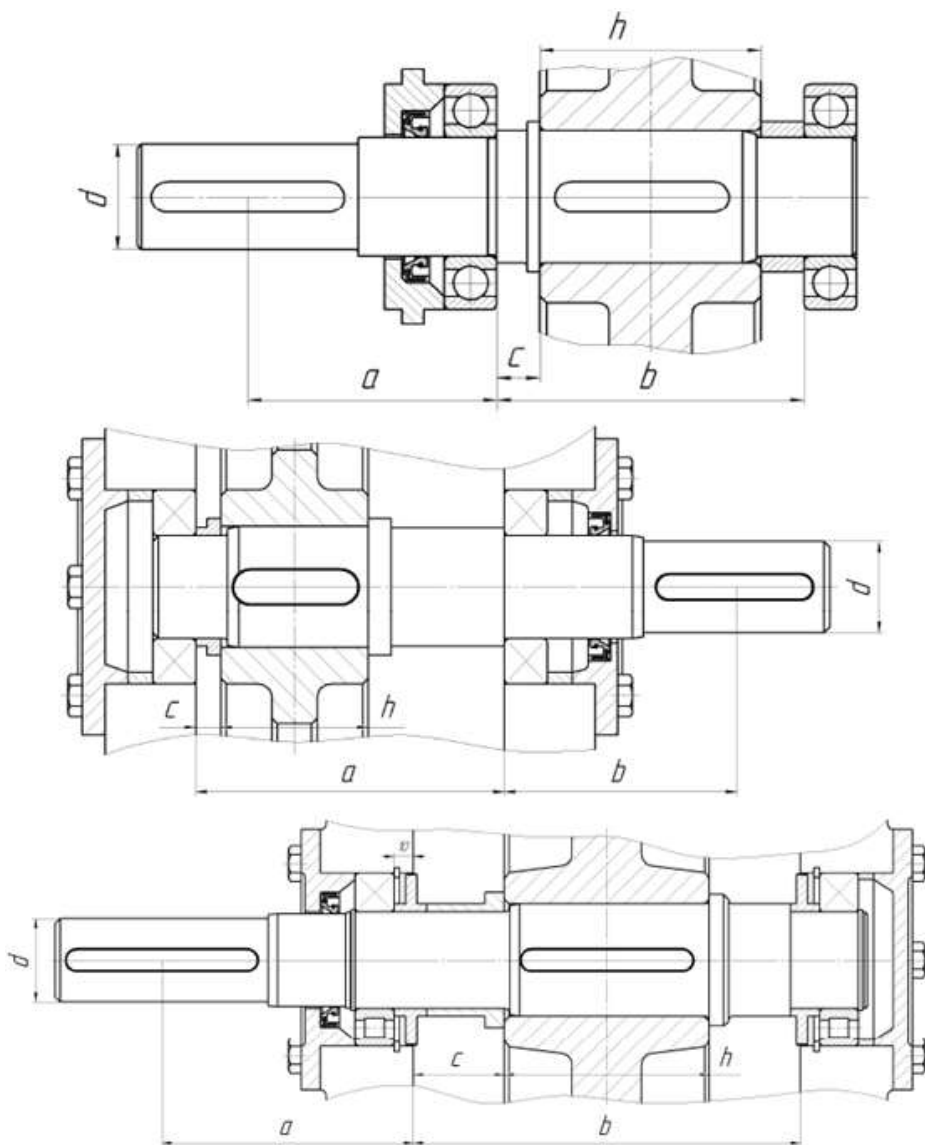


Рисунок 3 – Приклади виконання вала в залежності від типу редуктора

## 7 Визначення розмірів вхідних та вихідних кінцівок валів

Розміри вхідних та вихідних кінцівок валів залежать від розмірів валів та елементів, що їх з'єднують. Просторова схема дає змогу встановити напрямки дії зусиль, які виникають в зачепленнях привода, і „прив'язати“ кожну цю силу та розміри до відповідного елемента зачеплення або до інших деталей, що базуються на даному валу, зокрема напівмуфт, шківів, зірочок.

## 8 Визначення необхідності виконання вала-шестірні

Шестірні часто виконують за одне ціле з валом, якщо відстань  $x_{\text{ц}}$  від западини зуба до шпонкового паза менше  $2,5m_t$  для циліндричних шестерень (рисунок 2).

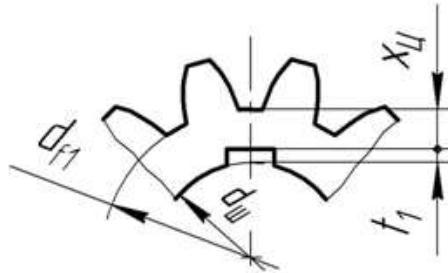


Рисунок 2 – Розрахункові схеми для визначення необхідності виконання вала-шестірні

Для обов'язкового (із умови міцності шестірні) виконання вала-шестірні в циліндричній передачі повинна виконуватись умова

$$x_{\text{ц}} = 0,5(d_{f1} - d_{\text{ш}}) - t_1 \leq 2,5m_t, \quad (2)$$

де  $d_{f1}$  – діаметр кола западин шестірні, мм;

$d_{\text{ш}}$  – діаметр отвору шестірні або розрахунковий діаметр вала під шестернею, мм;

$t_1$  – глибина паза під призматичну шпонку;

$m_t$  – торцевий модуль шестірні, мм.

Для обов'язкового (із умови міцності шестірні) виконання валу-шестірні в конічній передачі повинна виконуватись умова

$$x_K = (R_e - b) \sin \delta_{f1} - 0,5d_{ш} - t_1 \leq 1,6m_{te}, \quad (2)$$

де  $R_e$  – зовнішня конусна відстань, мм;

$b$  – ширина вінця конічної шестірні, мм;

$\delta_{f1}$  – кут конуса западин, град.;

$m_{te}$  – зовнішній модуль, мм.

## **9 Висновки по розрахунку**

По результатах конструювання вала редуктора робляться висновки по зовнішньому вигляді вала, на якому будуть знаходитися елементи передач редуктора, які будуть використані у подальшому проектуванні.

### ***Контрольні запитання***

1 Під дією яких деформацій перебувають вал або ж вісь при роботі? В чому основна відмінність осі від вала?

2 Наведіть класифікацію валів по призначенню. Які види валів вивчають в курсі „Інженерна механіка (деталі машин)“?

3 Наведіть класифікацію валів по формі. Чому частіше застосовують ступінчасту форму валів?

4 Поясніть основні терміни, якими характеризують елементи валів (цапфа, шийка, шип, п'ята, тощо).

5 Наведіть класифікацію валів по кількості і розташуванню опор. Чому частіше застосовують двохопорні вали з рознесеними опорами?

6 З якою метою використовують порожнинні вали?

7 Наведіть основні критерії працездатності валів і осей та поясніть, за якими параметрами їх оцінюють?

8 Які матеріали і види обробки найчастіше використовуються при виготовлення валів механічних приводів?

9 По яких основних критеріях проводять розрахунки валів?

10 З якою метою при проектних розрахунках вала виконують його ескізне компонування?

## ПРАКТИЧНА РОБОТА

### ПІДБІР ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

**Мета роботи:** Ознайомлення з класифікацією підшипників кочення. Одержання практичних навичок і закріплення теоретичних знань в виборі типу підшипників кочення для вала редуктора, який працює в конкретних умовах навантажень. Визначення еквівалентного навантаження на підшипник та оволодіння методикою розрахунку ресурсу та довговічності підшипника з використанням його динамічної вантажності.

#### 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

##### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи ознайомитись з класифікацією підшипників кочення, системою умовних позначень, матеріалами, методами механічної і термічної обробки. Проробити матеріали лекції „Підшипники кочення“, засвоїти основні положення навчальної та навчально-методичної літератури, що рекомендована [1-3]. В процесі ознайомлення з матеріалами лекцій та літератури проаналізувати переваги і недоліки підшипників кочення (у порівнянні з підшипниками ковзання), уявити область їх застосування.

Повторити класифікацію підшипників за основними ознаками: по напрямку сприйняття навантажень, за формою тіл кочення, за кількістю рядів тіл кочення, за здатністю компенсувати перекося вала, за вантажопідйомністю.

Проаналізувати систему умовних позначень підшипників кочення, звернувши увагу на особливості знаків основного позначення для підшипників з діаметром отвору внутрішнього кільця меншим за 10 мм. Розглянути систему додаткових знаків (справа і зліва основного позначення), зокрема позначення класу точності підшипника.



Звернути увагу на спільні риси та відмінності конструктивного оформлення того чи іншого типу підшипників, а також область переважного застосування підшипників різних типів.

З'ясувати критерії роботоздатності підшипників при різних умовах експлуатації, види руйнувань їх складових частин, основні вимоги, що пред'являються до матеріалів для їх виготовлення та їх термообробки. Ознайомитись з критеріями вибору типу підшипника для тих чи інших умов навантажень, метою та порядком визначення приведенного навантаження на підшипник в залежності від типу підшипника і умов його навантаження.

Розглянути формулювання та уявити суть таких показників підшипника кочення, як статична і динамічна вантажність, їх застосування для того чи іншого випадку умов роботи підшипника.

Ознайомитись з методиками вибору підшипника за його статичною або динамічною вантажністю, визначення ресурсу та розрахункової довговічності.

## **1.2 Питання для самопідготовки**

1.2.1 Класифікація підшипників кочення.

1.2.2 Конструкції підшипників кочення.

1.2.3 Види розрахунків підшипників кочення.

## **1.3 Рекомендована література**

1. Деталі машин : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

## 2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

### 2.1 Програма роботи

- Вибрати тип підшипника.
- Визначити еквівалентне навантаження.
- Визначити ресурс підшипника.
- Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

### 2.2 Оснащення робочого місця

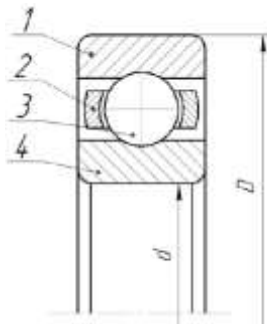
2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

### 2.3 Теоретичні відомості

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 – тіла кочення;

4 – внутрішнє кільце з доріжками кочення

Рисунок 1 – Конструкція підшипника кочення

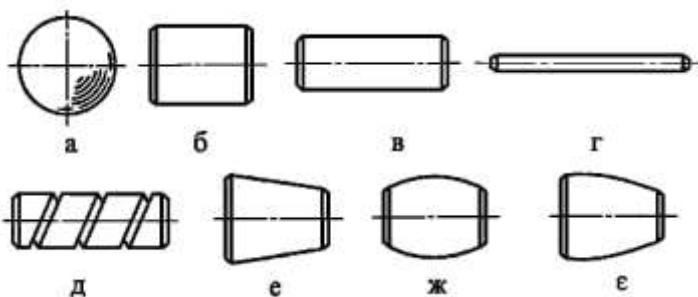
Існують конструкції підшипників, у яких відсутні одне або обидва кільця, деякі підшипники не мають сепараторів.

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 (рисунок 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 осевого 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.

**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°) 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.

**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.

**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 перекіс кілець 2...3°.

**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. Перекіс кілець не допускається. Підшипники з сепараторами допускають більшу частоту обертання, але мають меншу навантажувальну спроможність з-за меншої кількості голок.

**Роликові радіальні з витими роликами** типу 5000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Ролики, які звиті зі сталевий 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.

**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.

**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.

**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.

**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.

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.

Маркування 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.

### Завдання та вихідні дані для розрахунків

#### 1 Сформулювати задачу розрахунку з зазначенням основних його етапів.

Вихідні дані розрахунку:

- діаметр вала під підшипники  $d = 50$  мм;
- радіальне навантаження  $F_r$  (реакції в опорах)  
 $R_A = 2097$  Н;  $R_B = 858$  Н;
- осьове навантаження  $F_a = 0$ ;
- частота обертання вала, об/хв.  $n = 66,7$  об/хв.;
- короткочасні перевантаження  $\Pi = 150\%$ ;
- бажана довговічність підшипників.

Навести розрахункову схему навантажень на підшипники вала.

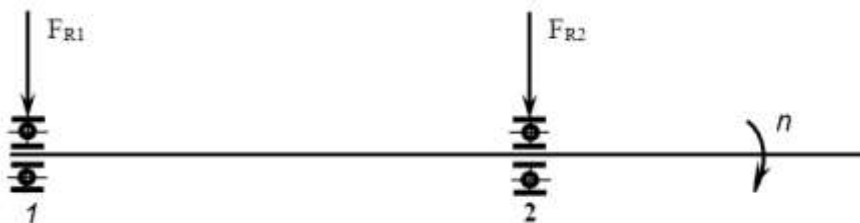


Рисунок 1 – Розрахункова схема вала

*Примітка:* Якщо на вал діють дві чи більше осьові сили (часто для проміжних валів) потрібно передбачити конструктивні особливості елементів передач (напрямок зубів зубчастих передач, витків черв'яків, тощо), встановлених на даному валі так, щоб ці осьові сили компенсували одна іншу і на підшипники діяли мінімальні осьові зусилля.

При виборі підшипників для вала, який працює у реверсивному режимі і для якого осьове зусилля на валі змінює свій напрямок, рекомендується на розрахунковій схемі направити осьове зусилля на більш навантажений радіальними силами підшипник.

## 2 Вибір типу підшипників

При виборі необхідного для заданих умов роботи типу підшипників повинні бути враховані такі вимоги:

- величина і напрямок навантаження (радіальне, осьове або комбіноване);
- характер навантаження (постійний, змінний, вібраційний або ударний);
- частота обертання кільця підшипника;
- необхідна довговічність (бажаний термін служби, виражений у годинах або мільйонах обертів);
- навколишнє середовище (вологість, наявність пилу, температура і т.п.);
- прийнятна вартість підшипника.

Якщо немає особливих вимог, то тип підшипника вибирається по співвідношенню осьового і радіального навантажень.

## 3 Визначення еквівалентного навантаження

Еквівалентним навантаженням для радіальних, упорних та упорно-радіальних підшипників називається таке постійне навантаження, при прикладанні якого до підшипника з тугим внутрішнім кільцем, що обертається разом із валом, і вільним зовнішнім кільцем у корпусі, забезпечується така ж довговічність, яку підшипник буде мати при дійсних умовах навантаження й обертання.

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

$$Q_{\text{екв}} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_b \cdot k_t, \quad (1)$$

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.

При розрахунках крім співвідношень осьового і радіального навантажень на підшипник враховується кінематика підшипника (через коефіцієнт обертання), умови його роботи (через коефіцієнт безпеки) і температурні умови.

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

Розрахунковий строк служби підшипника в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{Q_{\text{екв}}} \right)^p, \quad (2)$$

де  $n$  – частота обертання вала, об/хв.;

$p$  – показник степені ( $p = 3$  – для кулькових підшипників;  $p = 3,33$  – для роликових підшипників).

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.

#### **4 Особливості при виборі радіально-упорних підшипників**

При розрахунку зусиль радіально-упорних підшипників необхідно враховувати, що в них при радіальному навантаженні та відсутності осьового зазора і натягу завжди виникає осьова сила. Розрахункові осьові навантаження, що діють на радіально-упорні підшипники, визначають у залежності від схеми впливу зовнішніх сил з урахуванням обраного відносного розташування підшипників.

## **5 Вибір підшипників, що працюють при перемінних режимах**

Для підшипникових вузлів, де розмір визначених навантажень і частота обертання змінюються в часі (наприклад, в опорах коробок передач, канатних барабанів і т.і.) підшипники вибирають по еквівалентному навантаженню і умовній частоті обертання.

### **6 Остаточний вибір типорозміру підшипника**

При виборі типорозміру підшипника звичайно застосовуються дві рівноцінних по своїй суті методики:

1) по каталогу вибирається підшипник визначеного типу, як правило легкої серії, і, виходячи з його динамічної вантажності та приведеного навантаження на нього, визначається ресурс цього підшипника у мільйонах обертів або ж, що зручніше, знаючи частоту обертання - розрахункова довговічність в годинах по формулі 2. Якщо отримане значення довговічності менше за бажане, то вибирається підшипник з більшою вантажністю і розрахунок повторюється.

2) знаючи приведені навантаження, частоту обертання і бажану довговічність, або ж ресурс підшипника, по довідкових таблицях [5] визначають співвідношення між приведеним навантаженням і динамічною вантажністю, а потім і саму динамічну вантажність, по якій і вибирається типорозмір підшипника з каталогу. Після такого вибору можна уточнити довговічність.

*Примітка:* інколи доцільно проводити паралельний (варіантний) розрахунок довговічності для різних серій вантажності підшипника, а потім вибирати кращий варіант. Слід відмітити, що часто буває нераціональним приймати підшипники важких серій для забезпечення ними всього терміну роботи виробу, зручніше прийняти підшипники більш легкої серії з заміною їх на нові у визначений розрахунком строк.

### **7 Висновки по розрахунку**

По результатах розрахунку формулюються висновки, в яких коротко і ясно констатується хід розрахунку, наводиться

позначення підшипників, які вибрано для вала, виходячи з його навантажень і умов роботи.

### ***Контрольні запитання***

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 в підшипниках.

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?

## ПРАКТИЧНА РОБОТА

### РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ 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 перевірочних розрахунків на міцність шпонкових з'єднань різних типів.

