

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання лабораторних робіт

із дисциплін

«ДЕТАЛІ МАШИН»

і *«ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ»*

Харків 2025

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 31 березня 2025 р., протокол № 9.

Призначено для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальностей J7 «Залізничний транспорт» і G11 «Галузеве машинобудування» усіх форм здобуття освіти

Укладачі:

доценти В. В. Захарченко,
О. А. Логвіненко

Рецензент

доц. В. С. Тіщенко

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Лабораторна робота 1. Вивчення конструкції і визначення параметрів двоступінчастого циліндричного редуктора.....	5
Лабораторна робота 2. Вивчення конструкції та визначення параметрів одноступінчастого конічного редуктора.....	16
Лабораторна робота 3. Вивчення конструкції і визначення параметрів одноступінчастого черв'ячного редуктора.....	21
Лабораторна робота 4. Кінематичний і силовий аналіз привода механізму.....	26
Лабораторна робота 5. Розрахунок навантажувальної спроможності редукторів.....	29
Лабораторна робота 6. Вивчення конструкції та визначення параметрів муфт.....	37
Лабораторна робота 7. Дослідження різьбового з'єднання від дії сили затягування та зовнішнього навантаження.....	45
Список літератури.....	53

ВСТУП

Під час вивчення дисципліни «Деталі машин і основи конструювання» важливе місце займає лабораторний практикум, який виконують із метою використання набутих теоретичних знань і здобуття практичних навичок.

Методичне забезпечення відповідає розробленій на кафедрі механіки та проектування машин концепції та побудоване на основі технології проведення лабораторного практикуму із загальноінженерних дисциплін.

Лабораторні роботи з дисципліни «Деталі машин і основи конструювання» мають за мету ознайомити здобувачів із конструкцією редукторів і муфт, на підставі вимірюваних геометричних параметрів робити кінематичний і силовий аналіз привода, визначати можливу потужність редукторів, перевіряти міцність валів.

Методична розробка містить загальні рекомендації та порядок виконання лабораторних робіт. Звіт і результати, отримані після виконання лабораторних робіт, оформлюють у спеціальному робочому зошиті для виконання лабораторних робіт із дисципліни «Деталі машин і основи конструювання».

Обов'язковою умовою допуску до лабораторного практикуму є вивчення правил техніки безпеки та охорони праці під час першого відвідування здобувачами навчальної лабораторії.

Лабораторна робота 1. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВОСТУПІНЧАСТОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: вивчити конструкцію і визначити параметри деталей редуктора.

Завдання:

- 1 Вивчити конструкцію редуктора і скласти кінематичну схему.
 - 2 Визначити модулі зубчастих коліс.
 - 3 Визначити передаточні числа ступенів редуктора і загальне передаточне число.
 - 4 Визначити вимірюванням конструктивні розміри зубчастих коліс, валів, підшипників, корпусу і порівняти з рекомендованими залежностями.
- Обладнання, прилади, інструменти:** редуктори циліндричні, штангенциркуль, лінійки, гайкові ключі.

Конструкція двоступінчастого циліндричного редуктора

Зубчасті передачі, призначені для зниження кутової швидкості, а отже, підвищення обертового моменту, називають редукторами (рисунк 1.1). Пара зубчастих коліс складає ступінь. Менше зубчасте колесо називають шестірнею, більше – колесом. Зубчасті колеса кріплять на валах за допомогою шпонкового чи шліцьового з'єднання. На вхідному валу прикріплена шестірня швидкохідного ступеня (часто вхідний вал редуктора має вигляд вала-шестірні). На проміжному валу закріплено колесо швидкохідного ступеня та шестірню тихохідного ступеня (часто у вигляді вала-шестірні). На вихідному валу закріплено колесо тихохідного ступеня. Для кращої фіксації зубчастих коліс на валах останні виконано ступінчастими, крім того, часто зубчасте колесо зафіксовано в осьовому напрямку за допомогою розпірного кільця.

Корпус редуктора призначений для розміщення деталей передачі, захисту їх від забруднення і організації системи мащення. Для зручності монтажу корпус звичайно виконують роз'ємним, а для з'єднання кришки з основою площину роз'єму оформляють фланцями і бобишками. Болти, які стягують бобишки, є найбільш відповідальними в з'єднанні основи і кришки корпусу. Перед розточуванням отворів під підшипники встановлюють на фланцях два координуючих штифти на найбільшій відстані один від одного.

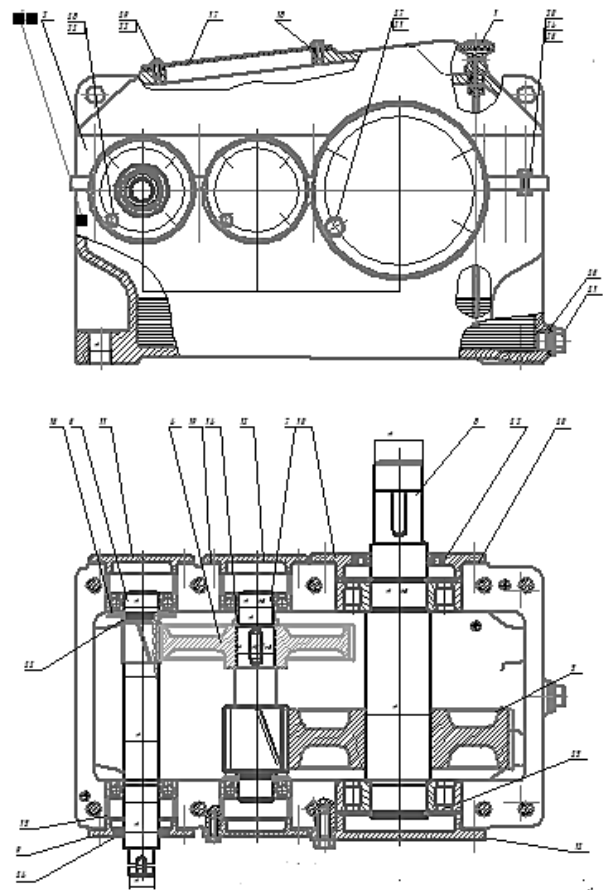


Рисунок 1.1

Штифти точно фіксують відносне положення деталей для наступного збирання і тим самим зберігають точність отворів. Покриття, яке ущільнює площину роз'єму, склеює кришку і основу корпусу. Для того щоб забезпечити їх роз'єднання з розбиранням, застосовують віджимні гвинти. Як і штифти, віджимні гвинти ставлять у двох протилежних місцях. Різьбовий отвір виконують у нижньому, а не верхньому фланці. У цьому випадку він менше забруднюється. Для герметизації підшипникових вузлів і сприймання осьових навантажень застосовують кришки. Для запобігання витіканню мастила між корпусом і фланцем встановлюють прокладки.

У верхній частині кришки редуктора є отвір, призначений для огляду внутрішньої частини редуктора і заливання мастила. Його закривають оглядовою кришкою з прокладкою. Отвори для зливання мастила в разі

його заміни і показчика рівня мастила розташовують там, де до них забезпечено зручний доступ. Нижня кромка отвору для зливання мастила знаходиться на рівні днища або трохи нижче нього. Біля самого отвору виконують поглиблення, яке сприяє стіканню мастила і бруду, і, крім того, забезпечує вільний вихід інструмента під час свердління і нарізання різьби в отворі. Отвір для зливання мастила закривають спеціальною пробкою.

Рим-болти і провувшини призначені для захоплення редуктора під час підймання і транспортування. З роботою передачі повітря всередині корпусу нагрівається, що призводить до підвищення тиску і витoku мастила через ущільнення валів. Щоб запобігти цьому, застосовують вентиляцію корпусу за допомогою віддушини. Найпростіші віддушини являють собою пробки з отворами.

Розрахунок параметрів редуктора

Профіль зубів евольвентний, кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$. Зуби косозубого циліндричного колеса розташовані не по утворювальній ділильного циліндра, а складають з нею кут β (рисунок 1.2). Профіль косого зуба в нормальному перерізі $n-n$ збігається з профілем прямого зуба. Модуль у цьому перерізі m_n стандартний (ДСТУ ISO 54:2005 «Передачі зубчасті циліндричні. Модулі і діаметри ділильні. Розміри»). У торцевому перерізі $t-t$ параметри косого зуба змінюються залежно від кута β .

Модуль нормальний

$$m_n = p_n / \pi \cos \alpha,$$

де p_n – нормальний крок (відстань між двома однойменними профілями двох сусідніх зубів, вимірюване по нормалі до них);

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

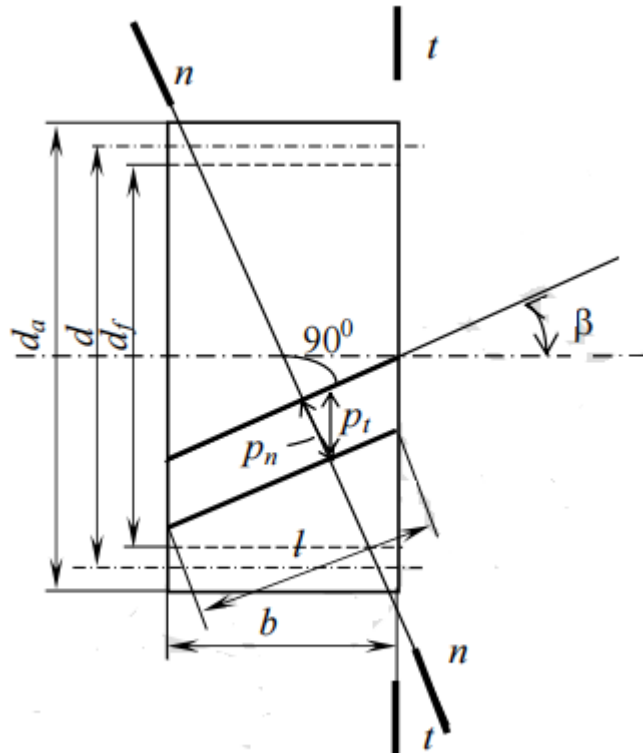


Рисунок 1.2

Значення m_n , мм, стандартизовані (ДСТУ ISO 54:2005):

перший ряд, переважне використання

1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,0; 16,0; 20,0; 25,0;

другий ряд, додатковий для спеціальних конструкцій

1,1; 1,6; 2,2; 2,75; 3,25; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0; 14,0; 18,0; 22,0; 28,0; 32,0.

Коловий модуль

$$m_t = m_n / \cos \beta,$$

де β – кут нахилу зуба;

$$\cos(\beta) = b / l,$$

де b – ширина колеса;

l – довжина зуба.

Ділильні діаметри шестірні і колеса

$$d_1 = m_1 z_1, d_2 = m_1 z_2,$$

де z_1 і z_2 – кількість зубів шестірні і колеса.

Діаметр вершин і западин зубів

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2m_n, & d_{f1} &= d_1 + 2.5m_n, \\ d_{a2} &= d_2 + 2m_n, & d_{f1} &= d_1 + 2.5m_n. \end{aligned}$$

Коефіцієнт ширини колеса

$$\psi_{bd} = b / d_1.$$

де d_1 – ділильний діаметр шестірні.

Передаточне число ступеня

$$u = z_2 / z_1.$$

Передаточне число редуктора

$$u = u_1 \cdot u_2,$$

де u_1 і u_2 – передаточне число першого і другого ступенів.

Міжосьова відстань

$$a = \frac{(d_1 + d_2)}{2}.$$

Діаметр маточини колеса

$$d_m = 1.6d_{отв},$$

де $d_{отв}$ – діаметр отвору маточини.

Довжина обода

$$\delta_0 = (2.5 \dots 4)m \geq 8.$$

Товщина диска

$$c = 0.3b.$$

Товщина стінки основи корпусу редуктора

$$\delta = 0.02a_2 + 3 \geq 6,$$

де a_2 – міжосьова відстань другого ступеня.

Товщина стінки кришки корпусу редуктора

$$\delta_1 = 0.9\delta + 6.$$

Товщина фланця основи корпусу редуктора

$$S = (1.5 \dots 1.75)\delta.$$

Товщина фланця кришки корпусу редуктора

$$S_1 = 2.35\delta .$$

Діаметр фундаментних болтів

$$d_1 = (0.03 + 0.036)a_2 + 12 .$$

Кількість фундаментних болтів

$$z = 0.005(L + B) \geq 4 ,$$

де L і B – довжина і ширина фундаментних лап.

Діаметр болтів, які стягують кришку і основу корпусу редуктора,

$$d_2 = 0.8d_1 \geq 8 ,$$

$$d_3 = (0.7 \dots 0.8)d_2 .$$

Ширина фланця

$$k = 2.5d_1 .$$

Товщина ребер корпусу

$$c = (0.8 \dots 1)\delta .$$

На рисунку 1.3 позначені основні конструктивні елементи зубчастого колеса.

Найменування параметрів	Позначення	Визначення
Діаметр отвору колеса	$d_{omb}, \text{мм}$	замір
Діаметр маточини колеса	$d_M, \text{мм}$	$d_M = 1,6d_{omb}$
Довжина маточини	$l_M, \text{мм}$	$l_M = (0,8 \dots 1,6) \cdot b$
Товщина ободу	$\delta_0, \text{мм}$	$\delta_0 = (2,5 \dots 4)m \geq 8 \text{мм}$
Товщина диску	$c, \text{мм}$	$c \approx 0,3b$

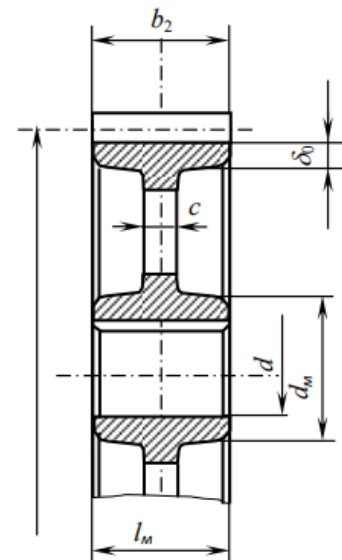


Рисунок 1.3

Порядок виконання роботи

1 Виміряти і розрахувати зубчасті передачі та корпус редуктора. Результати занести до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Параметр	Позначення	Величина	
		Перший ступінь	Другий ступінь
1	2	3	4
Нормальний крок, мм	p_n		
Ширина колеса, мм	b		
Довжина зуба, мм	l		
Нормальний модуль, за ДСТУ ISO 54:2005, мм	m_n		
Коловий модуль, мм	m_t		
Кут нахилу зуба	β°		

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
Ділильні діаметри, мм:			
шестірні	d_1		
колеса	d_2		
Діаметри вершин зубів, мм:			
шестірні	d_{a1}		
колеса	d_{a2}		
Діаметри западин зубів, мм:			
шестірні	d_{f1}		
колеса	d_{f2}		
Коефіцієнт ширини колеса	ψ_{bd}		
Передаточне число	u		
Міжосьова відстань, мм	a		
Діаметр отвору маточини колеса, мм	$d_{отв}$		
Діаметр маточини, мм	d_m		
Довжина маточини, мм	l_m		
Товщина обода, мм	δ_0		
Товщина диска, мм	c		

2 Установити тип, серію, ДСТУ, діаметри внутрішнього d і зовнішнього D кільця, ширину підшипників B .

Опорами для валів служать підшипники, які підтримують їх у просторі, забезпечуючи можливість обертання і кочення, сприймають і передають на корпус прикладені до них радіальні та осьові навантаження. У редукторах застосовано підшипники кочення (рисунок 1.4).

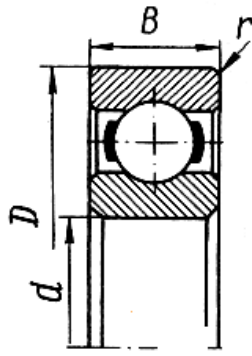


Рисунок 1.4

Найчастіше застосовують радіальні та радіально-упорні кулькові підшипники, іноді за великих осьових навантажень можна застосовувати конічні роликові підшипники. Основними розмірами є діаметр внутрішнього кільця підшипника d , діаметр зовнішнього кільця підшипника D , ширина підшипника B (таблиця 1.2).