#### **1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ**

##### **1.1 Завдання для самостійної підготовки**

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції „Шпонкові та шліцьові з'єднання“.

При ознайомленні з матеріалами лекцій та літератури по темі шпонкових з'єднань звернути увагу на:

- класифікацію шпонкових з'єднань за ознакою напруженості і самих шпонок за формою;
- область застосування тих чи інших типів та видів шпонок;
- матеріали і допустимі напруження при розрахунках;
- види перевірочних розрахунків з'єднань;
- особливості конструювання валів з шпонковими канавками;
- технологічні особливості при виготовленні та складанні деталей, що входять до складу шпонкових з'єднань.

##### **1.2 Питання для самопідготовки**

1.2.1 Класифікація шпонкових з'єднань.

1.2.2 Матеріали шпонкових з'єднань.

1.2.3 Види розрахунків шпонкових з'єднань.

##### **1.3 Рекомендована література**

1. Деталі машин : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- Вибрати матеріал вала і шпонки.
- Вибрати типорозмір шпонки.
- Виконати перевірку шпонкового з'єднання на міцність.
- Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

### **2.2 Оснащення робочого місця**

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

### **2.3 Теоретичні відомості**

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 послабляють вал і маточину, зменшуючи їх переріз і викликаючи ефект концентрації напружень.

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

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

Для паза, виконаного шпонковою 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.



а)

б)

в)

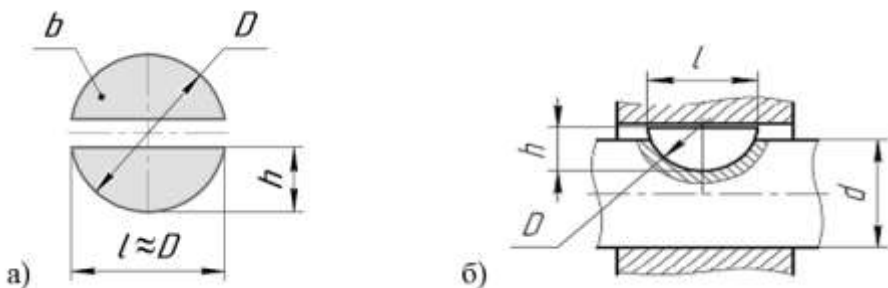
а) виконання 1; б) виконання 2; в) виконання 3

Рисунок 1 – Призматична шпонка

Установку шпонки в паз на валі виконують із натягом. Глибина паза складає 0,6 від висоти  $h$  шпонки. Призматична шпонка не утримує деталь від осьового 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  $l = D$  (рисунок 2, а).

Паз вала виконують дисковою фрезою, паз маточини – протяжкою або довбляком. Такий спосіб виготовлення забезпечує легкість установки і видалення шпонки, взаємозамінність сполучення. Ручна підгонка звичайно не потрібна. Шпонка в пазі вала самовстановлюється, додаткове кріплення не потрібне (рисунок 2, б).



а) шпонка; б) шпонкове з'єднання  
Рисунок 2 – Сегментна шпонка.

### Завдання та вихідні дані для розрахунків

#### 1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

- діаметр вала під шпонку  $d = 56$  мм;
- довжина маточини під шпонку  $l = 70$  мм;
- обертаючий момент на валу  $T = 486$  Н·м;
- вид виробництва серійне.

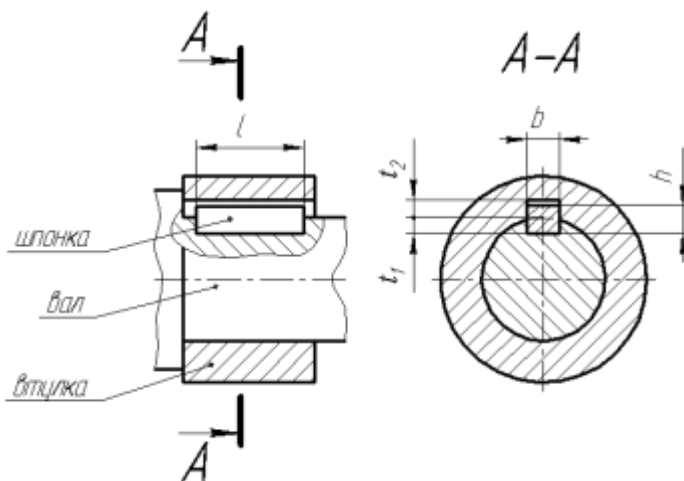


Рисунок 3 – Схема шпонкового з'єднання

$b$  – ширина шпонки;  $h$  – висота шпонки;  
 $t_1$  – глибина паза вала;  $t_2$  – глибина паза маточини.

## 2 Вибір матеріалу вала і шпонки

Для валів редукторів звичайно вибирають середньовуглецеві сталі 45, 50, 40Х з термообробкою нормалізація або поліпшування. Шпонки виконують з тих же марок сталей. Для виробництва призматичних шпонок звичайно застосовують суцільнотягнуті сталеві прутки відповідного перерізу.

## 3 Вибір типорозмірів шпонок для з'єднання

Діаметр вала визначається з умови дії напружень чистого кручення і повинен бути округленим до числа з нормального ряду. Цей діаметр буде використаний для вибору типорозміру шпонки. При визначенні краще прийняти величину допустимих напружень, які рекомендуються для трансмісійних валів. Для порівняння, рекомендується вибрати для з'єднання два типи шпонок: призматичну і сегментну. Вибір типорозмірів потрібно проводити по таблицях відповідних стандартів в залежності від діаметра вала і довжини маточини.

## 4 Перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

Перевірку шпонкових з'єднань проводять по напруженнях зминання, які виникають на площі контакту виступаючої з вала частини шпонки з 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.п.). Рекомендується сегментну шпонку додатково перевірити по напруженнях зриву.

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma]_{зм}; \quad (1)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau]_{зр}, \quad (2)$$

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

$d$  – діаметр вала, мм;

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



$t_1$  – глибина паза вала, мм;

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

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

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

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

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

## **5 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 про збільшення довжини цієї маточини.

Для валів з високим рівнем навантаження можливе застосування двох шпонок в з'єднанні, що звичайно не рекомендується, бо значно ослабляє переріз вала та збільшує ризик руйнування від втоми.

## **6 Висновки по розрахунку**

Вибрано типорозмір шпонки виходячи з діаметра вала та виконано перевірку з'єднання на зминання та зріз.

### ***Контрольні запитання***

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

2 Основні недоліки шпонкових з'єднань.

3 Класифікація шпонкових з'єднань по призначенню (ненапружені 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 кресленика вала з шпонковим пазом та шліцьового вала з використанням бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D.

## ПРАКТИЧНА РОБОТА

### РОЗРАХУНКИ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

**Мета роботи:** Закріплення знань з теоретичних відомостей про різьби і різьбові з'єднання. Одержання практичних навичок у розрахунку найбільш поширених видів кріпильних різьбових з'єднань для різних випадків навантаження.

#### 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

##### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції Різьбові з'єднання“.

При ознайомленні з матеріалами лекцій та літературних джерел по темі заняття звернути увагу на:

- роль і місце рознімних з'єднань і зокрема різьбових в техніці;
- класифікацію різьб за основними ознаками – по призначенню, по формі стержня, по формі перерізу витка та ін.;
- основні переваги і недоліки різьбових з'єднань та область застосування того чи іншого типу різьбових з'єднань;
- спільні риси та відмінності основних видів кріпильних з'єднань, таких як болтові, з'єднання гвинтами та шпильками;
- номенклатуру основних кріпильних деталей, таких як болти, гвинти, шпильки, гайки та допоміжних, зокрема шайб;
- способи виготовлення різьби;
- основні елементи і характеристики різьби, такі як діаметри (номінальний, внутрішній, середній), крок, число заходів, хід, коефіцієнт повноти;
- основні критерії роботоздатності кріпильних різьбових деталей, розрахунки на міцність елементів різьби;
- матеріали і допустимі напруження при розрахунках;

- ступінь стандартизації кріпильних деталей, забезпечення принципу рівної міцності стандартних різьбових деталей;
- умовні позначення стандартних кріпильних деталей, класи міцності;
- момент тертя в різьбі, момент загвинчування (відгвинчування), коефіцієнт корисної дії і умову самогальмування;
- способи запобігання мимовільного відгвинчування (способи стопоріння) різьбових кріпильних з'єднань;
- основні види навантаження на кріпильні деталі і їх вплив на методи розрахунків з'єднань.

## **1.2 Питання для самопідготовки**

1.2.1 Класифікація різьбових з'єднань.

1.2.2 Способи стопоріння різьбових з'єднань.

1.2.3 Види розрахунків різьбових з'єднань.

## **1.3 Рекомендована література**

1. Деталі машин : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- Визначити допустимі напруження.
- Визначити силу затягування болта та діаметр різьби.
- Виконати перевірку болтового з'єднання на міцність.
- Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

## 2.2 Оснащення робочого місця

### 2.2.1 Методичні вказівки.

### 2.2.2 Навчальна та наукова література.

## 2.3 Теоретичні відомості

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.

**Різьба** – це поверхня, яка утворюється при гвинтовому русі плоского контуру (профілю) по циліндричній або конічній поверхні.

**Різьбові з'єднання** – це з'єднання, виконані за допомогою кріпильних деталей з різьбою (рисунок 1): болтів, гвинтів, шпильок, гайок, шайб та інших стопорних пристроїв.

Основні **переваги різьбових з'єднань**:

- висока навантажувальна здатність і надійність;
- можливість створення значних осьових сил у з'єднанні шляхом прикладення порівняно невеликих зовнішніх зусиль;
- зручність з'єднання і роз'єднання деталей;
- низька вартість завдяки стандартизації і високотехнологічним процесам масового виробництва.

Основний **недолік** – порівняно низька витривалість різьбових деталей при змінних навантаженнях.

**Болтові з'єднання** (рисунок 1, а) найбільш прості та дешеві, бо не потребують нарізання різьби в деталях, що з'єднуються. Недолік болтового з'єднання – те, що обидві деталі повинні мати місце для розміщення гайки і головки болта, причому з доступом для утримування ключем при загвинчуванні та розгвинчуванні.

- **з'єднання гвинтами** (рисунок 1, б) – гайка відсутня, гвинт загвинчується в різьбовий отвір в деталі.

- **з'єднання шпильками** (рисунок 1, в): сама шпилька загвинчується нарізаним кінцем у різьбовий отвір однієї деталі, на другий нарізаний кінець шпильки, який із зазором розміщується в гладкому отворі іншої деталі, нагвинчується гайка.

При частому загвинчуванні і відгвинчуванні з'єднання слід надавати перевагу шпилькам.

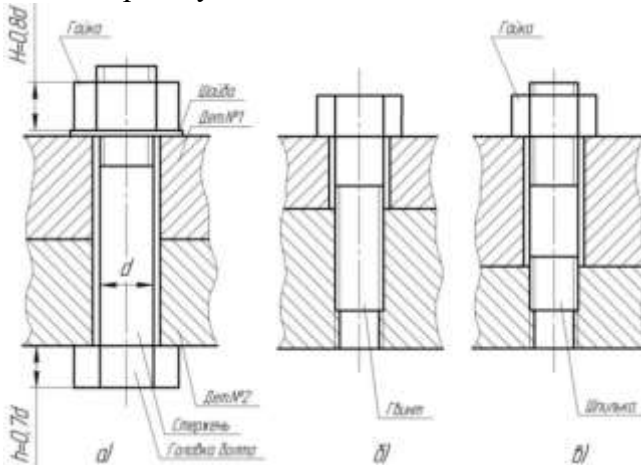


Рисунок 1 – Різьбові з'єднання

### Основні параметри різьби

**Зовнішній діаметр різьби  $d$**  – діаметр уявного циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої різьби або впадин внутрішньої.

**Внутрішній діаметр різьби  $d_1$**  – діаметр уявного циліндра, вписаного у впадини зовнішньої різьби або у вершини внутрішньої.

**Середній діаметр різьби  $d_2$**  – діаметр уявного співвісного з різьбою циліндра, твірنا якого перетинає профіль різьби в точці, де ширина канавки дорівнює ширині виступу.

Для конічної різьби вказані діаметри визначають в розрахунковому перетині, розміщеному на заданій відстані від бази конуса.

Зусилля в з'єднанні може бути спрямоване як вздовж стержня болта, так і поперек. Якщо зусилля, що діє в з'єднанні, спрямоване перпендикулярно до осі стержня болта, то таке з'єднання працює на зсув. Якщо зусилля, що діє на з'єднання, спрямоване паралельно поздовжній осі болтів, то вони працюють на розтяг.

Механічні властивості матеріалу гайок повинні бути такими, щоб не відбувалося зрізу різьби при затяжці болта до значень пробної сили.

У більшості випадків різьбові деталі виконують із сталі. Рекомендації по призначенню класів міцності і марок сталей для болтів приведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Класи міцності і марки сталей, що рекомендуються для болтів

Область застосування різьбових деталей	Клас міцності болта	Марка сталі
Невідповідальні з'єднання	4.6	10, 20
Загального призначення	5.6	30, 35
Середнього навантаження	6.6	45, 40Г
Високого навантаження	12.9	40ХНМА

### **Принципова схема розрахунку**

Для різьбового з'єднання характерне розміщення різьбового стрижня (гвинта, болта, шпильки) в отворі деталі, що з'єднується, з зазором. У цьому випадку зовнішнє навантаження зсуву сприймається силами тертя в стику деталей, а сила тертя створюється зусиллям стрижня, що його розтягує. У цих умовах основним навантаженням, що може сприймати стрижень, є осьова сила, яка його розтягує. Якщо з'єднання виконане стандартними різьбовими деталями зі стандартною різьбою (міцність різьби гарантована стандартом) і дотримані норми глибин закручування гвинтів і шпильок, критерієм працездатності різьбового з'єднання буде міцність різьбового стрижня на розтяг у місці, ослабленому різьбою. Тому прийнятий розрахунок різьбового з'єднання умовно ведуть на розтяг різьбового стрижня, а специфічні особливості

його навантаження враховують вибором навантаження для розрахунку.

Приймаючи в якості розрахункової умови  $\sigma_p \leq [\sigma]_{рб}$ , маємо формулу для розрахунку напруження

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A} = \frac{4F_{розр}}{\pi d_1^2}.$$

Після підстановок і перетворень одержимо:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A} = \frac{4F_{розр}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_{рб};$$

$$A = \frac{F_{розр}}{[\sigma]_{рб}}; \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{розр}}{\pi[\sigma]_{рб}}},$$

де  $[\sigma]_p$  - умовне напруження розтягу в різьбовому стрижні, МПа;

$F_{розр}$  - прийняте для розрахунку осьове навантаження, Н;

$A$  - площа перерізу різьбового стрижня в різьбовій частині, мм<sup>2</sup>;

$[\sigma]_{рб}$  - прийняте для розрахунку допустиме напруження, МПа.

$d_1$  - мінімально можливий діаметр різьбового стрижня в місці, ослабленому різьбою, мм.

На підставі розрахунку призначається стандартна різьба з параметрами, найближче більшими від розрахункових, а потім вибираються стандартні різьбові деталі з призначеною різьбою. Перелік стандартів на конструкцію і розміри болтів подано в додатку А.

Таблиця 2 – Границі текучості деяких матеріалів, характерних для різьбових деталей

Матеріал	Ст.3	Сталь 35	Сталь45	Сталь 40Х (поліпшена)
Границя текучості ст, МПа	220	320	360	550

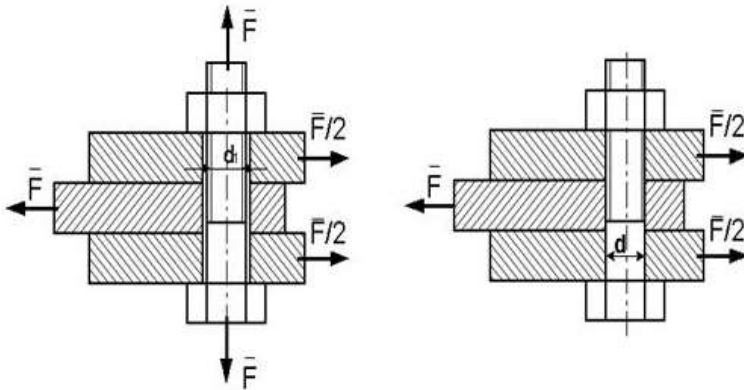


**Завдання та вихідні дані для розрахунків**  
**1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:**  
**Задача 1. Навантаження поперечною силою**

Вихідні дані:

- сила розтягу
- матеріал болтів
- вид навантаження

$F = 2,2 \text{ кН};$   
 сталь 20;  
 постійне.



а) з зазором

б) без зазора

Рисунок 1 – Розрахункова схема

**Встановлення болта з зазором (рисунок 1, а).**

Допустимі напруження

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s_T]}$$

де  $\sigma_T$  – границя текучості матеріалу, МПа;

$[s_T]$  – необхідний запас міцності.

Необхідний запас міцності рекомендується приймати в залежності від номінального розміру різьби. Неконтрольоване затягування:

- $[s_T] = 5...4$  – для різьб М6... М16;
- $[s_T] = 4...2,5$  – для різьб М16... М30;
- $[s_T] = 2,5...1,7$  – для різьб вище М30.