Таблиця 1.2

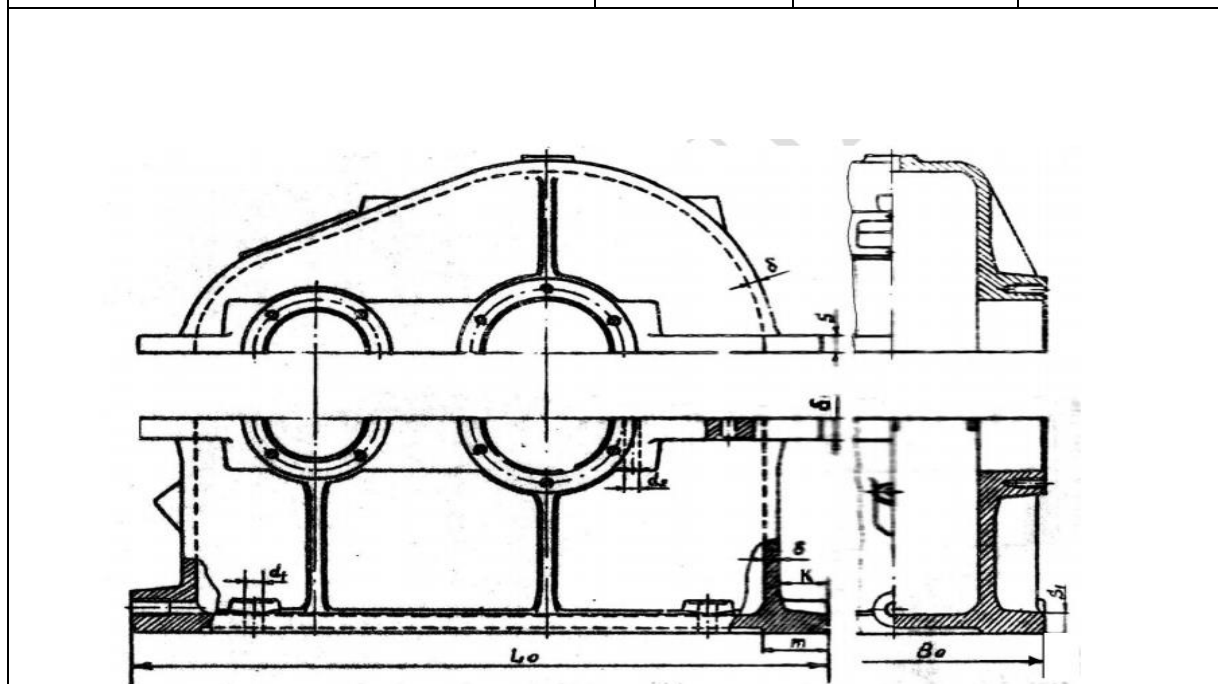
Вал	d , мм	D , мм	B , мм	Тип, серія	Умовне позначення
Ведучий					
Проміжний					
Ведений					

3 Визначити основні розміри корпусу редуктора, результати записати до таблиці 1.3.

4 Звіт із лабораторної роботи має містити кінематичну схему, передаточне число редуктора, ескіз зубчастого колеса і результати, занесені до таблиці.

Таблиця 1.3

Параметр	Позначення	Вимірювання	Розрахунок
Товщина стінки основи корпусу редуктора, мм	δ		
Товщина стінки кришки корпусу редуктора, мм	δ_1		
Товщина фланця основи корпусу редуктора, мм	S		
Діаметр фундаментних болтів, мм	d_1		
Кількість фундаментних болтів	Z		
Діаметр болтів, які стягують кришку і основу корпусу редуктора, мм	d_2 d_3		
Ширина фланця, мм	K		
Товщина ребер корпусу, мм	C		
Товщина фланця кришки корпусу редуктора, мм	S_1		



Лабораторна робота 2. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОДНОСТУПІНЧАСТОГО КОНІЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: вивчити конструкцію редуктора і визначити основні параметри прямозубчастої конічної передачі.

Завдання:

- 1 Вивчити конструкцію редуктора і скласти кінематичну схему.
- 2 Визначити основні параметри конічної передачі.
- 3 Виконати ескіз вала-шестірні конічної передачі.
- 4 Визначити тип, розміри, позначення і ДСТУ підшипників кочення.

Обладнання, прилади, інструменти: редуктори циліндричні, штангенциркуль, лінійки, гайкові ключі.

Загальні відомості

Конічні редуктори використовують для передавання руху між валами, осі яких перетинаються під деяким кутом $\Sigma\delta$, який дорівнює сумі кутів ділительних конусів δ_1 і δ_2 . Найбільш поширені передачі з кутом $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (рисунок 2.1).

Конічні передачі більш складні у виготовленні та монтажу, на відміну від циліндричних. Перетин осей ускладнює розташування опор, тому одне з конічних коліс розташовують зазвичай консольно. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантажень по довжині зуба. У конічному зачепленні діють осьові сили, що ускладнює конструкцію підшипникових опор.

Аналогами початкових і ділительних циліндрів циліндричних передач у конічних є початкові та ділительні конуси з кутами δ_1 та δ_2 . За коефіцієнтів зміщення ріжучого інструменту $x_1 + x_2 = 0$ початкові та ділительні конуси співпадають. Переріз зубів додатковими конусами (що перпендикулярні до

ділительних) називають торцевим перерізом. У конічних передачах розрізняють зовнішній, внутрішній і середній торцеві перерізи. Для розмірів зовнішнього торцевого перерізу застосовують індекс *e*, середнього – *m*.

Розміри в зовнішньому торцевому перерізі застосовують на кресленнях, а в середньому – для розрахунків на міцність.

Конічні передачі виготовляють із прямими та непрямыми зубами. Найбільш простими є передачі з прямими зубами, для яких кут нахилу зубів $\beta = 0^\circ$.

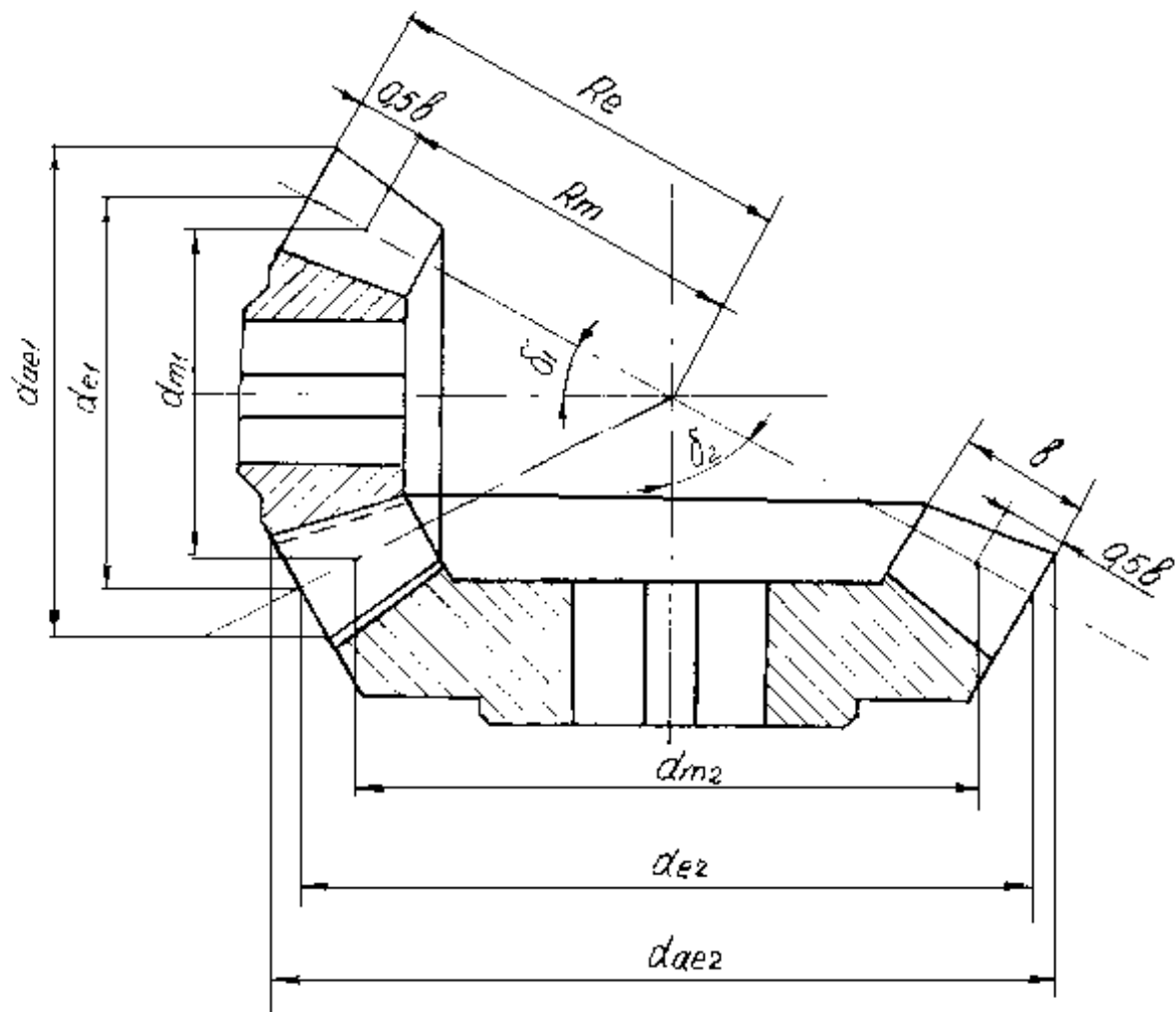


Рисунок 2.1

Порядок виконання роботи

1 Розібрати заданий редуктор, ознайомитися з його складовими деталями та їхнім призначенням.