Розрахунковий діаметр різьби

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma]}}$$

Розрахункова сила затягування болта

$$F_p = 1,3 \cdot F_0,$$

де  $F_0$  – необхідна сила затягування болта.

$$F_0 = \frac{F \cdot K}{f \cdot i \cdot z},$$

де  $K$  – коефіцієнт запасу по зсуву деталей,  $K = 1,4 - 2$ ;

$f$  – коефіцієнт тертя Для сталевих і чавунних поверхонь  $f = 0,15 - 0,2$ ;

$i$  – число стиків;

$z$  – число болтів.

Згідно додатку А приймається різьба і вибирається болт.

Умовне позначення болта

Болт М14 – 6gx50.46 ГОСТ7798–70.

**Встановлення болта без зазора** (рисунок 1, б).

Вихідні дані беруться з попереднього розрахунку. Таке з'єднання розраховують на зріз болта.

Умова міцності:

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

де  $\tau_{зр}$  – розрахункове напруження зрізу болта, МПа;

$F$  – поперечна сила, Н;

$d$  – діаметр стержня у небезпечному перетині, мм;

$i$  – число площин зрізу;

$[\tau]_{зр}$  – допустиме напруження зрізу для матеріалу болта, МПа;

$$[\tau]_{зр} = (0,2 - 0,3)\sigma_T,$$

де  $\sigma_T$  – границя текучості, МПа.

Болт, вибраний з попереднього розрахунку, перевірити на зріз. Якщо умова не виконується, прийняти болт більшого діаметру, який буде задовольняти умові міцності.

### **Висновки по розрахунку**

Після вирішення типових задач по розрахунках різьбових з'єднань необхідно провести аналіз їх результатів і зробити висновки по застосуванню того чи іншого методу розрахунку з'єднання на міцність.

### ***Контрольні запитання***

1 Які переваги різьбових з'єднань забезпечують їм широке застосування в техніці?

2 Дайте визначення таким параметрам різьби: профіль, крок, хід, кут профілю і кут підйому гвинтової лінії.

3 Які розрізняють типи різьб по профілю, по призначенню, по кроку, числу заходів, по напрямку гвинтової лінії?

4 Назвіть основні способи виготовлення різьби і інструменти, які при цьому застосовуються.

5 За якими параметрами метрична різьба відрізняється від дюймової?

6 На яких принципах основані способи стопоріння різьбових деталей? Перелічить всі відомі вам способи стопоріння.

7 З яких матеріалів виготовляють різьбові деталі?

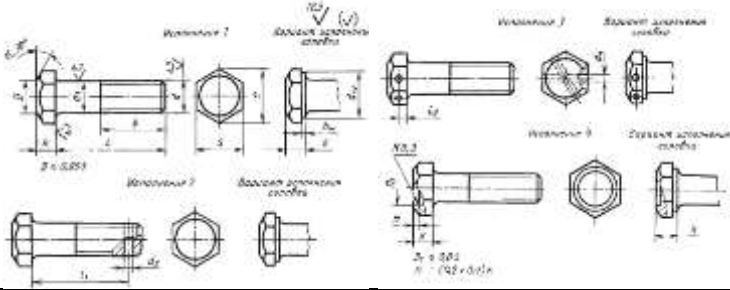
8 Що характеризують числові позначення класу міцності болта?

9 Від яких основних факторів залежить значення моменту закручування в різьбовому з'єднанні?

10 Які методи застосовують для контролю зусилля затягу різьбового з'єднання?

Додаток А  
(довідковий)  
Болти

Таблиця А.1 – Болти з шестигранною головкою класу точності В за ГОСТ 7798-70, мм



Нормальний діаметр різьби $d$	Крок різьби		$d_1$	$S$	$k$	$h$		$d_2, H_2$ менше	$e, H_2$ менше	$d_3$	$d_4$	$l_2$
	нормальний	малий				не менше	не більше					
6	1	-	6,0	10	4			8,7	10,9	1,6	2,0	2,0
8	1,25	1,0	8,0	13	5,3			11,5	14,2	2,0	2,5	2,8
10	1,5	1,25	10	17	6,7	0,15	0,6	15,5	18,7	2,5	3,2	3,5
12	1,75	1,25	12	19	7,5			17,2	20,9	3,2	3,2	4,0
(14)	2	1,5	14	22	8,8			20,1	24,0	3,2	3,2	4,5
16	2	1,5	16	24	10	0,20	0,8	22,0	26,7	4,0	4,0	5,0
(18)	2,5	1,5	18	27	12			24,8	29,6	4,0	4,0	6,0
20	2,5	1,5	20	30	1,5			27,7	33,0	4,0	4,0	6,5
(22)	2,5	1,5	22	32	14			29,5	35,0	5,0	4,0	7,0
24	3	2	24	36	15			33,2	39,6	5,0	4,0	7,5
(27)	3	2	27	41	17			38,0	45,2	5,0	4,0	8,5
30	3,5	2	30	46	18,7			42,7	50,9	6,3	4,0	9,5
36	4	3	36	55	22,5			51,1	60,8	6,3	5,0	11,5
42	4,5	3	42	65	26	0,25		59,9	71,3	8,0	5,0	13,0
48	5,0	3	48	75	30		69,4	82,6	8,0	5,0	15,0	

*Примітка:* 1 Зазначені у дужках діаметри болтів застосовувати не рекомендується.

*Приклад умовного позначення.* Болт виконання 1, діаметром різьби  $d = 20$  мм, довжиною  $l = 90$  мм, з нормальним кроком різьби, з полем допуску 6g, класом міцності 5.8, без покриття:

Болт М20 – 6gx90.58 ГОСТ7798–70.

Таблиця А.2 – Довжини болтів з шестигранною головкою в діапазоні діаметрів від 6 до 48 мм

У міліметрах

Номінальна довжина болта $l$	Номінальний діаметр різьби $d$													
	6		8		10		12		(14)		16		18	
	$l_1$	$b$	$l_1$	$b$	$l_1$	$b$	$l_1$	$b$	$l_1$	$b$	$l_1$	$b$	$l_1$	$b$
8	-	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10	-	X	-	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-
12	-	X	-	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-
14	10	X	-	X	-	X	-	X	-	-	-	-	-	-
16	12	X	12	X	-	X	-	X	-	X	-	-	-	-
(18)	14	X	14	X	14	X	-	X	-	X	-	X	-	-
20	16	X	16	X	16	X	15	X	-	X	-	X	-	X
(22)	18	18	18	X	18	X	17	X	17	X	-	X	-	X
25	21	18	21	X	21	X	20	X	20	X	19	X	-	X
(28)	24	18	24	22	24	X	23	X	23	X	22	X	22	X
30	26	18	26	22	26	X	25	X	25	X	24	X	24	X
(32)	28	18	28	22	28	26	27	X	27	X	26	X	26	X
35	31	18	31	22	31	26	30	30	30	X	29	X	29	X
(38)	34	18	34	22	34	26	33	30	33	X	32	X	32	X
40	36	18	36	22	36	26	35	30	35	34	34	X	34	X
45	41	18	41	22	41	26	40	30	40	34	39	38	39	X
50	46	18	46	22	46	26	45	30	45	34	44	38	44	42
55	51	18	51	22	51	26	50	30	50	34	49	38	49	42
60	56	18	56	22	56	26	55	30	55	34	54	38	54	42
65	61	18	61	22	61	26	60	30	60	34	59	38	59	42
70	66	18	66	22	66	26	65	30	65	34	64	38	64	42
75	71	18	71	22	71	26	70	30	70	34	69	38	69	42
80	76	18	76	22	76	26	75	30	75	34	74	38	74	42
(85)	81	18	81	22	81	26	80	30	80	34	79	38	79	42
90	86	18	86	22	86	26	85	30	85	34	84	38	84	42
(95)	-	-	91	22	91	26	90	30	90	34	89	38	89	42
100	-	-	96	22	96	26	95	30	95	34	94	38	94	42
(105)	-	-	-	-	101	26	100	30	100	34	99	38	99	42
110	-	-	-	-	106	26	105	30	105	34	104	38	104	42
(115)	-	-	-	-	111	26	110	30	110	34	109	38	109	42
120	-	-	-	-	116	26	115	30	115	34	114	38	114	42

Продовження таблиці А.5

Номинальна довжина болта <i>l</i>	Номинальний діаметр різьби <i>d</i>															
	20		(22)		24		(27)		30		36		42		48	
	<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>b</i>	<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>b</i>	<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>b</i>	<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>b</i>	<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>b</i>	<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>b</i>	<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>b</i>	<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>b</i>
8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(18)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(22)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(28)	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	24	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(32)	26	X	25	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
35	29	X	28	X	28	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-
(38)	32	X	31	X	31	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-
40	34	X	33	X	33	X	32	X	-	X	-	-	-	-	-	-
45	39	X	38	X	38	X	37	X	36	X	-	-	-	-	-	-
50	44	X	43	X	43	X	42	X	41	X	40	X	-	-	-	-
55	49	46	48	X	48	X	47	X	46	X	45	X	-	X	-	-
60	54	46	53	50	53	X	52	X	51	X	50	X	48	X	-	-
65	59	46	58	50	58	54	57	X	56	X	55	X	53	X	-	X
70	64	46	63	50	63	54	62	60	61	X	60	X	58	X	58	X
75	69	46	68	50	68	54	67	60	66	66	65	V	63	X	63	X
80	74	46	73	50	73	54	72	60	71	66	70	X	68	X	68	X
(85)	79	46	78	50	78	54	77	60	76	66	75	X	73	X	73	X
90	84	46	83	50	83	54	82	60	81	66	80	78	78	X	78	X
(95)	89	46	88	50	88	54	87	60	86	66	85	78	83	X	83	X
100	94	46	93	50	93	54	92	60	91	66	90	78	88	X	88	X
(105)	99	46	98	50	98	54	97	60	96	66	95	78	93	90	93	X
110	104	46	103	50	103	54	102	60	101	66	100	78	98	90	98	X
(115)	109	46	108	50	108	54	107	60	106	66	105	78	103	90	103	102
120	114	46	113	50	113	54	112	60	111	66	110	78	108	90	108	102

Примітка: 1 Зазначені у дужках діаметри болтів застосовувати не рекомендується.

2 Болти, для яких величини  $l_1$  і  $b$  розташовані над ломаною лінією, допускається виготовляти з довжиною різьби до головки.

3 Значком X позначені болти з різьбою на всій довжині стрижня.

## ПРАКТИЧНА РОБОТА

### РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ

**Мета роботи:** Ознайомлення з основними принципами вибору та розрахунку систем змащування для різних типів передаточних механізмів, зокрема редукторів загального призначення. Огляд конструкцій основних типових елементів системи змащування. Проведення аналізу видів змащування типових підшипникових вузлів, ущільнень вихідних кінців валів.

#### **1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ**

##### **1.1 Завдання для самостійної підготовки**

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали з розрахунку системи змащення деталей та підшипникових вузлів [1].

При огляді літературних джерел по темі „Системи змащування“ зосередитись на:

- критеріях вибору систем змащування різних типів редукторів;
- критеріях вибору сорту мастила для передач зачепленням;
- особливостях змащування підшипників кочення;
- конструктивних особливостях корпусних деталей редукторів, коробок та деталей, що обслуговують систему змащування (пробок, кришок, масельничок, покажчиків рівня мастила, тощо);
- способах ущільнення нерухомих стиків корпусних деталей та рухомих деталей, зокрема вихідних кінців валів;
- методиках визначення кількості мастила для картерного способу змащування редукторів та коробок передач.

##### **1.2 Питання для самопідготовки**

1.2.1 Вибір системи змащування для редукторів.

1.2.2 Особливості змащування підшипників кочення.

1.2.3 Особливості змащування зубчастих коліс.

### **1.3 Рекомендована література**

1. Деталі машин : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. *Павлице В. Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- Вибрати спосіб змащення деталей редуктора.
- Визначити об'єм та рівень мастила.
- Вибрати ущільнюючі пристрої.
- Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

### **2.2 Оснащення робочого місця**

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

### **2.3 Теоретичні відомості**

Для зменшення втрат потужності на тертя і зниження інтенсивності зносу поверхонь, що труться, а також для оберігання їх від заїдання, задирів, корозії і кращого відведення теплоти від поверхонь деталей, що труться, вони повинні мати надійне мастило.

В даний час у машинобудуванні для мастила передач широко застосовують картерну систему змащування. У корпус редуктора заливають мастило так, щоб вінці коліс були в нього занурені. При їх обертанні мастило захоплюється зубцями, розбризкується, утворюючи масляний туман, потрапляє на внутрішні стінки корпусу, звідки стікає в нижню його частину. У середині корпусу утворюється суспензія частинок мастила в



повітрі, які покривають поверхню деталей, розташованих усередині корпусу.

Картерне змащування застосовують при коловій швидкості зубчастих коліс від 0,3 до 12,5 м/с. При вищих швидкостях мастило скидається із зубців відцентровою силою і зачеплення працює при недоліку мастила. Крім того, помітно збільшуються втрати потужності на перемішування мастила і підвищується його температура.

Вибір змащувального матеріалу заснований на досвіді експлуатації машин. Принцип призначення сорту мастила наступний: чим вище контактний тиск в зубцях, тим більшою в'язкістю повинне володіти мастило, чим вище колова швидкість колеса, тим менше повинна бути в'язкість мастила.

Для змащення деталей циліндричних і конічних редукторів застосовують індустриальні мастила марок І-20а, І-30а, І-40, І-50 та І-60. Підходять також мастила марок І-Г-С-32, І-Г-С-46, І-Г-С-68 та І-Г-С-100 (якщо колова швидкість зубців більшого зубчастого колеса не перевищує 12 м/с).

У основі корпусу редуктора передбачений вказівник рівня мастила і зливна пробка (рисунки 1, 2).

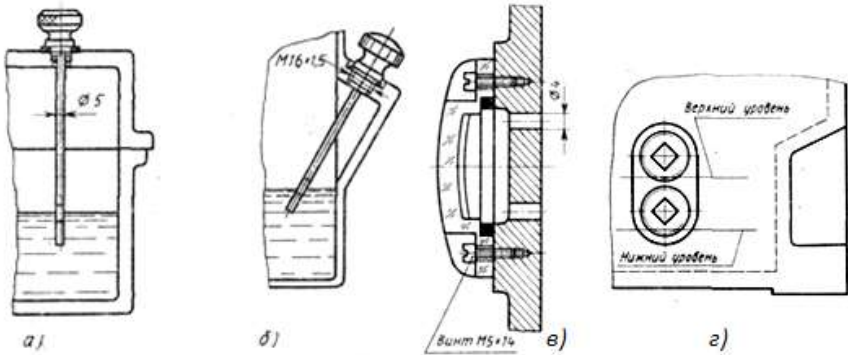
Циліндрична різьба не створює надійного ущільнення. Тому під пробку з циліндричною різьбою ставлять ущільнюючі прокладки з фібри, алюмінію, пароніту. Для цієї мети застосовують також кільця з мастилобензостійкої гуми. Кільця розміщують в поглиблення  $t$ , щоб вони не видавлювалися пробкою при її закріпленні.

Конічна різьба створює герметичне з'єднання, пробки з цією різьбою додаткового ущільнення не вимагають. Тому застосування їх більш бажано.

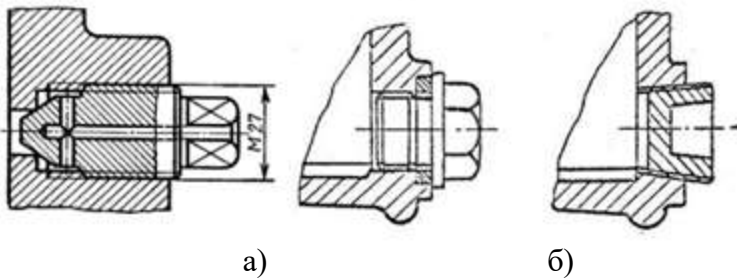
Для спостереження за рівнем мастила в корпусі встановлюють покажчик з числа наведених на рисунках 1, 2; мастилопокажчики жезлові (шупи) (рисунок 1, а, б), круглі (рисунок 1, в); мастилозливні пробки (рисунок 2).

В процесі роботи мастило забруднюється продуктами зносу, властивості мастила з часом погіршуються. Тому мастило, налите в корпус редуктора, періодично змінюють,

зливають його, корпус промивають і заливають свіже мастило. Заливають мастило через люк в кришці корпусу, а зливають через отвір для гвинта в його нижній частині. Зливний отвір закривають пробкою з циліндричним (рисунок 2, а) або конічним різьбленням (рисунок 2, б).



а), б) жезлові (щупи); в) круглі; г) з двома конічними пробками  
Рисунок 1 – Вказівники рівня мастила



а) циліндричні; б) конічна  
Рисунок 2 – Види зливних пробок

Підшипники змащують тим же мастилом, що і деталі передач. Інше мастило застосовують лише у відповідальних виробках, в яких потрібно захистити підшипники від продуктів зносу деталей передач.

При картерному змащенні коліс підшипники кочення змащуються бризками мастила. При коловій швидкості обертання коліс понад 1 м/с бризками мастила покриваються

всі деталі передач і внутрішні поверхні стінок корпусу. Мастило, що стікає з коліс, валів і стінок корпусу, потрапляє до підшипників.

У двоступеневій передачі при коловій швидкості  $< 1$  м/с в мастило досить занурити тільки колесо тихохідної ступіні, а максимальний рівень приймається рівним третині радіуса колеса тихохідної ступіні (рисунок 3).