2 Знайти основні параметри конічної передачі. Для цього за допомогою штангенциркуля виміряти коловий крок зубів у зовнішньому торцевому перерізі p_e (відстань між відповідними точками двох сусідніх зубів). Після цього знайти розрахункове значення модуля в зовнішньому торцевому перерізі m_e . Дійсне значення m_e прийняти за ДСТУ ISO 54:2005 (лабораторна робота 1).

3 Визначити інші параметри зубчастих коліс і занести їх до таблиці 2.1. Числові значення необхідно знайти за формулами та обмірюванням, після чого порівняти їх і зробити висновок.

4 Заміряти основні розміри підшипників кочення. За результатами обмірювання та зовнішнім виглядом підшипників за ДСТУ знайти їхній тип, серію. Результати занести до таблиці 2.2.

Таблиця 2.1 – Основні параметри конічної передачі

Параметр	Позначення	Розрахункова формула	Числові значення	
			за формулою	за обмірюванням
1	2	3	4	5
Коловий крок зубів у зовнішньому торцевому перерізі, мм	p_e			
Коловий модуль у зовнішньому торцевому перерізі, мм	m_e	$\frac{P_e}{\pi}$		
Стандартний модуль	m_e	лабораторна робота 1		

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5
Кількість зубів: шестірні	z_1			
колеса	z_2			
Передаточне відношення	u	$\frac{z_2}{z_1}$		
Коефіцієнт зміщення: шестірні	x_1	$2\left(1 - \frac{1}{i^2}\right)\sqrt{\frac{1}{z_1}}$		
колеса	x_2	$-x_1$		
Кут ділильного конуса: колеса	δ_2	$tg \delta_2 = u$		
шестірні	δ_1	$90 - \delta_2$		
Ширина зубчатого вінця, мм	b	$10 m_e$		
Кількість зубів плоского колеса	z_c	$\sqrt{z_1 + z_2}$		
Зовнішня конусна відстань, мм	R_e	$0.5 m_e z_c$		
Середня конусна відстань	R_m	$R_e - 0.5b$		
Діаметр ділильного кола в зовнішньому торцевому перерізі, мм: шестірні	d_{e1}	$m_e z_1$		
колеса	d_{e2}	$m_e z_2$		
Діаметр ділильного кола в середньому торцевому перерізі, мм: шестірні	d_{m1}	$d_{e1} \frac{R_m}{R_e}$		
колеса	d_{m2}	$d_{e2} \frac{R_m}{R_e}$		

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5
Глибина заходу, мм	h_{ze}	$2m_e$		
Радіальний зазор, мм	c	$0.2m_e$		
Висота головки зуба в зовнішньому торцевому перерізі, мм: шестірні	h_{ae1}	$m_e(1 + x_1)$		
колеса	h_{ae2}	$h_{ze} - h_{ae1}$		
Зовнішній діаметр вершин, мм: шестірні	d_{ae1}	$d_{e1} - 2h_{ae1}\cos\delta_1$		
колеса	d_{ae2}	$d_{e2} - 2h_{ae2}\cos\delta_2$		

Таблиця 2.2 – Параметри підшипників кочення

Вал	Тип, серія	Умовне позначення	Стандарт	d	D	B
Ведучий						
Ведений						

5 Виконати ескіз складальної одиниці вала-шестірні або колеса з усіма закріпленими на них деталями.

6 Оформити звіт лабораторної роботи, у якому зазначити мету і завдання, результати вимірювань і розрахунків параметрів конічної передачі та підшипників кочення (таблиці 2.1, 2.2), ескіз складальної одиниці.

Лабораторна робота 3. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОДНОСТУПІНЧАСТОГО ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: вивчити будову та взаємодію вузлів і деталей черв'ячного редуктора, основні геометричні параметри та їхні стандарти.

Завдання:

- 1 Ознайомитися з конструкцією черв'ячних редукторів.
- 2 Визначити основні параметри черв'яка і черв'ячного колеса і узгодити їх із стандартами.
- 3 Виконати ескіз складальної одиниці вала-черв'яка або черв'ячного колеса.
- 4 Визначити тип, розміри, позначення і стандарт підшипників кочення.

Обладнання, прилади, інструменти: редуктори циліндричні, штангенциркуль, лінійки, гайкові ключі.

Загальні відомості

Черв'ячні редуктори використовують для передавання руху між валами, геометричні осі яких перехрещуються. Переваги передач: висока плавність і безшумність у роботі, великі передаточні відношення за порівняно малих габаритів, можливість здійснення самогальмівної передачі. Недоліки: низький к.к.д., висока вартість матеріалу вінців черв'ячних коліс, обмеженість передаваної потужності, сильне нагрівання передачі за тривалої безперервної роботи.

Одноступінчасті черв'ячні редуктори з горизонтальним розташуванням валів можуть виконувати із нижнім і верхнім розташуванням черв'яка. За колових швидкостей черв'яка до 5 м/с слід віддавати перевагу редукторам із нижнім розміщенням, при цьому

забезпечені кращі умови мащення. За більших швидкостей значно збільшуються втрати на перемішування мастила, тому черв'як слід розташовувати над колесом.

Черв'ячні передачі внаслідок відносно низького к.к.д. використовують для малих і середніх потужностей, зазвичай до 60 кВт. Передаточні відношення приймають від 8 до 63 (80). Такі передачі в редукторах стандартизовані. ДСТУ 2458-94 «Передачі черв'ячні циліндричні» встановлює такі характеристики:

міжосьова відстань a_w , мм, – 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500;

осьовий модуль m , мм, – 1; 1.25; 1.6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

коефіцієнт діаметра черв'яка q – 8; 10; 12,5; 16; 20.

Черв'як може мати одновиткову (однозахідну) або багатовиткову (багатозахідну різьбу); кількість заходів (витків) черв'яка позначають Z_l . У силових черв'ячних передачах $Z_l = 1, 2, 4$.

Відстань p , виміряна між однойменними точками двох суміжних витків профілю черв'яка (рисунок 3.1), називають осьовим кроком черв'яка і черв'ячного колеса. Відношення кроку p до π називають осьовим модулем m . На рисунку показані також основні геометричні параметри черв'ячної передачі.

Порядок виконання роботи

1 Розібрати заданий редуктор, ознайомитися з його складовими деталями і їхнім призначенням.

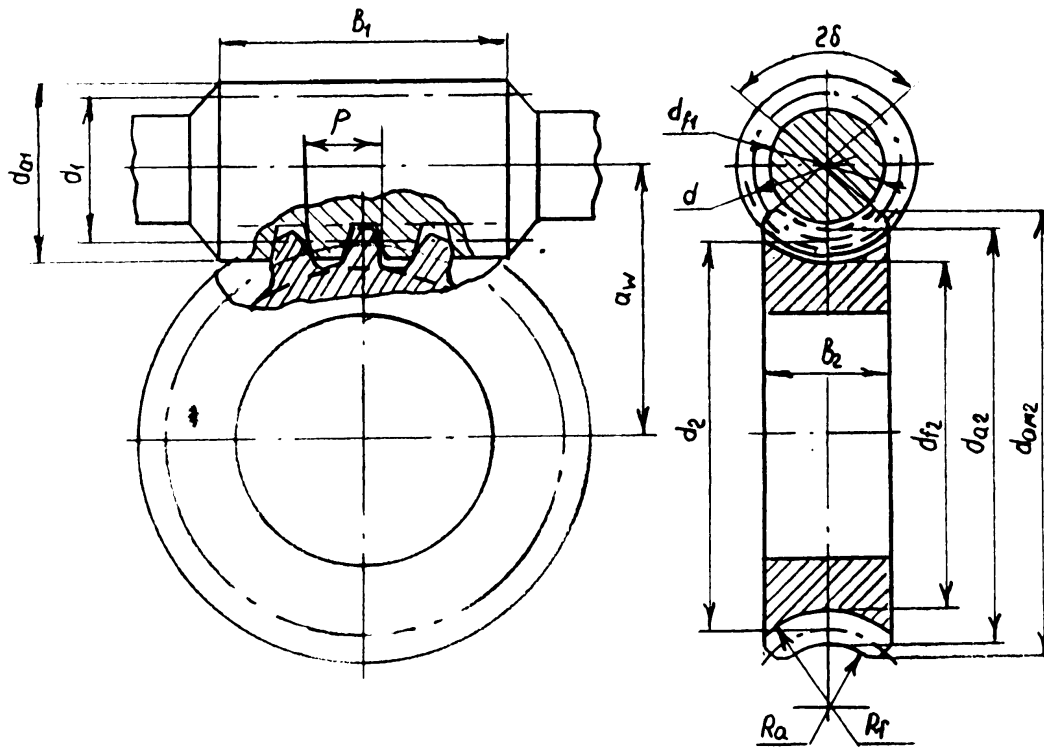


Рисунок 3.1

2 Знайти основні параметри черв'яка. Для цього штангенциркулем виміряти осьовий крок p і діаметр вершин витків черв'яка d_{a1} . Після цього знайти розрахункові значення модуля та коефіцієнта діаметра черв'яка за формулами

$$m = \frac{p}{\pi}; q_r = \frac{d_{a1}}{m} - 2.$$

Дійсні значення m і q прийняти за ДСТУ 2458-94.

3 Перевірити правильність знайдених параметрів. Для цього встановити кількість зубів на черв'ячному колесі Z_2 і виміряти міжосьову відстань у редукторі (погодити зі стандартною), яка має бути

$$a_w = 0.5m(q + Z_2).$$

4 Визначити інші параметри черв'яка та черв'ячного колеса і занести їх до таблиці 3.1. Числові значення треба знайти за формулами і вимірюванням, після чого їх порівняти і зробити висновок.

5 Заміряти основні розміри підшипників кочення. За цими розмірами і зовнішнім виглядом підшипників у каталозі знайти їхні назву, умовне позначення, серію, стандарт. Результати занести до таблиці 3.2.

6 Виконати ескіз складальної одиниці вала-черв'яка або черв'ячного колеса з усіма закріпленими на них деталями.

7 Оформити звіт лабораторної роботи, у якому зазначити мету і завдання, результати вимірювань і розрахунків черв'ячної передачі та підшипників кочення (таблиці 3.1, 3.2). Виконати ескіз заданого вала.

Таблиця 3.1 – Основні параметри черв'ячної передачі

Параметр	Позначення	Розрахункова формула	Числові значення	
			розрахункові	за обмірюванням
1	2	3	4	5
Осьовий крок черв'яка і черв'ячного колеса, мм	p			
Осьовий модуль, мм	m	$m = \frac{p}{\pi}$		ДСТУ 2458-94
Діаметр вершин витків черв'яка, мм	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$		
Коефіцієнт діаметра черв'яка	q	$q = \frac{d_{a1}}{m} - 2$		ДСТУ 2458-94
Кількість зубів черв'ячного колеса	Z_2			

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5
Міжосьова відстань, мм	a_w	$a_w = \frac{m}{2}(q + Z_1)$		ДСТУ 2458-94
Кількість заходів (витків) черв'яка	Z_1			
Передаточне число (відношення)	U	$U = \frac{Z_2}{Z_1}$		
Ділильний діаметр черв'яка, мм	d_1	$d_1 = mq$		
Ділильний діаметр черв'ячного колеса, мм	d_2	$d_2 = mZ_2$		
Діаметр вершин зубів колеса, мм	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m$		
Діаметр западин витків черв'яка, мм	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2.4m$		
Діаметр западин зубів колеса, мм	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2.4m$		
Зовнішній діаметр черв'ячного колеса, мм	d_{a2}	$d_{a2} \leq d_{a1} + 2m$		
Довжина нарізної частини черв'яка, мм	b_1	$b_1 \geq (11 + 0.06Z_2)m$		
Ширина черв'ячного колеса, мм	b_2	$b_2 = 0.75d_{a2}$		
Кут підйому лінії витків черв'яка, град	γ	$\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q}$		

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5
Зведений кут тертя (залежить від матеріалів черв'яка і зубів черв'ячного колеса), град	φ	прийняти $\varphi = (1 \dots 2^\circ)$		
Коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі	η	$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}$		

Таблиця 3.2 – Основні параметри підшипників кочення

Вал	Назва підшипника	Умовне позначення	Серія	Стандарт	d, мм	D, мм	B, мм
Черв'яка							
Черв'ячного колеса							

Лабораторна робота 4. КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ПРИВОДА МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: зробити кінематичний і силовий аналіз привода.

Завдання:

- 1 Вивчити конструкцію привода і скласти кінематичну схему.
- 2 Обчислити передаточне число привода та окремих його ступенів.
- 3 Знайти необхідну потужність двигуна, якщо визначено тягове зусилля.
- 4 Обчислити частоту обертання окремих валів, їхні потужності та крутні моменти.

Лабораторна установка

Привод у машинах призначений для утворення робочого зусилля або крутного моменту (лебідки, механізми кранів і локомотивів та ін.).

Лабораторна установка – це вантажна (тягова) лебідка з приводом від електродвигуна, яка має черв'ячний редуктор і відкриту зубчасту передачу. Передачі в приводі призначені для зменшення частоти обертання барабана.

Порядок виконання роботи

Увімкнути електродвигун, за допомогою секундоміра визначити частоту обертання барабана n_{δ} лебідки.

Маючи відому частоту обертання електродвигуна $n_{\delta\epsilon}$, розрахувати загальне передаточне число привода:

$$U = \frac{n_{\delta\epsilon}}{n_{\delta}}.$$

Передаточне число відкритої циліндричної зубчастої передачі

$$U_y = \frac{Z_2}{Z_1},$$

де Z_1 і Z_2 – кількості зубів шестірні і колеса.

Передаточне число черв'ячного редуктора

$$U_r = \frac{U}{U_y}.$$

Частоти обертання валів передач

$$n_1 = n_{\partial\delta}; n_2 = \frac{n_1}{U_r}; n_3 = n_{\delta} = \frac{n_1}{U}.$$

Маючи визначене тягове зусилля F_{δ} і відомий діаметр барабана, потужність двигуна визначити за формулою

$$P_{\partial\delta} = \frac{F_{\delta} V_{\delta}}{1000 \eta},$$

де $V_{\delta} = \frac{\pi D_{\delta} n_{\delta}}{60}$ – колова швидкість барабана, м/с;

$\eta = \eta_r \eta_u \eta_{\delta}$ – коефіцієнт корисної дії привода ($\eta_r = 0.8$; $\eta_u = 0.98$; $\eta_{\delta} = 0.99$).

Потужності на окремих валах

$$P_1 = P_{\partial\delta}; P_2 = P_1 \eta_r; P_3 = P_{\delta} = P_1 \eta_r \eta_u.$$

Крутні моменти

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}; T_2 = T_1 u_r \eta_r; T_3 = T_1 u \eta.$$

Результати розрахунків занести до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Параметр привода	Позначення	Величина параметра
Частота обертання барабана, хв^{-1}	n_{δ}	
Частота обертання двигуна, хв^{-1}	$n_{\text{дв}}$	
Загальне передаточне число	U	
Передаточне число циліндричної передачі	$U_{\text{ц}}$	
Передаточне число черв'ячного редуктора	U_r	
Частота обертання проміжного вала, хв^{-1}	n_2	
Тягове зусилля, Н	F_{δ}	
Діаметр барабана, м	D_{δ}	
Потужності на окремих валах, Вт	$P_1; P_2; P_3$	
Крутні моменти, $\text{Н} \cdot \text{м}$	$T_1; T_2; T_3$	

Звіт про лабораторну роботу має складатися з кінематичної схеми привода, основних розрахункових залежностей і результатів розрахунків.

Лабораторна робота 5. РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ СПРОМОЖНОСТІ РЕДУКТОРІВ

Мета роботи: за підсумками вимірювання визначених геометричних параметрів, позначеними умовами (частота обертання ведучого вала, твердість матеріалу або допустиме напруження) визначити можливу допустиму потужність за умов контактної витривалості, а також міцність валів на згин.

Завдання:

1 Заміряти міжосьову відстань окремих передач, нормальний і коловий модулі, ширину коліс.

2 Підрахувати кількість зубів коліс, обчислити діаметри ділільних кіл кожного ступеня.

3 Визначити можливу передавану потужність кожного ступеня за умов контактної витривалості.

4 Заміряти розміри валів, визначити сили, що діють у зачепленні.

Обладнання, прилади та інструменти: редуктори зубчасті циліндричні та черв'ячні, штангенциркуль, лінійка, мікрометр, гайкові ключі.

Порядок виконання роботи

Для визначення навантажувальної спроможності передач редуктора можна використати такі параметри, як міжосьова відстань a_w , ділільний діаметр шестірні d_1 зубчастої передачі і колеса d_2 черв'ячного редуктора, ширину колеса b , нормальний і коловий (або осьовий) модуль, кут нахилу зубів, передаточне число та ін.