Загальна кількість мастила в редукторі повинна бути не меншою від 0,5 л на один кіловат потужності редуктора. Нижній рівень змащення зануренням колеса відповідає величині  $m$ , а верхній становить приблизно  $0,25d_2$ .

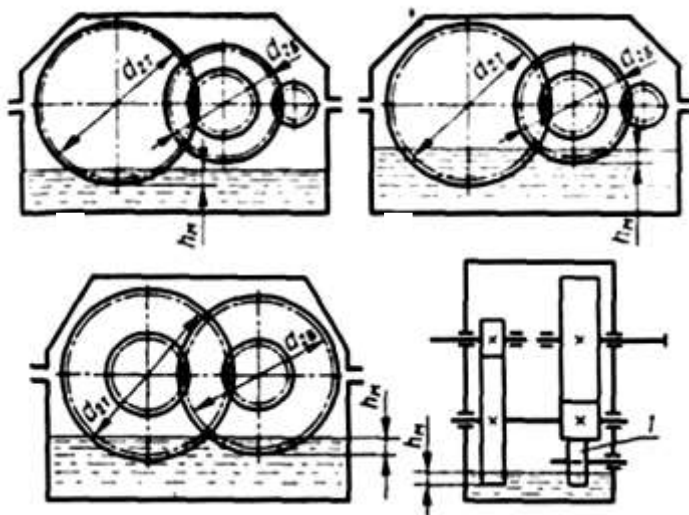


Рисунок 3 – Визначення рівня мастила у двоступеневих редукторах

При тривалій роботі, узв'язку з нагріванням мастила та повітря підвищується тиск усередині корпусу. Це призводить до просочування мастила через ущільнення і стики. Щоб уникнути цього, внутрішню порожнину корпусу з'єднують з зовнішнім середовищем шляхом установки віддушів в його верхніх точках.

Найбільше застосування знаходять віддушини, зображені на рисунку 4.

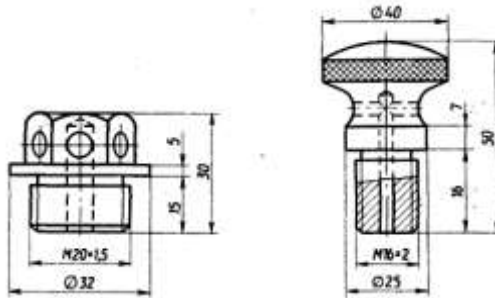


Рисунок 4 – Пробка-віддушина та ручка-віддушина

Ущільнювальні пристрої застосовують для оберігання від витікання мастильного матеріалу з підшипникових вузлів, а також для захисту їх від попадання ззовні пилу і вологи. У сучасному машинобудуванні широко застосовують манжетні ущільнення.

Манжету зазвичай встановлюють робочим краєм всередину корпусу (рисунок 5) так, щоб забезпечити до неї хороший доступ мастила. При пресуванні пластичного мастильного матеріалу тиск всередині підшипникової камери може бути дуже високим. Щоб не пошкодити манжету, її встановлюють в цьому випадку робочим краєм назовні. Тоді при підвищенні тиску мастильний матеріал відігне крайок манжети і надлишок його вийде назовні. При високому рівні мастила ставлять поряд дві манжети.

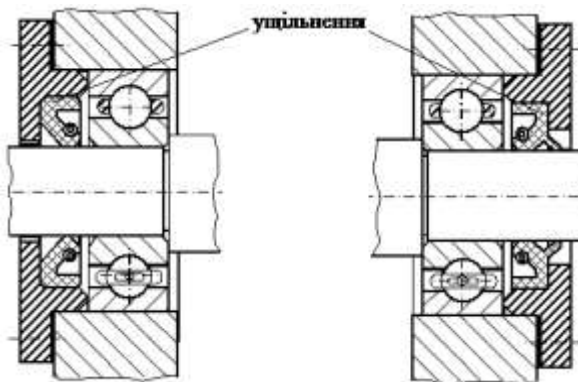


Рисунок 5 – Манжетне ущільнення

## Завдання та вихідні дані для розрахунків

### 1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

- потужність, яку передає редуктор  $P = 3,72$  кВт;
- модуль тихохідного колеса  $m = 3$  мм;
- ділильний діаметр і ширина колеса  $d_2 = 294$  мм;
- розміри dna редуктора по внутрішніх стінках
  - довжина  $a = 140$  мм;
  - ширина  $b = 470$  мм.

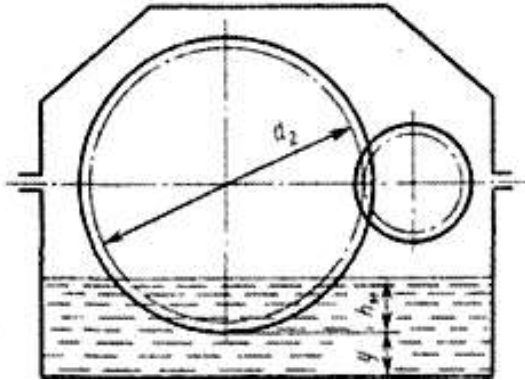


Рисунок 6 – Розрахункова схема системи змащення

### 2 Вибір способу змащення

Система змащування механічної передачі служить для пониження коефіцієнта тертя ковзання, зменшення зносу, відводу тепла і продуктів зносу від поверхонь тертя, захисту від корозії і зниження шуму і вібрацій.

Для закритих зубчастих і черв'ячних передач, що є складовою частиною таких механізмів як редуктори, коробки передач, звичайно застосовують картерний спосіб змащення. При такому способі елементи передач – зубчасті і черв'ячні колеса, черв'яки змащуються зануренням, а підшипники кочення, встановлені в одній площині з внутрішньою стінкою корпусу, – розбризкуванням. Для конструкцій, що мають підшипники, віддалені від поверхні мастила (наприклад вертикальні багатоступінчасті редуктори) застосовують

комбінований спосіб – коли підшипники верхніх валів змащуються консистентним мастилом. Для напружених відповідальних механізмів рекомендують примусове змащування.

### **3 Вибір сорту мастила**

Сорт мастила вибирається в залежності від напруженості зачеплення (характеризується контактними напруженнями в зачепленні) і швидкісних характеристик передачі (фактичної колової швидкості).

### **4 Визначення об'єму та рівня мастила**

Визначення кількості мастила пов'язане з коефіцієнтом корисної дії передачі, яка змащується, і проводиться по емпіричних формулах в залежності від потужності, яку передає редуктор, звичайно в літрах мастила на 1 кВт потужності. Для кожного виду і типу редукторів існують конкретні рекомендації.

Рівень мастила при картерному способі змащування встановлюється з умови глибини занурення елементів передач в масляну ванну, яка, в свою чергу, залежить від компоновальної схеми редуктора і швидкісних характеристик передач.

Наприклад, за рекомендаціями [1], в горизонтальних циліндричних і черв'ячних редукторах тихохідне колесо може занурюватись в рідину мінімум на величину модуля, максимум на чверть свого діаметра. При нижньому розташуванні шестірні мінімум – два модулі, максимум – половина діаметра, такі ж нормативи і для нижнього розташування черв'яка.

Об'єм масляної ванни

$$V = 0,35 \dots 0,8 \text{ л на 1кВт потужності;}$$

Рівень змащення

$$h = \frac{V}{a \cdot b},$$

де  $a$  – ширина редуктора;

$b$  – довжина редуктора.

Зазор між ободом колеса і днищем редуктора

$$y = h - h_m,$$

де  $h_m$  – глибина занурення тихохідного колеса, мм.

$$h_m = (4 \dots 5)m,$$

де  $m$  – модуль тихохідного колеса, мм.

Для конічних зачеплень важливо, щоб мастило повністю покривало зуб колеса. Для підшипників бажано, щоб рівень мастила доходив до середини нижнього тіла кочення. Після визначення рівня мастила перевіряється відстань від зануреного в мастило елемента передачі до дна картера.

### **5 Ущільнення і елементи системи змащення**

Стики нерухомих деталей – кришок люків, кришок підшипників, циліндричних пробок, тощо з корпусними деталями ущільнюються за допомогою прокладок. Якщо стик корпусних деталей проходить по постелях підшипників, він ущільнюється за допомогою рідких герметиків.

Для ущільнення вихідних кінців валів та захисту підшипників від надмірного впливу мастильної рідини застосовується широкий спектр ущільнюючих пристроїв контактної і безконтактної дії.

Типові елементи систем змащення, такі як покажчики рівня мастила, масельнички, віддушини, пробки та інші, в більшості своїй стандартизовані і нормалізовані.

Провести розрахунок системи змащення згідно з індивідуальним завданням, виданим на даному практичному занятті.

### **6 Висновки по розрахунку**

Зробити висновок по вибору способу змащування та вибору типу мастила. Обґрунтувати рівень мастила, що заливається у корпус редуктора.

## ***Контрольні запитання***

1 Назвіть основні функції системи змащення редуктора.

2 З яких міркувань для більшості редукторів, коробок передач та коробок швидкостей застосовують картерний спосіб змащення?

3 Які види і сорти мастильних матеріалів застосовують для змащення зубчастих та черв'ячних передач, підшипників кочення?

4 За якими критеріями визначають об'єм масляної ванни при картерному способі змащення, глибину занурювання деталей передач в мастило?

5 Перерахуйте характерні деталі та вузли системи змащення.

6 За допомогою яких засобів здійснюють ущільнення нерухомих корпусних деталей?

7 Як ущільнюють вихідні кінці валів?

8 Як відбувається змащення зубчатого зачеплення і опор у закритій передачі, у відкритій?

9 Яким чином заливають та зливають мастило в редукторі?

10 Вкажіть пристрої для контролю рівня мастила в редукторі.



## ПРАКТИЧНА РОБОТА

### РОЗРОБКА КРЕСЛЕНИКА ЗАГАЛЬНОГО ВИДУ РЕДУКТОРА

**Мета роботи:** Закріплення та систематизація знань по устрою та конструктивних особливостях окремих складових частин редуктора, узагальнення та застосування цих знань для практичного конструювання на прикладі креслення виду загального редуктора. Ознайомлення з методикою та основними принципами розробки та оформлення креслення загального виду редуктора.

#### **1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ**

##### **1.1 Завдання для самостійної підготовки**

Під час підготовки до заняття проглянути виконані розрахунки, зокрема результати геометричних розрахунків зубчастих (черв'ячних) передач, розрахунки розмірів елементів корпусу та попереднє ескізне компонування редуктора, наближений розрахунок валів, підбір підшипників, шпонок, розрахунок системи змащення.

Проглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури, звернувши увагу на ілюстрації, що демонструють різні види компонування редукторів, валів, підшипникових опор. Крім того повторити і засвоїти основні положення ГОСТ 2.119-73, ГОСТ 2.120-73 у частині, що стосується змісту та вимог до виконання креслеників виду загального.

У якості завдання на самостійну роботу студентів пропонується оцінка кресленика редуктора, представленого на рисунку 1.

Після оцінки провести аналіз кресленика, звернувши увагу на явні помилки та типові недоробки, які мають місце:

- немає місцевого розрізу кришки оглядового люка, що не дає достатньої інформації по її кріпленню та устрою віддушину;

- немає місцевого розрізу біля зливної пробки – не видно, чи є ухил dna редуктора і поглиблення для кращого відстою мастила;

- недостатня інформація про форму, конфігурацію, розташування та розміри опорних лап редуктора

- немає координат та розмірів елементів отворів під кріпильні вироби, що приєднують редуктор до рами;

- пропущені розміри:

- а) габаритні;

- б) міжосьові відстані;

- в) висота центрів валів;

- г) кожного з підшипників.

- не вказані посадки:

- а) центрувальних штифтів;

- б) дистанційних втулок;

- в) кришок підшипників;

- г) кожного з підшипників.

- не заштриховані торці шпонок в перетинах Б – Б, В – В;

- не вказаний рівень мастила в редукторі;

- недостатня інформація про пристрій контролю рівня мастила;

- підшипники і болти показані надмірно детально.

## **1.2 Питання для самопідготовки**

1.2.1 Вибір масштабу кресленника та визначення кількості видів на кресленнику виду загального.

1.2.2 Особливості виконання зображень кресленника загального виду.

1.2.3 Найменування і позначення складових частин виробу на кресленниках загального вигляду.

## **1.3 Рекомендована література**

1. Деталі машин : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- Виконати кресленик загального виду редуктора.
- Оформити текстову частину кресленика.
- Сформувати таблицю складових частин редуктора.
- Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

### **2.2 Оснащення робочого місця**

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.2.3 Комп'ютер з програмним забезпеченням.

### **2.3 Теоретичні відомості**

Кресленик загального віду – кресленик, що визначає конструкцію виробу, взаємодію його складових частин і пояснює принцип роботи виробу.

Кресленик загального виду розробляється на таких стадіях проектування: на стадії технічної пропозиції, ескізного та технічного проєктів.

Кресленик загального виду ескізного проєкту у загальному випадку повинен містити:

- зображення виробу (види, розрізи, перерізи), текстову частину і написи, необхідні для розуміння конструкції виробу, взаємодії його складових частин і принципу роботи;

- найменування, а також позначення (якщо вони є) тих складових частин виробу, для яких необхідно вказати дані (технічні характеристики, кількість, вказівки щодо матеріалу, принципу роботи тощо) або запис яких необхідний для пояснення зображень кресленика загального виду, опису принципу роботи виробу, вказівок про склад та ін;

- розміри та інші дані, що наносяться на зображення (за необхідністю);

- схему, якщо вона потрібна, але оформляти її окремим документом недоцільно;

- технічні характеристики виробу, якщо це необхідно для зручності порівняння варіантів по кресленнику загального виду.

Особливості виконання.

Зображення виконують з максимальними спрощеннями, передбаченими стандартами ЄСКД для робочих кресленників. Складові частини виробу, в тому числі і запозичені (раніше розроблені) і покупні, зображують із спрощеннями (іноді у вигляді контурних обрисів), якщо при цьому забезпечено розуміння конструкції виробу, що розробляється, взаємодії його складових частин і принципу його роботи.

Окремі зображення складових частин виробу розміщуються на одному загальному аркуші із зображеннями всього виробу або на окремих (наступних) аркушах кресленника загального виду.

Найменування і позначення складових частин виробу на кресленниках загального вигляду вказують одним з таких способів:

- на полицях ліній-виносок;

- у таблиці, яка розміщується на тому ж аркуші, що й зображення виробу;

- у таблиці, виконаній на окремих аркушах формату А4 за ГОСТ 2.301-68 як наступних аркушах кресленника загального виду.

Запис складових частин у таблицю рекомендується здійснювати в такому порядку:

- запозичені вироби;

- покупні вироби;

- вироби, що розробляються.

Кількість зображень (видів, розрізів і перетинів) повинне бути найменшим, але повинне забезпечувати повне подання про пристрій, взаємодію його складових частин, складання і регулювання.



Всі розміри на складальних креслениках (креслениках загального виду) наносять відповідно до ГОСТ 2.307-68.

Лінійні розміри й відхилення лінійних розмірів на кресленнях указують у міліметрах без позначення одиниць величин. Лінійні розміри і граничні відхилення, що приводяться в технічних вимогах, примітках і інших написах на полі креслення, указують із одиницями величин. Нанесення розмірного числа при різних положеннях розмірних ліній(стрілок) на кресленні визначається найбільшою зручністю читання.

### **Завдання та вихідні дані для розрахунків**

#### **1 Аналіз рекомендацій по конструюванню редуктора**

Розглянути приклади компоновки редукторів.

Ознайомитись з прикладами призначення розмірів для викреслювання корпусу та кришки редуктора.

Розглянути специфіку зображення конструктивних елементів корпусу і кришки редуктора.

Основні розміри корпусів, кришок, болтів, гвинтів.

Пристрої для контролю рівня мастила.

Форма отворів для зливу мастила, пробки.

Кришки оглядового люка, їх кріплення, віддушини, гвинти вантажні.

Конструкції кришок підшипників.

Центрувальні штифти, шпонкові з'єднання.

Встановлення і кріплення підшипників в корпусі редуктора, ущільнення вихідних кінців валів.

#### **2 Аналіз кресленника двохступінчастого циліндричного редуктора з врізаними кришками**

##### **2.1 Достойнства:**

- наявність місцевих розрізів кришки оглядового люка, мастиломірної лінійки і зливної пробки допомагає краще уявити конструкцію цих елементів редуктора.

- кришка оглядового люка оформлена як складальна одиниця з ручкою-віддушиною, що дає змогу сумістити їх функції;

- болти кріплення кришки до корпусу поставлені гайками вгору, це значно полегшує доступ до гайок під час складання та розбирання.

## 2.2 Недоробки та типові помилки:

- наявність тільки двох проекцій редуктора без додаткових видів не дозволяє достовірно судити про:

- а) розміри і форму опорних лап;

- б) розміри елементів та повні координати отворів під болти кріплення редуктора до рами;

- в) ширину оглядового вікна;

- не вказаний рівень масла в редукторі і на головному виді не показані контури (або ж ділильні кола) зубчастих коліс;

- не показані посадки всіх дистанційних втулок на валах та посадка по ширині буртика врізаних кришок підшипників;

- зливний отвір має малий діаметр, що суттєво збільшить час витікання відпрацьованого мастила та погіршить режим видалення забруднень;

- надмірно детально показані зображення підшипників і болтів, що збільшує трудомісткість креслярських робіт.