Заміряти ці параметри за допомогою штангенциркуля і лінійки, методика вимірювання докладно викладена в лабораторній роботі 1. Щоб визначити потужність, яку передає кожний окремий ступінь редуктора за умов контактної витривалості, використовують формули

$$a_w = 0.75(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 E_{np} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} \quad (5.1)$$

або

$$d_1 = 1.2 \sqrt[3]{\frac{T_1 E_{np} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}}} \frac{u + 1}{u}, \quad (5.2)$$

де $E_{np} = 2.1 \cdot 10^5$ – зведений модуль пружності сталевих коліс передачі, МПа;

T_1 і T_2 – обертальні (крутні) моменти на валах шестірні і колеса, Н·м;

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$; $\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$ – коефіцієнти ширини вінця;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження, вибирають залежно від ψ_{bd} .

Величину допустимих контактних напружень задає викладач, або її обчислюють за формулою, якщо визначена твердість колеса,

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} K_{HL},$$

де σ_{H0} – базова межа витривалості, вибір якої залежить від твердості матеріалу (прийняти приблизно);

S_H – коефіцієнт безпеки, $S_H = 1.1 \dots 1.2$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, для тривалої передачі $K_{HL} = 1$.

Щоб визначити потужність, яку передає черв'ячна передача за умов контактної витривалості, використовують формули

$$a_w = 0.625 \left(\frac{q}{Z_2} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 E_{np}}{[\sigma_H]^2 \frac{q}{Z_2}}} \quad (5.3)$$

або

$$d_2 = 1.25 \sqrt[3]{\frac{T_2 E_{np}}{[\sigma]_P^2 \frac{q}{Z_2}}}, \quad (5.4)$$

де $E_{\text{пр}} = 1.26 \cdot 10^5$ – зведений модуль пружності сталевго черв'яка і бронзового черв'ячного колеса, МПа;

T_2 – обертальний (крутний) момент на валу колеса, $\text{Н} \cdot \text{мм}$;

$q = \frac{d_1}{m}$ – коефіцієнт діаметра черв'яка (лабораторна робота 3);

Z_2 – кількість зубів черв'ячного колеса;

$[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження для олов'янистих бронз,

$[\sigma_H] = (0.8 \dots 0.9) \sigma_b$.

Межа міцності для різного способу відливання має коливання σ_b від 200 до 290 МПа (найменше значення беруть для способу відливання в пісок).

Якщо відомі вихідні дані у формулах (5.1) або (5.2), (5.3) або (5.4), можна їх розв'язати відносно T_1 або T_2 , після чого обчислити потужність передачі, кВт, за формулою

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9550}, \quad (5.5)$$

де n_1 – частота обертання швидкохідного вала (надає викладач), хв^{-1} .

Визначивши передавану потужність, необхідно скласти розрахункову схему швидкохідного або тихохідного вала і обчислити сили в зачепленні за формулами:

- колова сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (5.6)$$

- радіальна сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (5.7)$$

- осьова сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \quad (5.8)$$

де β – кут нахилу зубів косозубої передачі.

Сила, яка утворена на консольній ділянці вала, дорівнює, H ,

$$F_k = 1.25 \sqrt{T},$$

де T – крутний момент на валу, Hm .

Під розрахунковою схемою необхідно побудувати епюри згинальних і крутних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах від усіх діючих навантажень.

Підсумковий згинальний момент

$$M = \sqrt{M_b^2 + M_r^2}. \quad (5.9)$$

Напруження згину та кручення вала в розрахунковому перерізі, на яке вказує викладач, обчислюють за відомими формулами з опору матеріалів:

$$\sigma = \frac{M}{W}; \tau = \frac{T}{W_\rho}. \quad (5.10)$$

Результати замірів і розрахунків занести до таблиці 5.1.

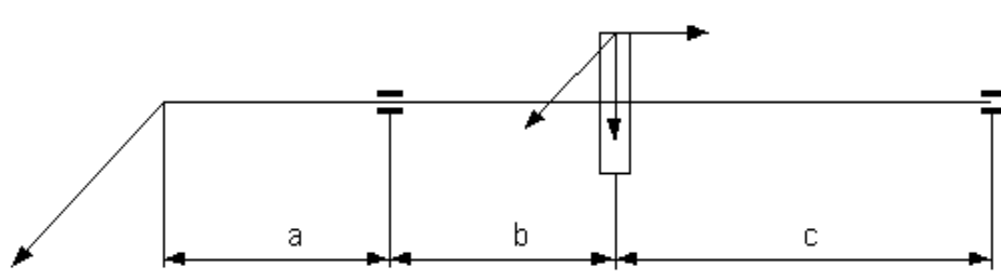
Таблиця 5.1

Параметр, який необхідно визначити	Позначення та розрахункова формула	Величина параметра
1	2	3
Циліндричний редуктор		
Кількість зубів: шестірні, коліса	Z_1 Z_2	
Передаточне число	$U = Z_2/Z_1$	
Ширина вінця зубчастого колеса, мм	b	
Кут нахилу зубів, град	$\beta = \arccos \frac{b}{l}$ (l – довжина зуба)	
Міжосьова відстань, мм	a_w	
Коловий модуль, мм	$m_t = \frac{2a_w}{Z_1 + Z_2}$	
Нормальний модуль, мм	$m = m_t \cos \beta$	ДСТУ ISO 54:2005
Ділильні діаметри, мм: шестірні коліса	$d_1 = m_t Z_1$ $d_2 = m_t Z_2$	
Коефіцієнт ширини вінця	$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$ $\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$	
Можливий передаваний момент на швидкохідному валу, $H \cdot m$	T_1 – із формули (5.2) або $T_1 = \frac{T_2}{u \eta}$, де T_2 із формули (5.1)	

Продовження таблиці 5.1

1	2	3
Частота обертання швидкохідного вала (частоту обертання двигуна надає викладач), хв^{-1}	n_1	
Сили в зачепленні, Н: колова радіальна осьова	F_t F_r F_a	
Черв'ячний редуктор		
Кількість витків черв'яка	Z_1	
Кількість зубів черв'ячного колеса	Z_2	
Передаточне число	$u = \frac{Z_2}{Z_1}$	
Діаметр виступів черв'яка, мм	d_{a1}	
Осьовий модуль, мм	$m = \frac{P}{\pi}$, (p – осьовий крок)	ДСТУ 2458-94
Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q = \frac{d_{a1}}{m} - 2$	ДСТУ 2458-94
Кут нахилу витків черв'яка, град	$\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q}$	
Ділильні діаметри, мм: черв'яка колеса	$d_1 = mq$ $d_2 = mZ_2$	
Міжосьова відстань, мм	a_w	
Можливий передаваний момент на валу черв'яка, $\text{Н} \cdot \text{м}$	$T_1 = \frac{T_2}{(u\eta)}$, де T_2 із формули (5.3) або (5.4)	

Продовження таблиці 5.1

1	2	3
Сили в зачепленні, Н: колова радіальна осьова	$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$ $F_r = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}, \alpha = 20^\circ$ $F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$	
Можлива передавана потужність, кВт	$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9550}, \text{ або}$ $P_1 = \frac{T_2 n_1}{9550 u \eta}$	
Розрахункова схема вала  (епюри моментів)		
Розміри, мм:	a b c	
Діаметр вала під колесом (або під підшипником), мм	d	
Підсумковий згинальний момент, $H \cdot m$	M	
Напруження згину, МПа	σ	
Напруження кручення, МПа	τ	
Еквівалентне напруження, МПа	$\sigma_{ek} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$	
Допустиме напруження (матеріал і коефіцієнт запасу надає викладач), МПа	$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]}$	

Звіт про лабораторну роботу має складатися з повної назви редуктора, початкових даних, результатів замірів і розрахунків, а також підсумків.

Лабораторна робота 6. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МУФТ

Мета роботи: вивчити конструкції глухих і компенсуючих муфт і визначити параметри.

Завдання:

- 1 Вивчити конструкцію муфт.
- 2 Виміряти вихідні параметри і зафіксувати результати.
- 3 Розрахувати допустиме навантаження на муфту.
- 4 Зробити схему.

Обладнання, прилади, інструменти: фланцева, пружна, кулачково-дискова муфти, штангенциркуль, лінійки, гайкові ключі.

Призначення та застосування

Муфтами називають пристрої, які призначені для з'єднання валів. Через те що більшість машин компонують з окремих частин із вхідними та вихідними валами, то з'єднують їх за допомогою муфт.

Широко вживані муфти стандартизовані. Основною паспортною характеристикою муфти є значення обертального моменту, для передавання якого вона розрахована. Конструкція муфт дуже різноманітна. Тип муфти вибирають залежно від тих вимог, які висувають до неї в певному приводі.