## 3 Рекомендації по проєктуванню редуктора

3.1 Кресленик виду загального редуктора повинен мати мінімальну, але достатню для висвітлення конструкції всіх деталей кількість основних та додаткових видів та перерізів. Кресленик бажано виконувати у натуральному (1:1) масштабі, що дає змогу більш реально представляти конструкцію і спрощує подальший процес розробки креслень деталей. Прості додаткові види слід виконувати у масштабах зменшення.

3.2 Для стандартних вузлів та деталей (підшипників, різьбових кріпильних виробів) слід максимально використовувати спрощення зображень, які передбачені стандартом. На кресленіку редуктора допускається не

вказувати модуль, кут нахилу зуба, число зубів і ширину зубчастих коліс

3.3 Кресленик редуктора обов'язково повинен мати габаритні, установочні та приєднувальні розміри. Для міжосьової відстані зубчастих та черв'ячних передач редуктора слід вказувати граничні відхилення. У всіх спряженнях повинні бути вказані посадки (у літерному вигляді). Крім того слід проставити вільні розміри: товщину лап під болти кріплення редуктора до рами і рівень масла в редукторі.

#### **4 Технічна характеристика редуктора**

Технічна характеристика звичайно наводиться у верхньому правому куті аркуша кресленика, а при його зайнятості на вільному місці кресленика. Характеристика повинна містити як силові, так і кінематичні параметри редуктора. Згідно з рекомендаціями технічна характеристика повинна мати такі пункти:

1 Потужність на веденому валу редуктора, кВт.

2 Обертаючий момент на веденому валу, Н·м.

3 Частота обертання веденого вала, об/хв.

4 Передаточне число:

- швидкохідної ступені;
- тихохідної ступені;
- загальне.

5 Коефіцієнт корисної дії.

Технічна характеристика може оформлюватись у виді таблиці.

#### **5 Технічні вимоги на кресленику редуктора**

Технічні вимоги прийнято розташовувати над основним написом, а якщо на аркуші наведена таблиця складових частин, то зліва від неї. Вимоги формуються методом групування однорідних та близьких по характеру:

- вимоги до точності зачеплень, підшипників, вимоги до їх регулювання (зазори, плями контакту, биття, тощо);
- умови та методи обкатування і випробування;
- кількість і марка мастила, періодичність його заміни;



- вимоги до якості поверхонь, покриття, фарбування;
- правила транспортування, зберігання;
- особливі умови експлуатації.

## **6 Таблиця переліку складових частин редуктора**

Таблиця складається з трьох частин (запозичені вироби, покупні вироби і заново розроблені вироби) та повинна мати графи: „Поз.“, „Позначення“, „Найменування“, „Кільк.“ та „Додаткові вказівки“. Можна для більшої інформативності ввести графу „Матеріал“. Таблицю складових частин рекомендовано розташовувати на полі креслення над основним написом, у разі відсутності місця – на окремих аркушах формату А4.

## **7 Помилки, що часто зустрічаються на креслениках редукторів**

- порушення проєкційного зв'язку між видами;
- на кресленні редуктора деякі параметри не погоджені з даними розрахунків, наведеними в пояснювальній записці:
  - а) розміри (зубчасті колеса, вали, підшипники, шпонки, болти, елементи корпусу і кришки, висота рівня масляної ванни і глибина занурення коліс в мастило);
  - б) посадки у спряженнях деталей;
  - в) способи кріплення зубчастих коліс на валах; ущільнення підшипників (особливо при консистентному їх змащенні); заливання, зливання і виміру рівня мастила в порожнині редуктора.

## **8 Висновки по розрахунку**

Зробити висновок по проєктуванню кресленника загального виду редуктора: вибору масштабу, кількості проєкцій, постановки розмірів, складанню текстової частини кресленника.

## ***Контрольні запитання***

1 Місце та призначення кресленника виду загального у системі конструкторської документації технічного проєкту.

2 Мінімальне число основних видів на кресленнях редукторів типу, подібного до того, що проектується, додаткові види та перетини потрібні для повного сприйняття конструкції редуктора.

3 Необхідна кількість обов'язкових розмірів (габаритних, приєднувальних, установочних) та розмірів, що полегшують з'ясування конструкції та форми окремих деталей редуктора.

4 Види та зміст текстової частини кресленика (технічна характеристика виробу та технічні вимоги).

5 Таблиця складових частин виробу, її форма та порядок заповнення, постановка позначень складових частин на кресленнику.

6 Спрощення та умовності, які дозволяється використовувати на креслениках виду загального.

7 Система позначень складових частин виробу.

## ПРАКТИЧНА РОБОТА

### РОЗРОБКА РОБОЧИХ КРЕСЛЕНИКІВ ДЕТАЛЕЙ

**Мета роботи:** Закріплення та систематизація знань по устрою та конструктивних особливостях окремих складових частин редуктора, узагальнення та застосування цих знань для практичного конструювання. Ознайомлення з методикою та основними принципами розробки та оформлення робочих креслеників деталей редуктора. Вивчення порядку конструювання та розробки креслеників характерних деталей редуктора і привода.

#### 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

##### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Проглянути виконані розрахунки, обов'язково результати геометричних розрахунків зубчастих (черв'ячних) передач, розрахунки розмірів елементів корпусу та попереднє ескізне компоновання редуктора, наближений розрахунок валів.

Переглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури, звернувши увагу на ілюстрації, які демонструють приклади оформлення креслеників корпусних деталей, валів, зубчастих та черв'ячних коліс.

Крім того повторити і засвоїти основні положення ГОСТ 2.109-73 у частині, що стосується змісту та основних вимог до виконання робочих креслеників різних видів виробів.

##### 1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Правила виконання робочих креслеників.

1.2.2 Способи простановки допусків форми і розташування поверхонь, позначення шорсткості.

1.2.3 Вибір і позначення матеріалу деталі на робочому кресленнику.

##### 1.3 Рекомендована література

1. Деталі машин : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- Виконати робочі кресленики деталей редуктора.
- Оформити текстову частину креслеників.
- Сформувати таблицю параметрів зубчастого колеса.
- Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

### **2.2 Оснащення робочого місця**

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.2.3 Комп'ютер з програмним забезпеченням.

### **2.3 Теоретичні відомості**

Робочі кресленики деталей у сукупності з технічними вказівками повинні містити всі дані, що визначають форму, розміри, точність, шорсткість поверхонь, матеріал, термообробку, обробку й інші відомості, необхідні для виготовлення деталей відповідної якості і для проведення контролю. Якість виготовлення креслеників деталей впливає на строки, вартість і якість виготовлення деталей і машини в цілому.

Робочі кресленики деталей виконують у відповідному масштабі залежно від формату. Вони містять: зображення деталі з нанесеними розмірами, граничні відхилення розмірів, допуски форми й розташування, параметри шорсткості поверхонь, технічні вимоги, основний напис.

На робочих креслениках деталей не допускається поміщати технологічні вказівки. У вигляді виключення можна

вказувати: спільну обробку, притирання, гибку, розвальцьовування; тип технологічної заготовки (виліток, кування й т.інш.).

Центрові отвори на креслениках деталей не зображують і в технічних вимогах ніяких вказівок не приводять, якщо наявність їх конструктивно не потрібна. Якщо в центровому отворі повинна бути різьба, на кресленнику приводять тільки розміри різьби.

Зображення деталі на кресленнику повинне містити мінімальну кількість видів, розрізів і перетинів, достатню для виявлення форми деталі і проставлення розмірів. Деталь рекомендується зображувати в положенні, зручному для читання кресленника при її виготовленні, у якому деталь установлюють на верстаті.

Основою для визначення розміру деталей та їх елементів є проставлені на кресленнику розміри, які наносять з урахуванням технології виготовлення деталі, її конструктивних особливостей, роботи деталі у виробі. Деталь зображують із тими розмірами, позначеннями шорсткостей і інших параметрів, які вона повинна мати перед складанням.

Кількість розмірів на кресленні повинна бути мінімальною, але достатньою для виготовлення й контролю деталі.

Не допускається повторювати розміри одного і того ж елемента на різних зображеннях, у технічних вимогах та ін. Повторення розмірів може служити причиною браку при виготовленні деталей.

Частини деталей, які мають відповідне функціональне призначення і зумовлені відповідною технологією виготовлення, називають типовими (які зустрічаються дуже часто) конструктивними елементами деталей. Їх можна умовно розділити на елементи, які виконуються на деталях незалежно від способів з'єднання з іншими деталями, і на елементи, які призначені для конкретних видів з'єднань.

Під конструктивним елементом деталі розуміють місцеві зміни форми або поверхні деталі для надання їй додаткових

властивостей при виготовленні, складанні та експлуатації (фаски, лиски, галтелі, канавки тощо). Розміри конструктивних елементів відносно форми та поверхні деталі невеликі і, в цілому, не змінюють їх.

На креслениках застосовують умовні позначення (знаки, лінії, літери і літерно-цифрові позначення), встановлені в стандартах.

На кожному кресленнику розміщують основний напис відповідно до вимог ГОСТ 2.104-2006.

Позначення матеріалу розміщується в основному напису креслення і повинно містити найменування матеріалу, марку, номер стандарту, наприклад Сталь 45 ГОСТ 1050-88.

## **Завдання та вихідні дані для розрахунків**

### **1 Аналіз рекомендацій по конструюванню та розробці робочих креслеників деталей**

Розглянути приклади робочих креслеників деталей редукторів. Ознайомитись з прикладами призначення розмірів для викреслювання корпусу та кришки редуктора.

Розглянути специфіку зображення конструктивних елементів корпусу і кришки редуктора, основних розмірів корпусів, кришок, отворів під болти, гвинти.

Ознайомитись з формами отворів, для зливу мастила, пробки, конструкціями кришок підшипників.

### **2 Загальні вимоги до робочих креслеників деталей**

Розглянути загальні положення з оформлення креслеників:

- основний напис;
- зв'язок проектування з технологією виготовлення;
- оформлення робочих креслеників деталей;
- завдання і простановка розмірів;
- кількість розмірів мінімальна, але достатня для виготовлення;
- групування розмірів одного конструктивного елементу;
- фаски і канавки не повинні входити в ланцюжок розмірів.

Групи розмірів:

- а) функціональні (визначають якісні показники деталі);
- б) вільні (урахування технології виготовлення і зручності контролю);
- в) довідкові (не виконуються, не контролюються по даному кресленню).

Ознайомитись зі способами простановки граничних відхилень:

а)  $63H7$  – при номінальних розмірах з ряду нормальних чисел;

б)  $64^{+0,030}$  – при нестандартних числах номінальних розмірів;

в)  $18P8_{-0,045}^{-0,018}$  – при стандартних числах розмірів, але полях допусків, що не рекомендуються.

Ознайомитись зі способами простановки допусків форми і розташування поверхонь:

а) відхилення від круглості, циліндричності шийок під підшипники, радіальне биття і відхилення від співвісності під зубчасті колеса;

б) причини перекосу підшипникових опор з-за відхилення від перпендикулярності базових торців вала і корпусу, нахилу пружної лінії вала в опорі під дією навантаження;

в) визначення баз і позначення базових осей поверхонь.

Шорсткість поверхонь та її позначення:

а) умовні позначення шорсткості на елементах кресленника;

б) норми шорсткості різних поверхонь;

в) позначення термічної обробки;

Загальне оформлення кресленника:

а) розташування на кресленнику деталі розмірів, позначень баз, допусків форми, шорсткості і технічних вимог;

б) відповідність форми, розмірів і граничних відхилень розмірів деталей на робочих кресленниках і на кресленнику редуктора;

в) матеріал деталей. Позначення матеріалу – залежно від способу отримання заготовок.

### **3 Рекомендації по виконанню креслеників типових деталей привода**

До типових деталей привода відносять ступінчасті вали, вали-шестірні, вали-черв'яки, зубчасті та черв'ячні колеса, шківни, зірочки, стакани, кришки підшипників, корпусні деталі.

Робочі кресленики (на підприємствах їх називають деталюванням) виконуються в прикладній програмі КОМПАС-Графік.

Перш за все, у робочих креслениках використовують тільки три види розмірів:

- а) виконавчі, за якими деталь виготовляється;
- б) габаритні, якщо вони не збігаються з виконавчими;
- в) транспортувальні, якщо деталь великогабаритна, а її безпечне переміщення потребує спеціальних вказівок.

По-друге, на робочому кресленнику спеціальним знаком за ДСТУ 2.309-93, користуючись командою «Шероховатість» інструментальної панелі «Обозначения», обов'язково проставляють величини шорсткості основних оброблюваних поверхонь, а в правому верхньому кутку креслення має стояти символ непозначеної шорсткості (рисунок 1). Його вводять з меню «Оформление → Неуказанная шероховатость → Задать», як правило, редагувати її розташування на кресленнику не потрібно.

По-третє, дуже часто робочий кресленик містить знаки, які вводять з меню «Допуск формы» на панелі «Обозначения». У цієї команди є власне підменю для формування й заповнення таблиці допуску форми, а також її прив'язки до контурів деталі. Цілком посильним виявляється самостійне опанування методики складання й заповнення її клітинок.

По-четверте, нижня середня графа основного напису (штампа) в обов'язковому порядку повинна містити відомості про матеріал, з якого виготовлятиметься деталь, але ця інформація автоматично передається з файлу тривимірної моделі деталі.







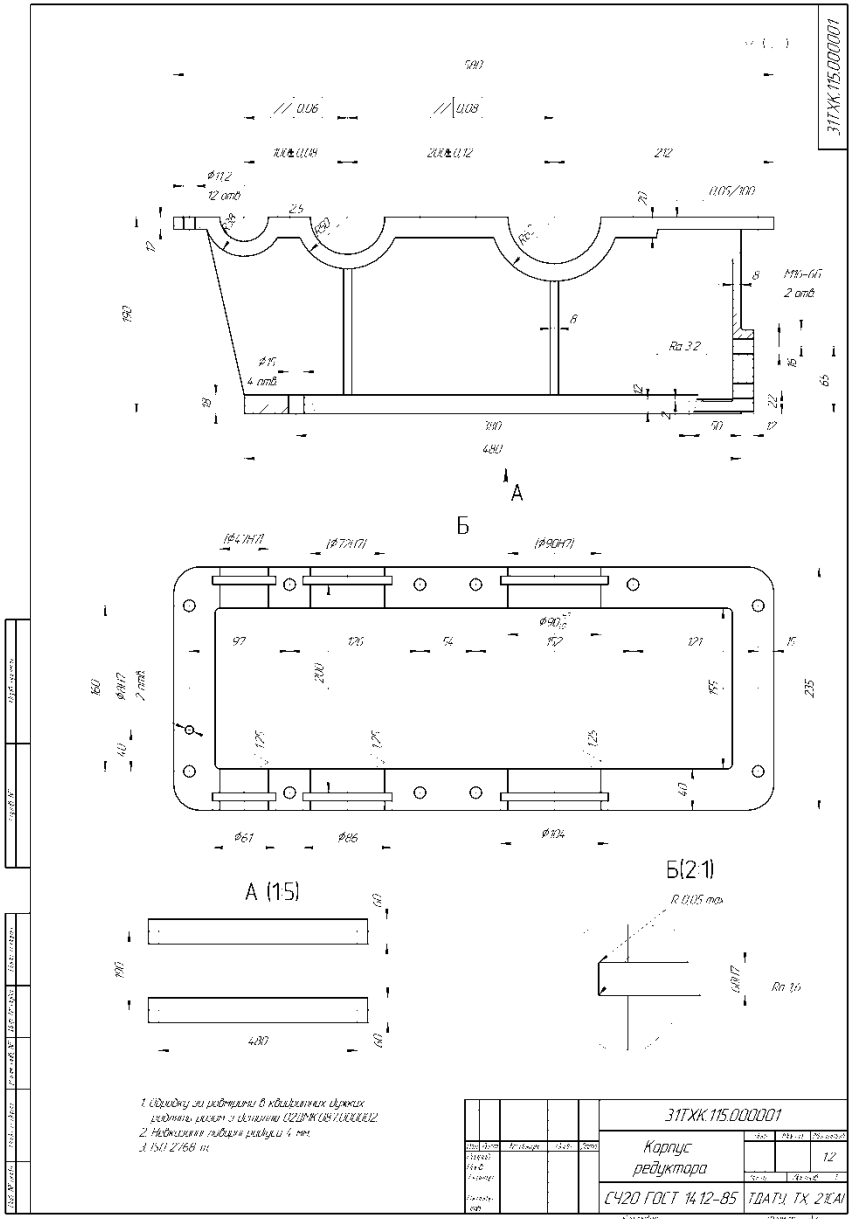


Рисунок 3 – Приклад виконання робочого кресленника корпусу редуктора

#### **4 Висновки по розрахунку**

Зробити висновок по проектуванню робочих креслеників деталей: вибору масштабу, кількості проєкцій, постановки розмірів, складанню текстової частини кресленика.

#### ***Контрольні запитання***

1 Місце та призначення робочих креслеників деталей у системі конструкторської документації технічного проєкту.

2 Мінімальне число основних видів на креслениках деталей різної конфігурації (корпусів, валів, коліс), додаткові види, розрізи та перетини, які потрібні для повного сприйняття конструкції деталі.

3 Що таке конструкторські, вимірювальні та технологічні бази?

4 Зв'язок проєктування з технологією виготовлення.

5 Граничні відхилення розмірів, допуски форми і розташування поверхонь, їх простановка на креслениках.

6 Шорсткість поверхонь, її позначення на кресленику.

7 Правила заповнення основного напису робочого кресленика деталі.

8 Як проставляються розміри фасок, кут зрізу яких  $45^\circ$ ?

9 Назвіть основні типи розмірів, що наносяться на робочих креслениках.

10 За допомогою якої операції виконують виносний елемент на кресленику?

# ПРАКТИЧНА РОБОТА

## ОФОРМЛЕННЯ ПРОЄКТУ

**Мета роботи:** Знайомство з основними вимогами стандартів ЄСКД, позначеннями всіх документів курсового проєкту згідно з вимогами ГОСТ 2.201-80. Ознайомитись з вимогами оформлень за ГОСТ 2.106-96, до оформлень частин пояснювальної записки по формах 5 і 5а, які мають основний напис по формах 2 і 2а ГОСТ 2.104-2006. Ознайомитись з правилами позначення документів, які розроблюються у курсовому проєкті з дисципліни ІМ(ДМ).

### **1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ**

#### **1.1 Завдання для самостійної підготовки**

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Основи оформлень текстових документів“, переглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури.

Ознайомитись з правилами позначення документів згідно ГОСТ 2.106-96, ГОСТ 2.104-2006.

Користуючись літературними посібниками і Держстандартами на оформлення текстових документів, ознайомитись з правилами написання розділів пояснювальної записки, оформлення рисунків, таблиць, формул.

Крім того, вміти складати кінематичні схеми різноманітних видів механічних приводів, користуючись зображеннями умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68.

Ознайомитись з вимогами до текстових документів технічної документації на прикладі оформлення розділів пояснювальної записки технічного проєкту.

#### **1.2 Питання для самопідготовки**

1.2.1 Правила користування довідковими даними.

1.2.2 Методика оформлення текстової частини пояснювальної записки.

1.2.3 Правила оформлення рисунків, таблиць, формул.

### **1.3 Рекомендована література**

1 Єдина система конструкторської документації. Обозначение изделий и конструкторских документов: ГОСТ 2.201-80 – [Дата введення: 01.01.1986]. – Москва: Издательство стандартов, 1987. – 17 с.

2 Єдина система конструкторської документації. Основные надписи: ГОСТ 2.104-2006 – [Дата введення: 2006—09—01]. – Стандартиформ, 2006. – 14 с.

3 Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення: ДСТУ 3008-2015. – [Чинний від 2017-07-01]. – Київ: Держспоживстандарт України, 2016. – 26 с. – (Національний стандарт України).

4 Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

– Ознайомитись з вимогами Держстандарту ДСТУ 3008-2015.

– Оформити текстову частину пояснювальної записки згідно вимог Держстандарту ДСТУ 3008-2015.

– Пронумерувати аркуші записки та оформити зміст.

– Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

### **2.2 Оснащення робочого місця**

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.2.3 Комп'ютер з програмним забезпеченням.

### **2.3 Теоретичні відомості**

Курсовий проєкт з навчальної дисципліни – це кінцевий результат розробки нового продукту (споруди, технологічного процесу, механізму, технічних та програмних засобів тощо або

їх окремих частин), виконаний студентом самостійно під керівництвом викладача протягом встановленого терміну в одному семестрі відповідно до технічного завдання на основі набутих з даної та суміжних дисциплін знань та умінь, а також матеріалів промислових і науково-дослідних підприємств та установ і студентських науково-технічних товариств, що має творчий характер і становить собою сукупність документів (пояснювальної записки, креслеників, що виконані з обов'язковим додержанням вимог ДСТУ, тощо).

При написанні курсового проекту треба дотримуватися вимог Держстандарту ДСТУ 3008- 2015.

Пояснювальна записка до курсового проекту виконується в обсязі 30-40 аркушів формату А4 машинного тексту. До структури та змісту курсового проекту ставляться такі вимоги. Пояснювальна записка повинна містити (у зазначеній послідовності) наступні елементи: 1. Титульний аркуш; 2. Завдання на проект; 3. Реферат; 4. Зміст; 5. Перелік умовних позначень, скорочень, символів і спеціальних термінів (при необхідності); 6. Вступ; 7. Глави пояснювальної записки, що відображають методiku, зміст і результати виконаної роботи; 8. Висновки і рекомендації; 9. Перелік посилань; 10. Додатки. В кінці записки, після додатків підшиваються специфікації на складальні кресленики графічної частини.

Нумерація аркушів повинна бути наскрізною: перший аркуш – це титульний аркуш. На першому аркуші номер не ставлять. Розділи повинні бути пронумеровані арабськими цифрами. Вступ, висновки та перелік посилань не нумерують. Після номера розділу крапку не ставлять. Назва розділів подається великими літерами симетрично відносно тексту розділу, наприкінці заголовку крапку не ставлять.

### **Завдання та вихідні дані для розрахунків**

Курсовий проект складається з пояснювальної записки та графічної частини.

Приклад переліку розділів комплексного курсового проекту:

# КУРСОВИЙ ПРОЄКТ

(комплексний 0,75)

**Тема проєкту:** «Привод стрічкового транспортера».

**Рекомендована структура пояснювальної записки:**

Титульний аркуш.

Відомість курсового проєкту.

Завдання на проєкт.

Реферат.

Зміст.

Вступ.

1 Призначення та область застосування привода.

2 Технічна характеристика привода.

3 Опис і обґрунтування обраної конструкції.

4 Кінематичний та силовий розрахунок привода.

5 Розрахунок зубчастих передач.

6 Розрахунок валів.

6.1 Орієнтовний розрахунок валів.

6.2 Розміри елементів корпусу. Ескізне компоновання редуктора.

6.3 Наближений розрахунок веденого вала.

7 Підбір підшипників.

8 Вибір та перевірочний розрахунок шпонок.

9 Розрахунок системи змащення.

10 Обґрунтування та вибір посадок\*.

11 Проєктування технології виготовлення деталей привода\*\*.

Висновок по курсовому проєкту.

Список літератури.

*Примітка.* \* розділ виконується на кафедрі «Технічний сервіс в АПК»

\*\* розділ виконується на кафедрі «Технологія конструкційних матеріалів»



Приклад оформлення титульного аркуша, відомості курсового проєкту та змісту наведено в додатку А.

Реферат містить:

- відомості про обсяг курсового проєкту, кількість рисунків, таблиць, додатків, посилань;

- текст реферату;

- перелік ключових слів.

Текст реферату повинен відобразити:

- об'єкт дослідження або розробки;

- мету роботи;

- основну характеристику виконаної роботи;

- одержані результати.

В зміст подається весь матеріал, розташований в пояснювальній записці у вигляді найменувань розділів, підрозділів, пунктів тексту з вказівкою номеру першого листа, з якого починається розділ, підрозділ, пункт, висновки, перелік посилань, додатків.

Перелік повинен включати джерела, які використані під час виконання курсового проєкту. У відповідних місцях у тексті курсового проєкту посилання слід наводити за порядковим номером згідно переліку у квадратних дужках. Джерела розташовують і нумерують у тій черзі, в якій вони вперше зустрічаються у тексті курсового проєкту. Бібліографічний опис посилань у переліку наводять згідно вимогам ДСТУ ГОСТ 7.1:2006.

### **Висновки по розрахунку**

Зробити висновок по оформленню основної частини пояснювальної записки.

### ***Контрольні запитання***

1 Правила оформлення титульного аркуша.

2 Правила заповнення відомості курсового проєкту.

3 Правила оформлення основної частини пояснювальної записки.

4 У якому порядку слід оформлювати кожний розділ пояснювальної записки?

5 Вимоги до способів виконання тексту пояснювальної записки.

6 Правила оформлення скорочення слів або найменувань у пояснювальній записці.

7 Правила нумерації та оформлення рисунків.

8 Правила нумерації та оформлення таблиць.

9 Правила нумерації та оформлення формул.

10 Правила нумерації та оформлення додатків.

# Додаток А

## ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТМКП ім. професора  
В.М. Найдиша

доц. \_\_\_\_\_ Олександр ВЕРШКОВ

“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2021 р.

### КУРСОВИЙ ПРОЄКТ

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»  
(назва дисципліни)

на тему: «Привод стрічкового транспортера»

**19ТХК.016.000000ПЗ**

Студента (ки) \_\_\_\_\_ курсу 31ГМ групи  
спеціальності 133  
Галузеве машинобудування

\_\_\_\_\_  
(підпис)  
Керівник доц., к.т.н.

\_\_\_\_\_  
(підпис)  
Національна шкала \_\_\_\_\_

Кількість балів: \_\_\_\_\_ Оцінка ECTS \_\_\_\_\_

Члени комісії \_\_\_\_\_  
(підпис) (підписи та прізвища)  
\_\_\_\_\_  
(підпис) (підписи та прізвища)

Мелітополь – 2021 рік

Рисунок А.1 – Приклад оформлення титульного аркуша

№ рядка	Формат	Позначення	Найменування	Кількість листів	№ прим.	Примітка
1			<u>Документація загальна</u>			
2						
3			Заново розроблена			
4						
5	A4	19ТХК.016.000000ПЗ	Полянвальна записка	35		
6	A1	19ТХК.016.000000	Маршрутна технологія вигот-			
7			товлення деталі вал ведений	1	-	
8						
9			<u>Документація по</u>			
1			<u>складальним одиницям</u>			
1						
1			Заново розроблена			
1						
1	A1	19ТХК.016.000000ВО	Редуктор циліндричний	1	-	
1						
1			<u>Документація по деталям</u>			
1						
1			Заново розроблена			
1						
20	A2	19ТХК.016.000001	Корпус редуктора	1	-	
21	A3	19ТХК.016.000005	Вал ведений	1	-	
22	A3	19ТХК.016.000007	Колесо тихохідне	1	-	
23						
-----						
19ТХК.016.000000КП						
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата						
Привод стрічкового транспортера Відомість курсового проекту				Літера	Аркуш	Аркушів
						1
				ТДАТУ, ТХ, 31 ГМ		

Рисунок А.2 – Приклад оформлення відомості курсового проекту

### З М І С Т

Вступ	7
1 Призначення і область застосування привода	8
2 Технічна характеристика привода	8
3 Опис і обґрунтування обраної конструкції	9
4 Кінематичний та силовий розрахунок привода	10
5 Розрахунок зубчастих передач	14
6 Розрахунок валів	23
6.1 Орієнтовний розрахунок валів	23
6.2 Розміри елементів корпусу. Ескізне компоновання редуктора	24
6.3 Наближений розрахунок веденого вала	26
7 Підбір підшипників	30
8 Вибір та перевірочний розрахунок шпонок	32
9 Розрахунок системи змащення	34
10 Обґрунтування та вибір посадок	35
11 Проектування технології виготовлення деталей	36
Висновок по проекту	42
Список літератури	43

					19ТХК.016.000000КП					
Зм.	Арх.	№ докум.	Підпис	Дата	Привод стрічкового транспортера			Літера	Аркуш	Архівів
Розроб.										
Перевір.								ТДАТУ, ТХ, 31 ГМ		
Н. контр.										
Затверд.										

Рисунок А.3 – Приклад оформлення змісту

## ПРАКТИЧНА РОБОТА

### РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

**МЕТА ЗАНЯТТЯ:** Ознайомитись з конструкціями, навчитись визначати параметри гаків, сталевих канатів, барабанів і блоків, кранових електродвигунів та редукторів. Ознайомитись з методикою браковки каната.

Закріпити знання та навички по читанню, складанню кінематичних схем механізмів підйому, визначенню параметрів та запису умовних позначень гака, сталевих канатів, ланцюгів. Відпрацювати уміння підбирати електродвигун, редуктор та гальмо в приводі механізму підйому.

#### 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

##### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Механізм підйому вантажу“, переглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури.

Вивчити та вміти вільно оперувати такими поняттями, як вантажопідйомність, тип привода, режим роботи механізму, коефіцієнт запасу міцності, виліт крана, висота підйому, швидкість підйому вантажу. Ознайомитись з конструкціями сталевих канатів та вантажних ланцюгів.

Вивчити класифікацію, конструкції та принцип роботи механізму підйому вантажопідйомних машин (ВПМ) на прикладі стрілового крана, а також конструкції елементів вантажопідйомних машин. Повторити формулювання поняття поліспасти, передаточного відношення та кратності поліспасти, вміти знаходити значення кратності поліспасти будь-якого механізму підйому.

Користуючись літературними посібниками і методичними вказівками кафедри ознайомитись з методикою проведення паспортизації обладнання, принципами маркування елементів ВПМ.

Крім того вміти складати кінематичні схеми різноманітних видів вантажопідйомних механізмів, користуючись зображеннями умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68.

## **1.2 Питання для самопідготовки**

1.2.1 Характеристики ВПМ.

1.2.2 Режими роботи ВПМ.

1.2.3 Параметри вантажозахватних пристроїв та гнучких тягових органів.

## **1.3 Рекомендована література**

1. Інженерна механіка (Деталі машин). Конспект лекцій.

2 Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: Підручник / Ф.К. Іванченко. – К., 1993. – 41 4 с. – ISBN 5-11-004088-5.

3 Красников В.В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве: учеб. / В.В. Красников. – М., 1973. – 464 с.

4 Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: учеб. / М.П. Александров. – 2-е изд. перераб. – М, 1984. – 336 с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

– Визначити основні характеристики механізму підйому.

– Вибрати гак, канат, визначити розміри вантажного барабана.

– Вибрати електродвигун, перевірити його на пусковий момент.

– Вибрати гальмо.

– Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

### **2.2 Оснащення робочого місця**

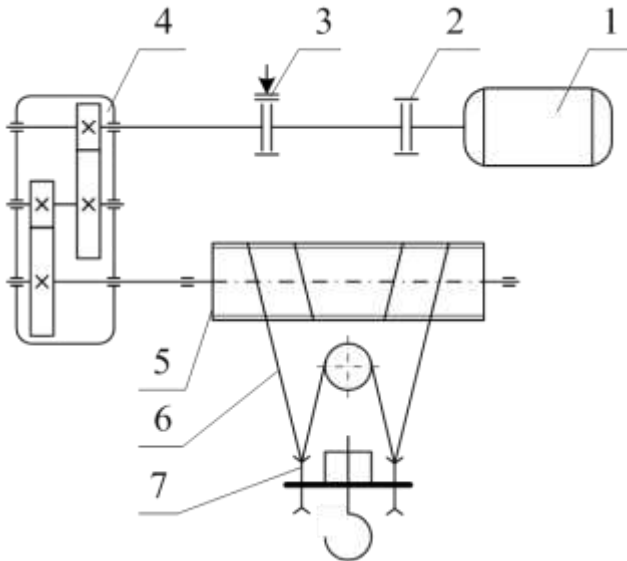
2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

## 2.3 Теоретичні відомості

Вантажопідйомні крани віднесені до машин циклічної (періодичної) дії, роботу яких характеризує цикл (від однойменного грецького слова - коло) - послідовність періодично повторюваних операцій, в результаті виконання яких машина знову повертається в початковий стан.

Основним механізмом вантажопідйомної машини є механізм підйому. Він складається (рисунок 1) з вантажозахватного пристрою; гнучкого органа (канат або ланцюг), до якого підвішено вантажозахватний пристрій; нерухомого блоку; барабана, на який намотується гнучкий орган; редуктора; гальма і електродвигуна.



- 1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – гальмо; 4 – редуктор;  
5 – барабан; 6 – поліспаст; 7 – гакова підвіска

Рисунок 1 – Схема механізму підйому

Механізми крана працюють (включені) не весь час робочого циклу крана. Механізм підйому вантажу працює тільки під час опускання порожньої підвіски крюка і підйому її з вантажем, а механізми пересування крана і вантажного візка працюють тільки під час виконання відповідних рухів. Під час



виконання інших технологічних операцій: стропування вантажу, установки його на опору і расстроповки механізми крана не працюють.

Правила по кранах на підставі даних коефіцієнтів встановлювали такі режими роботи вантажопідіймальних кранів і їх механізмів: з ручним приводом і з машинним - легкий Л, середній С, важкий Т і вельми важкий ОТ. Дана класифікація досить умовна і не дозволяє врахувати реальні умови роботи крана (механізму); отримати фактичні дані для проектування і розрахунку крана; забезпечити необхідний рівень надійності, довговічності і безпеки; здійснювати уніфікацію деталей і складальних одиниць і т. д. Тому в даний час вказану класифікацію режимів роботи застосовують для розрахунків і вибору кранового електроустаткування.

Вантажопідйомність кранів від 5 до 450 тон з режимом роботи А3-А5 по ISO; спеціальних кранів вантажопідйомністю до 1000 т. Тому для кранів, як правило, використовуються потужні електродвигуни.

Режим роботи електродвигуна характеризує величина ПВ (повторність вмикання), яка для механізмів кранів групи режиму роботи 1М-3М дорівнює 15%, 4М – 25% і 5М – 40%, а також число включень двигуна в годину (середнє за зміну), відповідно рівне 60, 120 і 240.