Більшість приводних пристроїв мають дві муфти. Одна з них з'єднує двигун і редуктор, інша – редуктор і виконавчий механізм. Під час

установлення двигуна та редуктора на загальній рамі відхилення від співвісності валів порівняно невелике. Тому від першої муфти не потрібні високі компенсуючі властивості. Через те що ця муфта з'єднує швидкохідні вали, то з метою зменшення динамічних навантажень вона повинна мати малий момент інерції та пружні властивості. Цим вимогам відповідають муфти з гумовими пружними елементами: МПВП, з гумовою зірочкою. Інша муфта з'єднує порівняно повільнохідні вали, наприклад редуктор і приводний вал транспортера. До неї можна не висувати дуже великих вимог відносно малого моменту інерції. Часто виконавчий механізм і привод не розташовані на загальній рамі, тому від цієї муфти потрібні порівняно високі компенсуючі властивості. Цим вимогам відповідають муфти кулачково-дискові.

Муфта фланцева

Муфта фланцева, за ДСТУ 3172-95, утворює жорстке і нерухоме з'єднання валів (глухі з'єднання). Вони не компенсують помилки виготовлення та монтажу, потребують точного центрування валів. Їх виготовляють для з'єднання валів до 200 мм. На рисунку 6.1 вгорі та внизу від осьової лінії зображені різні варіанти будови фланцевої муфти: напівмуфти 1, 2 з'єднані болтами, які встановлені із зазором (І варіант) або без нього (ІІ варіант). У першому випадку обертальний момент передають сили тертя, які утворювані на стику напівмуфт від затягнення болтів, в іншому випадку – безпосередньо болтами. Болти, встановлені без зазора, можуть одночасно виконувати функцію центрування валів. Встановлюючи болти із зазором, центрування відбувається виступом 3, який сприймає також усі поперечні навантаження. Центрувальний виступ заважає монтажу та демонтажу з'єднання, бо при цьому необхідні осьові зміщення валів.

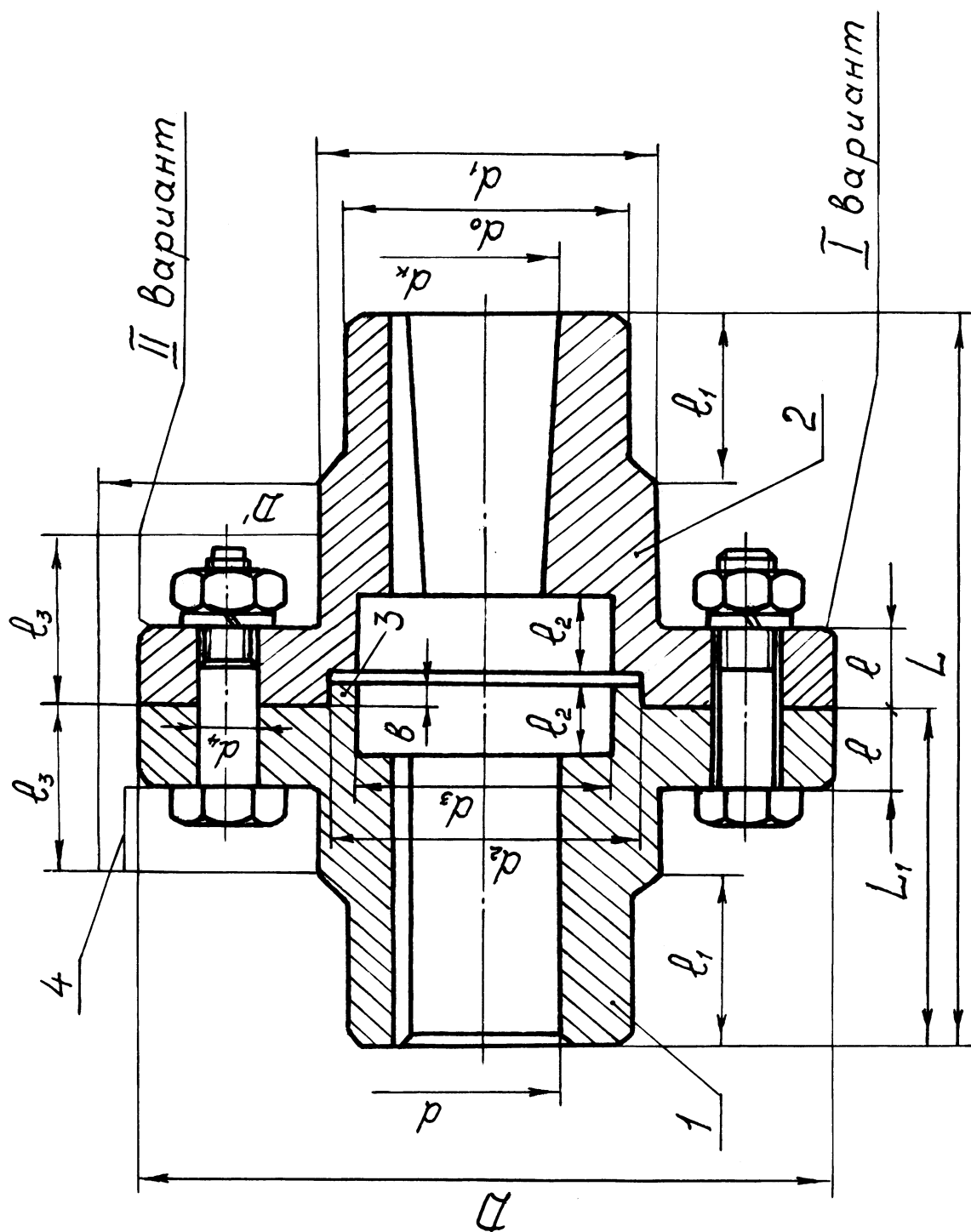


Рисунок 6.1

З метою виконання правил техніки безпеки виступаючі частини болтів закривають буртиками 4 (зображені тонкими лініями, II варіант). У тих випадках, коли муфта має загальну огорожу, буртики не роблять (I варіант). Встановлення болтів без зазора дає змогу отримати муфти менші за габаритами і тому більш поширені.

Муфту виконують з циліндричним або конічним отвором під вал як в одній, так і обох напівмуфтах.

У випадку, якщо кожен напівмуфту оброблять окремо, торцеві поверхні фланців мають бути строго перпендикулярними до осі отворів (торцеве биття не більше 0,05 мм на діаметрі 300 мм).

В іншому випадку вали та опори під час складання отримують значні додаткові навантаження. Тому отвори для валів в обох напівмуфтах часто розточують разом після обробки фланців і кріпильних отворів. У цьому випадку щодо точності з биття можуть не висувати строгих вимог. Для того щоб напівмуфти займали завжди правильне положення, на зовнішні циліндричні поверхні фланців наносять риски, які поєднують зі складанням.

Муфта пружна втулково-пальцева (МПП)

Похибки виготовлення та монтажу призводять до неточності взаємного розташування геометричних осей з'єднаних валів. З'єднуючи глухими муфтами неспіввісні вали в місті встановлення, муфти доводять до одної загальної осі деформуванням валів та опор. Опори та вали додатково навантажують. Тому, з'єднуючи глухими муфтами (фланцева), потрібна висока точність розташування валів. Для того щоб зменшити ці вимоги, застосовують компенсуючі муфти. Компенсації шкідливого впливу неспіввісності валів досягають за рахунок деформації пружних деталей – пружні муфти (рисунки 6.2).

Завдяки легкості виготовлення та заміни гумових елементів ця муфта дуже поширена в приводах від електродвигунів із малими та середніми крутними моментами. Муфти стандартизовані (ДСТУ 2128-93) для діаметрів до 150 мм. Пружними елементами є гофровані гумові втулки або кільця трапецеїдального перерізу. Через порівняно невелику товщину втулок муфта має порівняно невисокі компенсуючі властивості. Розмір В (відстань до стінки) потрібен для демонтажу пальців (рисунок 6.2).

Муфта кулачково-дискова

Кулачково-дискова муфта, за ДСТУ 2131-93, розроблена для діаметрів валів від 15 до 150 мм (рисунок 6.3) і складається з двох напівмуфт 1, 2 і проміжного диска 3. На внутрішньому торці кожної напівмуфти утворено по одному виступу, які розташовані на взаємно перпендикулярному напрямку. У зібраній муфті виступи диска розташовані в пазах напівмуфт, у такий спосіб диск з'єднує напівмуфти. Перпендикулярне розташування пазів дає муфті змогу компенсувати ексцентриситет і перекіс валів. При цьому виступи ковзають у пазах, а центр диска описує коло радіусом, що дорівнює ексцентриситету. Зазори між диском і напівмуфтами дають змогу компенсувати також і повздовжні зміщення валів. Внаслідок того, що перекіс валів викликає несприятливий розподіл тиску в пазах, кулачково-дискові муфти рекомендовано застосовувати переважно для компенсації ексцентриситету. Ковзання виступів у пазах супроводжено їхнім зносом. Для зменшення зносу поверхні тертя періодично змазують за допомогою прес-мастильника, через який мастило надходить до центральної кільцевої порожнини та далі через розподільні канали (0...3 мм) до поверхні, що треться.