Таблиця 1 – Режими роботи механізмів

Тип привода	Режим роботи	Коефіцієнт запасу міцності каната $k_m$	Значення $e$	Коефіцієнт запасу гальмування $k_r$
Ручний	–	4,0	16	1,5
Машинний	1М-3М (ПВ 15%)	5,0	16	1,5
	4М (ПВ 25%)	5,5	18	1,75
	5М (ПВ 40%)	6,0	20	2,0

До вантажозахватних пристроїв відносяться гаки однорогі й дворогі, петлі, кліщі, кліщові захвати, ковші, електромагніти, грейфери. Гаки, вантажні петлі відносяться до

універсальних, інші – до спеціальних вантажозахватних пристроїв.

Розміри гаків стандартизовані. Їх виготовляють куванням або штампуванням зі сталі 20, застосування високо вуглецевих сталей і чавуну не допускається через крихкість. При конструюванні гаків вихідним розміром є діаметр з'єва  $s$ , що повинен бути достатнім для розміщення в ньому строп чалкових канатів (додаток Б).

**Гнучкі тягові органи** – прядивні канати, сталеві канати, зварні й пластинчасті ланцюги. Їхній вибір залежить від призначення, умов експлуатації, режиму роботи й особливих вимог.

**Сталеві канати** мають більшу міцність, довговічність, гнучкість у всіх напрямках, надійність, здатність до демпфірування, відносно невелику вагу. Початок руйнування каната сигналізується розривом окремих дротів. Кількість обірваних дротів на один крок звивки каната служить бракувальною ознакою.

Сталеві канати бувають одинарної, подвійної і потрійної звивки. Канат одинарної звивки одержують скручуванням окремих дротинок, подвійної – сталок, потрійної – скручуванням декількох окремих канатів подвійної звивки.

**Поліспастром** називають систему рухомих і нерухомих блоків, з'єднаних гнучким зв'язком. Вони служать для виграшу в силі і в швидкості. Відношення числа вантажних гілок до числа тягових гілок називають кратністю поліспасти й позначають  $m$ , а відношення швидкості руху приводного ланцюга до швидкості підйому – передаточним числом і позначають  $i$ .

Блоки бувають рухомі й нерухомі. Рухомі переміщуються у просторі й застосовуються для зміни натягу й швидкості каната. Нерухомі служать для зміни напрямку каната. Виготовляються литтям із чавуну СЧ 12-28 і СЧ 15-32 або зі сталі 25Л, 35Л.

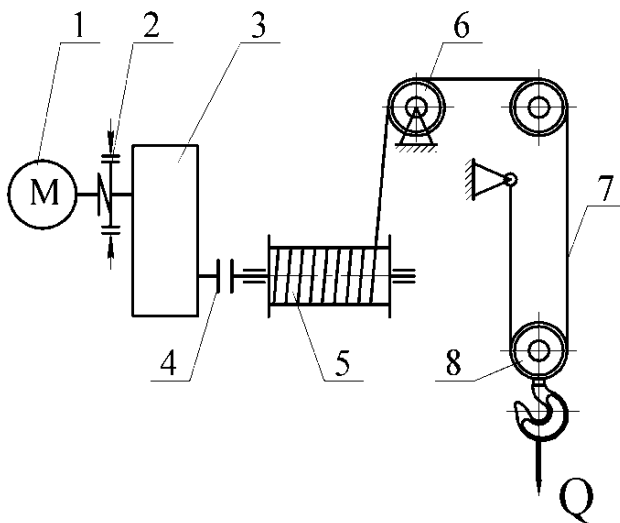
**Барабани** служать для перетворення обертowego руху привода піднімального механізму в поступальний рух підйому

або опускання вантажу. Їх виготовляють литтям із чавуну СЧ 15, СЧ 28, сталей 25Л, 35Л або Ст.3. Робоча поверхня барабана буває гладкою або з гвинтовою канавкою, що сприяє правильному укладанню каната й зменшує його зношування.

### Завдання та вихідні дані для розрахунків

#### 1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

- вантажопідйомність  $Q = 18 \text{ кН}$ ;
- швидкість підйому вантажу  $v = 13 \text{ м /хв.} = 0,217 \text{ м/с}$ ;
- привод механізму машинний;
- режим роботи механізму 3М, ПВ 15%.



- 1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 –редуктор; 4 – муфта;  
 5 – барабан; 6 – направляючий блок; 7 – поліспаст;  
 8 – гакова підвіска

Рисунок 2 – Схема механізму підйому

### 2 Визначення вильоту стріли, висоти піднімання вантажу та вибір гака

Вантажопідйомність стрілового крана залежить від вильоту, а також від того, працює кран на додаткових опорах або без них. Із збільшенням вильоту вона зменшується. До

величини вантажопідйомності всіх машин включають вагу знімних вантажозахватних пристроїв, а машин, вантажозахватним органом яких є грейфер, магніт – вагу останніх.

Висоту піднімання гака та виліт стріли визначаються з вантажної характеристики у залежності від вантажопідйомності крана (додаток А). Стрілові крани зі змінним вильотом розраховують на можливість змінювати виліт з вантажем у межах вантажної характеристики. Заданий вантаж вагою  $Q = 18$  кН можна підняти стрілою максимальним вильотом  $L = 6,8$  м на висоту  $H = 8,2$  м.

Гак вибирається у залежності від вантажопідйомності крана, типу приводу та режиму роботи механізму за Держстандартом. Для сили ваги  $Q = 18$  кН, машинного приводу і режиму роботи ЗМ приймається гак однорогий № 9 (додаток Б).

### 3 Вибір каната

Максимальний натяг каната

$$S_{\max} = \frac{Q}{m \cdot \eta_{\text{п}}}, \quad (1)$$

де  $m$  – кратність поліспасти;

$\eta_{\text{п}}$  – к.к.д. поліспасти.

$$\eta_{\text{п}} = \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^m) \cdot \eta_{\text{бл}}^t}{(1 - \eta_{\text{бл}}) \cdot m}, \quad (2)$$

де  $t$  – число направляючих блоків;

$\eta_{\text{бл}}$  – к.к.д. блока,  $\eta_{\text{бл}} = 0,98$ .

Руйнівне навантаження каната

$$Q_{\text{руйн}} \geq S_{\max} \cdot k_{\text{м}}, \quad (3)$$

де  $k_{\text{м}}$  – коефіцієнт запасу міцності каната, для режиму роботи ЗМ  $k_{\text{м}} = 5$  (таблиця 1).

Вибір каната за Держстандартом (додаток В). При виборі каната слід враховувати, що табличне значення руйнівного

навантаження каната  $Q_p$  повинно бути найближчим більшим розрахункового значення будь-якої маркіровочної групи каната.

По руйнівному навантаженню із таблиці вибрано канат 9,9-Г-1-Р-1570 ГОСТ 2688-80, діаметром  $d_k = 9,9$  мм, вантажний, зі світлого дроту марки 1, який розкручується, з границею міцності дроту  $\sigma_b = 1570$  Н/мм<sup>2</sup>, руйнівним навантаженням  $Q_p = 48,85$  кН.

#### 4 Визначення розмірів вантажного барабана

Для правильного укладання каната й зменшення його зношування для кранових механізмів рекомендується використовувати барабани з гвинтовою канавкою (нарізні).

Діаметр барабана, м

$$D_b = e \cdot d_k, \quad (4)$$

де  $e$  – коефіцієнт для стрілового крану (таблиця 1).

Прийняти діаметр барабана з розмірів стандартного ряду.

Число витків каната на барабані

$$Z = Z_{роб} + Z_{зап} + Z_{закр}, \quad (5)$$

де  $Z_{роб}$  – кількість робочих витків каната на барабані.

$$Z_{роб} = \frac{l_k}{\pi \cdot D_b}; \quad (6)$$

$l_k$  – робоча довжина каната.

$$l_k = H \cdot m; \quad (7)$$

$Z_{зап}$  – мінімальна кількість запасних витків на барабані,

$$Z_{зап} = 1,5;$$

$Z_{закр}$  – кількість витків на закріплення каната,  $Z_{закр} = 2,0$ .

Число витків каната на барабані округлити до більшого цілого числа.

Довжина барабана

$$L_6 = Z \cdot t_6 + 4 \cdot d_k, \quad (8)$$

де  $t_6$  – крок навивки каната на барабан, мм (додаток Г).

Довжину барабана прийняти з розмірів стандартного ряду.

### **5 Вибір електродвигуна та редуктора**

Вибір типу електродвигуна проводиться з урахуванням конкретних умов роботи машини. Для кранових механізмів рекомендовано вибирати кранові електродвигуни серії МТ та МТВ з фазним ротором (додаток Д).

Потужність електродвигуна

$$P = \frac{Q \cdot v}{\eta_m}, \quad (9)$$

де  $\eta_m$  – к.к.д. передаточного механізму приводу,  $\eta_m = 0,9$ .

По значенню потужності вибирається електродвигун, з урахуванням режиму роботи визначається частота обертання та маховий момент електродвигуна. При цьому слід пам'ятати, що завдяки великій перевантажної здібності кранових електродвигунів їх можна вибирати найближчої меншої потужності.

Вибір редуктора. Редуктор механізмів крана підбирається по передаточному числу, частоті обертання, режиму роботи і допустимій потужності. Передаточні числа найбільш поширених при будівництві редукторів наведено в додатку Е. Типорозмір редуктора вибирається з урахуванням режиму роботи, потужності та частоти обертання електродвигуна. Якщо відхилення швидкості підйому вантажу від заданої не перевищує  $\pm 5\%$ , можна вибирати редуктор з найближчим меншим передаточним числом. При перевищенні допустимого відхилення фактичної швидкості підйому від заданої діаметр барабана слід змінити до необхідного.

Передаточне число механізму

$$U_m = \frac{n_e}{n_6}, \quad (10)$$

де  $n_6$  – частота обертання вала вантажного барабана

$$n_6 = \frac{v \cdot m}{\pi \cdot D_6}. \quad (11)$$

Фактична швидкість підйому вантажу

$$v_\phi = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_e}{m \cdot U_p}. \quad (12)$$

Відхилення фактичної швидкості підйому від заданої

$$\Delta v = \frac{v - v_\phi}{v} \cdot 100\%. \quad (13)$$

Розбіжність між заданою і фактичною швидкістю підйому не повинна перевищувати  $\pm 5\%$ . Якщо умова не виконується, для досягнення заданої швидкості підйому вантажу діаметр барабана необхідно змінити.

$$D_6 = \frac{V \cdot m \cdot U}{\pi \cdot n_e}. \quad (14)$$

Потрібний пусковий момент

$$M_e^p = \frac{Q \cdot D_6}{2 \cdot m \cdot \eta_p \cdot \eta_6 \cdot U_p \cdot \eta_m} + \frac{Q \cdot D_6 \cdot v}{2g \cdot t_p \cdot m \cdot \eta_p \cdot \eta_6 \cdot U_p \cdot \eta_m} + \frac{GD_e^2 \cdot n_e \cdot \delta}{38 \cdot t_p}, \quad (15)$$

де  $\eta_6$  – к.к.д. барабана,  $\eta_6 = 0,98$ ;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$t_p$  – час розгону приводу,  $t_p = 1 \text{ с}$ ;

$\delta$  – коефіцієнт, враховуючий вплив усіх обертаючих мас, крім маси ротора електродвигуна,  $\delta = 1,2$ .

Номінальний момент електродвигуна

$$M_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{P_e}{n_e} \quad (16)$$

Розрахунковий запас пускового моменту

$$\psi = \frac{M_e^{\text{п}}}{M_{\text{ном}}} \quad (17)$$

Допустиме значення пускового моменту  $[\psi] = 3$ . При перевищенні допустимого значення запасу слід вибрати інший електродвигун.

## 6 Вибір гальма

Розрахунковий гальмівний момент

$$M = M_c^{\Gamma} \cdot k_{\Gamma}, \quad (18)$$

де  $M_c^{\Gamma}$  – статичний гальмівний момент;

$$M_c^{\Gamma} = \frac{Q \cdot D_{\delta} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{\text{м}}}{2 \cdot a \cdot m \cdot U_{\text{р}}} \quad (19)$$

$k_{\Gamma}$  – коефіцієнт запасу гальмування,  $k_{\Gamma} = 1,5$  (таблиця 1).

За гальмівним моментом вибирається гальмо (додаток Е). Значення гальмівного моменту вибраного гальма потрібно бути більше розрахункового. З метою зменшення зносу гальмівних накладок вибране гальмо слід відрегулювати на момент, який було розраховано.

## 7 Висновки по розрахунку

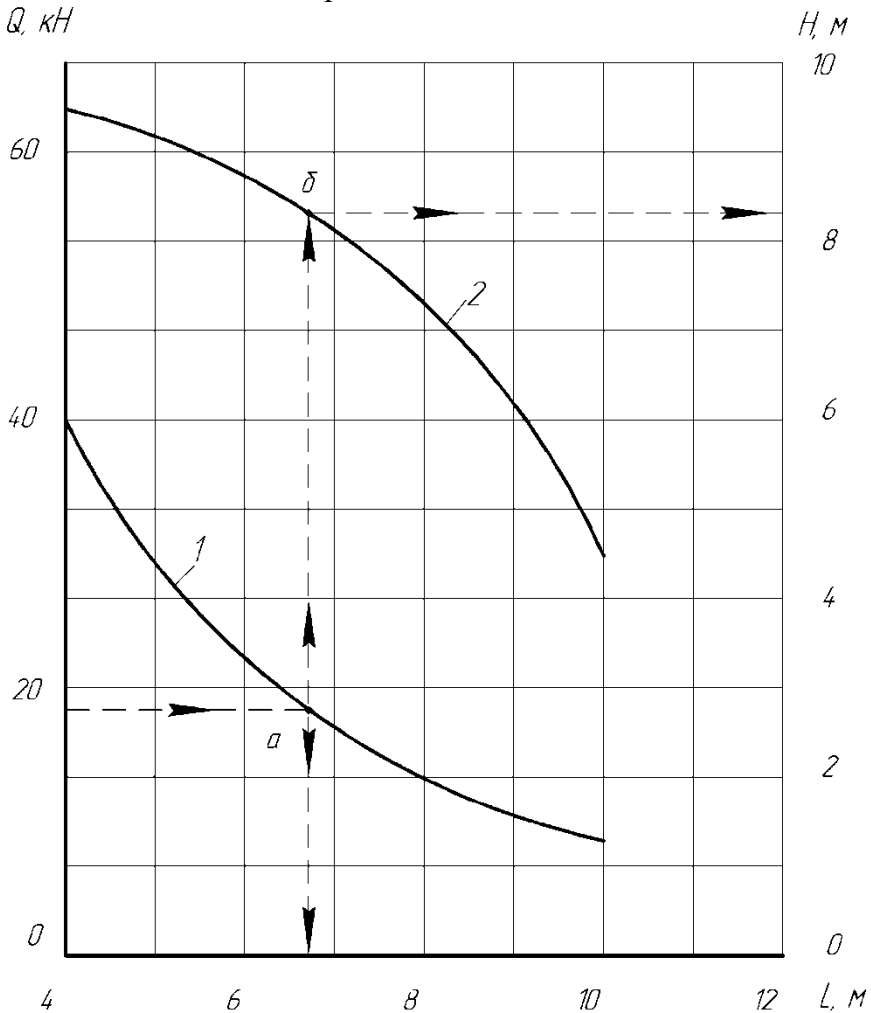
На основі матеріалу, вивченого на практичному занятті студент представляє виконаний і належним чином оформлений розрахунок механізму підйому крана у відповідності до вихідних даних, що пропонується індивідуальним завданням.



## ***Контрольні запитання***

- 1 Класифікація та область використання вантажопідійомних машин в сільськогосподарському виробництві.
- 2 Заходи безпеки при роботі вантажопідійомних машин.
- 3 Назвати основні конструктивні елементи вантажопідійомних машин.
- 4 Які існують конструкції гаків?
- 5 По яким вихідним даним вибирають гак?
- 6 Який з параметрів є основним при визначенні номера гака?
- 7 Які типи канатів та ланцюгів використовуються в ВПМ?
- 8 За якими даними вибирають кратність поліспасти ВПМ?
- 9 За якими параметрами підбирають редуктор механізму підйому?
- 10 За якими параметрами підбирають гальмо механізму підйому?

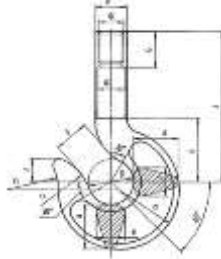
Додаток А  
Режими роботи механізмів ВПМ



$L$  – виліт стріли, м;  $H$  – висота піднімання гака, м;  
 $Q$  – вантажопідйомність, кН;  
 графіки: 1 – вантажопідйомність крана; 2 – висота піднімання гака

Рисунок А.1 – Номограма визначення вильоту стріли й висоти піднімання гака залежно від вантажопідйомності крана

Додаток Б  
Гаки однорогі



Таблиця А.1 – Розміри гаків

Номер гака	Розміри гака, мм													
	$D$	$S$	$b$	$h$	$d$	$d_1$	$d_2$	$L$	$l$	$l_1$	$l_2$	$r_1$	$r_5$	Мас а, кг
1	20	14	12	18	15	12	М12	65	10	30	20	28	25	0,18
2	22	16	13	21				70		32			28	0,22
3	25	18	15	24	18	15	М14	75	12	35		30	32	0,35
4	30	22	18	26	20	17	М16	85	15	40	25	35	37	0,50
5	32	24	20	28				90	16	45		38	40	0,60
6	36	26	22	32	25	20	М20	105	18	50	30	40	45	0,90
7	40	30	24	36				120	20	55		45	50	1,30
8	45	33	26	40	30	25	М24	130	22	65	35	50	56	1,70
9	50	36	30	45	35	30	М27	145	25	70	40	55	62	2,60
10	55	40	34	52			М30	165	30	85	45	60	70	3,60
11	60	45	38	55	40	35	М33	180	34	90	50	70	78	4,50
12	65	50	40	65	45	40	М36	195	36	95	55	80	90	6,45
13	75	55	48	75	52	45	М42	250	38	105	60	85	100	9,60
14	85	65	54	82	56	50	М48	280	42	120	70	95	110	13,50
15	95	75	60	90	62	55	М52	310	46	135	75	110	125	18,0
16	110	85	65	100	68	60	М56	340	55	150	80	120	140	26,0
17	120	90	75	115	80	70	М64	415	60	165	90	125	155	37,0
18	130	100	80	130	85	75	Трап. 70×10	440	62	180	95	140	170	49,5
19	150	115	90	150	95	85	Трап.80 ×10	480	75	210	100	170	200	70,0
20	170	130	102	164	110	100	Трап.90 ×12	535	80	230	115	190	220	102,0

Таблиця Б.2 – Гаки однорогі ГОСТ 6627-74

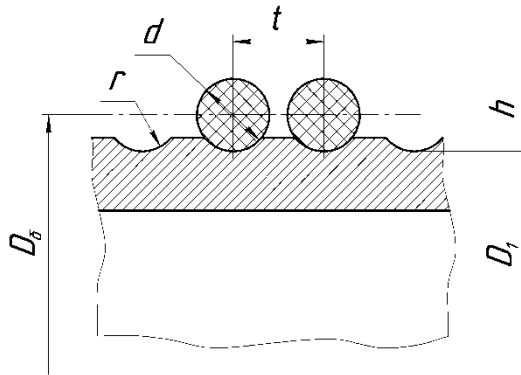
Вантажопідйомність, кН																					
Номер гака	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Ручний привод	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	-	-	
Машинний привод	Л, С	3,2	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
	В, ВВ	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200

Додаток В  
(довідковий)  
Канат подвійної звивки типа ТК  
конструкції 6×19(1+6+12)+1 о. с. по ГОСТ 3070-88



Діаметр каната, мм	Площа перетину, мм <sup>2</sup>	Маса каната, кг/1000 м	Маркіровочна група					
			1570	1670	1770	1860	1960	2060
			Розривне зусилля, Н					
3,3	3,62	35,5	–	–	5490	5795	6100	6400
3,6	4,38	42,9	–	–	6640	7010	7375	7745
3,9	5,20	51,0	–	–	7885	8320	8725	9200
4,2	6,10	59,8	–	–	9245	9760	10250	10750
4,5	7,07	69,3	–	–	10700	11300	11900	12500
4,8	8,12	79,6	10900	11600	12250	12950	13650	14350
5,5	10,42	102,6	14000	14900	15750	16650	17500	18400
5,8	11,67	114,5	15650	16650	17650	18650	19650	20600
6,5	14,53	142,5	19550	20800	22000	23250	24450	25700
8,1	22,64	222,0	30450	32400	34300	36200	38100	40000
9,7	32,52	319,0	43800	46550	49300	52050	54750	57500
13,0	57,70	565,5	77750	82600	87250	92350	97150	–

Додаток Г  
Профіль канавок на барабані  
(довідковий)



У міліметрах

Діаметр каната $d_k$	Радіус $r$	Глибина $h$	Крок $t$	Діаметр каната $d_k$	Радіус $r$	Глибина $h$	Крок $t$
7,4...8,0	4,5	2,5	9,0	20,0...21,5	12,0	6,5	24,0
8,0...9,0	5,0	2,5	10,0	21,5...23,0	12,5	7,0	26,0
9,0...10,0	5,5	3,0	11,0	23,0...24,5	13,5	7,5	28,0
10,0...11,0	6,0	3,5	12,5	24,5...26,0	14,0	8,0	29,0
11,0...12,0	6,5	3,5	13,5	26,0...27,5	15,0	8,5	32,0
12,0...13,0	7,0	4,0	15,0	27,5...29,0	16,0	9,0	34,0
13,0...14,0	7,5	4,5	16,0	29,0...31,0	17,0	9,5	36,0
14,0...15,0	8,5	4,5	17,0	31,0...33,0	18,0	10,0	38,0
15,0...16,0	9,0	5,0	18,0	33,0...35,0	19,0	10,5	40,0
16,0...17,0	9,5	5,5	19,0	35,0...37,5	21,0	11,5	42,0
17,0...18,0	10,0	5,5	20,0	37,5...40,0	22,0	12,0	44,0
18,0...19,0	10,5	6,0	22,0	40,0...42,5	23,0	13,0	48,0
19,0...20,0	11,0	6,0	23,0	42,5...45,5	25,0	14,0	50,0

Додаток Д  
(довідковий)

Таблиця Д.1 – Кранові електродвигуни серії МТ та МТВ

Тип	P <sub>e</sub> , кВт при режимі			Частота обертання n <sub>e</sub> , об./хв.	Маховий момент GD <sup>2</sup> <sub>e</sub> , кгм <sup>2</sup>
	ТВ-15%	ТВ-25%	ТВ-40%		
МТ 011-6	1,7	1,4	1,1	845 885 915	0,084
МТ 012-6	2,7	2,2	1,8	855 890 920	0,12
МТ 111-6	4,3	3,5	2,8	870 905 930	0,20
МТ 112-6	6,3	5,0	4,2	895 920 935	0,28
МТ 211-6	9,5	7,5	6,3	915 935 950	0,46
МТВ 311-6	14	11	9,0	930 950 960	0,90
МТВ 312-6	20	16	13	945 960 970	1,24
МТВ 411-6	27	22	17	955 965 975	2,00
МТВ 412-6	37	30	24	960 970 975	2,80
МТВ 511-8	37	30	23	715 720 730	4,40
МТВ 512-8	50	40	31	720 725 730	5,60

Додаток Е  
Редуктори і гальма  
(довідковий)

Таблиця Е.1 – Передаточні числа редукторів

Марка редуктора	Передаточні числа										
	Ц2	50,94	41,34	32,42	25,0	19,88	16,30	12,41	9,80	8,32	
PM	48,57	40,17	31,5	23,34	20,49	15,75	12,64	10,35	8,23		
РЦ-1	8	6,615	5,6	4,5	3,93	3,5	2,81	2,3	1,83		
КЦ1	27,5	19,3	13,6	9,65	6,29	-	-	-	-		
КЦ2	182	118	73	43,4	28,3	-	-	-	-		
Ц2У	40	31,5	25	20	16	12,5	10	8	-		
РЧУ (Ч, РЧН)	80	63	50	40	31,5	25	20	16	12,5	10	8

Таблиця Е.2 – Гальма колодокві

Марка гальма	Режим роботи	ТКТ-100	ТКТ-200/100	ТКТ-200	ТКТ-300/200	ТКТ-300
Гальмівний момент, Н·м	Л,С,В	20	40	160	240	500
	ВВ	11	22	80	120	200
Марка гальма	ТТ-160	ТКТГ-200М	ТКГ-200	ТКТГ-300М	ТКТГ-400М	ТКТГ-500М
Гальмівний момент, Н·м	100	300	250	800	1500	2500



# ПРАКТИЧНА РОБОТА

## РОЗРАХУНОК ГАЛЬМА

**МЕТА ЗАНЯТТЯ:** Ознайомитись з конструкціями та принципом дії зупинників та гальм. Ознайомитись з методикою вибору типу зупинника та гальма в приводах кранових механізмів.

Закріпити знання та навички по читанню, складанню кінематичних схем приводів кранових механізмів, визначенню параметрів та запису умовних позначень гальм. Відпрацювати уміння підбрати гальмо в приводах кранових механізмів.

### **1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО ЗАНЯТТЯ**

#### **1 Завдання для самостійної підготовки**

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Зупинники та гальма“, переглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури.

Вивчити та вміти вільно оперувати такими поняттями, як тип привода, режим роботи механізму, коефіцієнт запасу міцності, сила тертя, фрикційні матеріали, стопоріння, гальмування. Ознайомитись з конструкціями приводів кранових механізмів.

Вивчити класифікацію, конструкції та принцип роботи зупинників та гальм вантажопідйомних машин на прикладі механізмів вантажопідйомних машин. Повторити формулювання поняття обертаючого моменту, гальмівного моменту, вміти знаходити кінематичні параметри приводів кранових механізмів.

Користуючись літературними посібниками і методичними вказівками кафедри ознайомитись з методикою проведення паспортизації обладнання, принципами маркування елементів ВПМ.

Крім того вміти складати кінематичні схеми різноманітних видів приводів вантажопідйомних механізмів,

користуючись зображеннями умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68.

## **1.2 Питання для самопідготовки**

- 1.2.1 Класифікація та область використання гальм.
- 1.2.2 Класифікація та область використання зупинників.
- 1.2.3 Місце встановлення гальм в приводі.

## **1.3 Рекомендована література**

1. Інженерна механіка (Деталі машин). Конспект лекцій.
- 2 Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: Підручник / Ф.К. Іванченко. – К., 1993. – 41 4 с. – ISBN 5-11-004088-5.
- 3 Красников В.В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве: учеб. / В.В. Красников. – М., 1973. – 464 с.
- 4 Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: учеб. / М.П. Александров. – 2-е изд. перераб. – М, 1984. – 336 с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- Вибрати матеріал храпового колеса.
- Прийняти число зубів, визначити модуль колеса.
- Визначити розміри храпового колеса і заціпки.
- Зробити висновок.

*Скласти звіт та захистити роботу.*

### **2.2 Оснащення робочого місця**

- 2.2.1 Методичні вказівки.
- 2.2.2 Навчальна та наукова література.

### **2.3 Теоретичні відомості**

Умови роботи підйомних механізмів вимагають наявності надійних пристроїв для втримання піднятого вантажу у всякому положенні й плавному його опусканні. Їх ділять на дві основні групи: зупинники, призначені для втримання вантажу у всякому положенні й гальма - для

стопоріння вантажу на потрібній висоті й плавному його опусканні.

Зупинники й гальма надійніше встановлювати безпосередньо на робочому органі, але їхня конструкція при цьому виходить громіздкою. З метою компактності й розвантаження механізму від інерційних сил вони встановлюються на приводному валу, який пов'язано кінематично жорстко з валом робочого органа. В особливо відповідальних випадках установлюють два гальма: спускний на приводному валу й стопорний - на барабані.

Утримання піднятого вантажу можливо й без введення гальмівних пристроїв, якщо підйомний механізм має самогальмівну ланку, наприклад, черв'ячну або гвинтову самогальмівну пару.

Зупинники застосовують в основному в механізмах з ручним приводом або тих, що працюють з невеликими швидкостями.

Храпові зупинники надійні в роботі й більш поширені. Храпові колеса виготовляють зі сталі Ст.3,45, 40Х, 35ЛП із зовнішнім або внутрішнім зачепленням, а заціпки зі сталі 45 або 40Х.

### 1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

потужність електродвигуна  $P_{ед} = 0,75$  кВт;

частота обертання вала колеса  $n = 72,5$  об/хв.

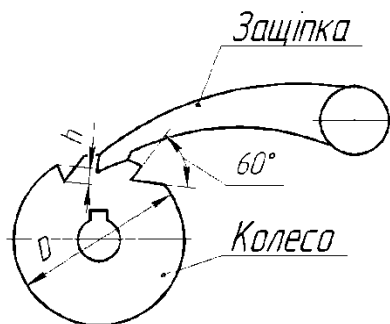


Рисунок 1 – Храповий зупинник

## 2 Розрахунок храпового зупинника

Зачеплення заціпки з колесом відбувається з ударом, в результаті чого кромки зубців колеса і заціпки зминаються. Для виготовлення храпового колеса слід вибрати матеріал згідно з допустимим лінійним тиском  $[q]$  з врахуванням динамічного характеру навантаження, користуючись даними таблиці 1. Запас міцності приймають  $n = 3...4$  для сталі і  $n = 5$  – для чавуну.

Таблиця 1 – Допустимий лінійний тиск та напруження

Матеріал храпового колеса	$[q]$ , Н/мм	$\psi = b/m$	Запас міцності $n$
Чавун СЧ-15	150	2-4	5
Сталь 35ЛП, 55ЛП	300	1,5-4	4
Сталь Ст. 3	350	1-2	3
Сталь 45	400	1-2	3

Діаметр храпового колеса, мм

$$D = m \cdot z, \quad (1)$$

де  $m$  – модуль колеса, мм;

$z$  – число зубів колеса.

Основні розміри профілю зуба й храповика приймають залежно від модуля  $m = 6...30$  мм (через 2 мм) і числа зубів  $z = 10...30$ .

Число зубів вибирається за рекомендаціями [2]  $z = 6..25$ . Не слід брати дуже мале число зубів, бо зупинка храповика супроводиться ударом. Удар буде тим більший, чим більший крок зуба.

Модуль колеса, мм

$$m = \sqrt{\frac{2T}{z \cdot \psi \cdot [q]}}, \quad (2)$$

де  $T$  – крутний момент на колесі, Нм;

$\psi$  – співвідношення між шириною зубів і модулем;  
[q] – допустимий лінійний тиск, Н/мм.

Співвідношення між шириною зубів і модулем  $\psi$  вибирається залежно від вибраного матеріалу та способу виготовлення колеса. Для литих храпових коліс  $\psi = 1,5 \dots 3,0$ ; для кованих  $\psi = 1,0 \dots 1,5$ . Більші значення коефіцієнта  $\psi$  приймають для пристроїв, що працюють зі значними ударними навантаженнями.

Допустимий лінійний тиск для коліс з чавуну [q] = 150 Н/мм; зі сталей: Сталь 35ЛП, Сталь 45ЛП – 300 Н/мм; Ст.3 – 350 Н/мм; Сталь 45 – 400 Н/мм.

Круглий момент на колесі

$$T = \frac{30 \cdot P_{\text{ед}} \cdot 10^3 \cdot \eta}{\pi \cdot n}, \quad (3)$$

де  $P_{\text{ед}}$  – потужність електродвигуна, кВт;

$\eta$  – ККД зупинника;

$n$  – частота обертання вала колеса, об/хв.

Крок зубів

$$t = \pi \cdot m. \quad (4)$$

Ширина зуба

$$b = \psi \cdot m. \quad (5)$$

Висота зуба

$$h = 0,75m. \quad (6)$$

Ширину заціпки приймають на 2-4 мм ширше зуба храпового колеса, щоб компенсувати можливі неточності монтажу.

Заціпку виготовляють зазвичай із сталі 40Х, термообробленою до твердості не нижче HRC 48-50. Щоб забезпечити надійну роботу з'єднань, заціпка притискається до храпового колеса пружиною або силою тяжіння спеціального вантажу. Вісь обертання заціпки встановлюють в такому

місці, щоб кут між прямими, проведеними від осі колеса і осі заціпки в точку контакту заціпки з колесом, був близький до  $90^\circ$ .

Зачеплення зубів із собачкою відбувається з деяким ударом, внаслідок чого крайки зуба колеса й собачки зминаються.

Умова міцності крайок зуба

$$q = \frac{F_t}{b} \leq [q], \quad (7)$$

де  $F_t$  – колове зусилля, Н.

$$F_t = \frac{2T}{D} = \frac{2T}{z \cdot m}. \quad (8)$$

#### **4 Висновки по розрахунку**

При формулюванні загальних висновків по даному розрахунку потрібно коротко і чітко констатувати виконання всіх етапів розрахунку храпового зупинника.

#### ***Контрольні запитання***

1 Дати класифікацію зупинників та гальм підйомних машин.

2 Місце встановлення гальм в приводі.

3 Принцип дії колодкових гальм.

4 Назвіть явища, які виникають під час гальмування механізмів крана.

5 Основні вимоги до фрикційних матеріалів гальм.

6 Чи може гальмо спричинити перевантаження механізму і в яких випадках?

7 Особливості процесу гальмування кранових механізмів.

8 Класифікація і конструктивні особливості стрічкових гальм.

9 В яких випадках гальма на кранових механізмах можна не ставити?

10 Шляхи вдосконалення конструкцій гальм.

Навчальне видання

**О.О. Дереза, О.М. Леженкін, О.О. Вершков,  
Є.А. Гавриленко, А.О. Смілов, Ю.О. Дмитрієв**

## **ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА (ДЕТАЛІ МАШИН)**

### ***Посібник-практикум***

#### *Частина 2*

для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр»  
зі спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування»,  
208 «Агроінженерія»

Надруковано з оригіналів макетів замовника  
Підписано до друку 28.04.2021 р. формат 60x84 1/16  
Папір офсетний. Наклад 50 примірників  
Замовлення № 143

**ПП Верескун В.М.**  
**Видавничо-поліграфічний центр «Люкс»**  
**М. Мелітополь, вул. М.Грушевського, 10 тел. (0619) 44-45-11**

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи  
до Державного реєстру видавців, виробників  
і розповсюджувачів видавничої продукції  
від 11.06.2002 р. серія ДК № 1125