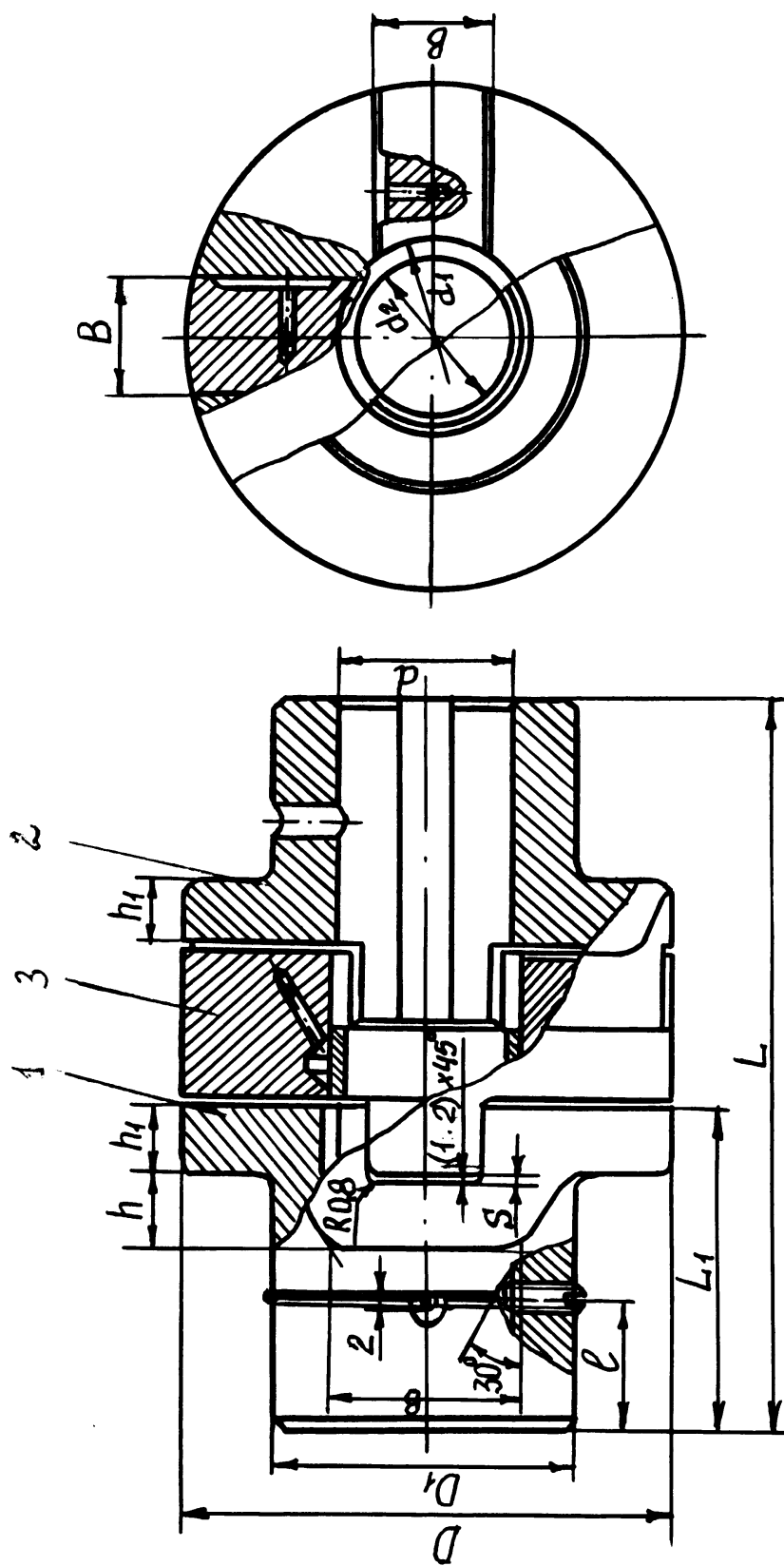


Рисунок 6.3

Порядок виконання роботи

Вивчити конструкцію та обміряти муфти (рисунки 6.1-6.3).

Результати занести до таблиць 6.1-6.3.

Таблиця 6.1

Параметр фланцевої муфти													
d	Д	d ₀	D ₁	d ₂	d ₃	d ₄	L	L ₁	l	l ₁	l ₂	l ₃	T, Нм

Таблиця 6.2

Параметр муфти МПВП, мм																
d	D	D ₁	d ₁	D ₂	d ₃	d ₄	L	L ₁	l	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	R	d _n	T, Нм

Визначити обертальний момент, для передавання якого вона розрахована, і результат занести до таблиць 6.1-6.3:

$$T = 0.2d^3[\tau],$$

де $[\tau]$ – допустимі напруження на кручення, $[\tau] = (12...15)$ МПа.

За таблицями стандартів підібрати муфти і написати їхні умовні позначення.

Оформити звіт про лабораторну роботу, у якому вказати мету, завдання роботи, накреслити схеми муфт, оформити таблиці, розрахувати на міцність болти і пальці, зробити висновки.

Таблиця 6.3

Параметр кулачково-дискової муфти, мм										
d	D	D ₁	L	L ₁	l	B	S	h	h ₁	T, Нм

Лабораторна робота 7. ДОСЛІДЖЕННЯ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ ВІД ДІЇ СИЛИ ЗАТЯГУВАННЯ ТА ЗОВНІШНЬОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Мета роботи: експериментально визначити, яку сумарну силу сприймає болт після затягування і за дії робочого навантаження.

Завдання:

- 1 Визначити деформації болта і стику різьбового з'єднання від дії сили затягування та зовнішнього навантаження.
- 2 Визначити навантаження на болт і стик.
- 3 Обчислити теоретичний та експериментальний коефіцієнти зовнішнього навантаження.
- 4 Побудувати в масштабі діаграму «навантаження – деформація» для болта і стику.

Загальні відомості

Болти кріплення кронштейнів, кришок резервуарів, фланців муфт та інших з'єднань спочатку затягують із силою $F_{\text{зат}}$, щоб за дії робочого навантаження не порушити герметичність стику або розкриття його. Коли потім на з'єднання діє зовнішнє навантаження $F_{\text{зов}}$, болти додатково навантажують. Яку частину зовнішнього навантаження сприймають болти? На це запитання дає відповідь ця лабораторна робота.

Розглянемо роботу болтового з'єднання від діючих сил (рисунок 7.1).

У початковому стані за відсутності навантаження деформації болта і стику дорівнюють нулю (рисунок 7.1, а).

Після прикладення сили затягування $F_{\text{зат}}$ стик стиснувся на $\Delta_{\text{ст}}$, а болт розтягнувся на $\Delta_{\text{б}}$ (рисунок 7.1, б), значення їх дорівнюють

$$\Delta_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{зат}}}{C_{\text{ст}}}; \quad \Delta_{\text{б}} = \frac{F_{\text{зат}}}{C_{\text{б}}}, \quad (7.1)$$

де $C_{\text{ст}}$, $C_{\text{б}}$ – жорсткості стику та болта,

$$C_{\text{ст}} = \frac{E_{\text{ст}} A_{\text{ст}}}{l_{\text{ст}}}; \quad C_{\text{б}} = \frac{E_{\text{б}} A_{\text{б}}}{l_{\text{б}}}, \quad (7.2)$$

де $E_{\text{ст}}$, $E_{\text{б}}$ – модулі пружності матеріалів стику та болта;

$A_{\text{ст}}$, $A_{\text{б}}$ – розрахункові площі стику та болта;

$l_{\text{ст}}$, $l_{\text{б}}$ – розрахункова довжина стику та болта.

Після прикладання зовнішнього навантаження на з'єднання болт додатково подовжиться на величину δ , а стик зменшиться на таку саму величину (рисунок 7.1, в). Із умови рівноваги (рисунок 7.1, г) сумарне навантаження на болт дорівнює сумі зовнішнього навантаження та залишку затягування стику.

В остаточному вигляді навантаження на болт дорівнює

$$F_{\text{б}} = F_{\text{зат}} + \frac{C_{\text{б}}}{C_{\text{б}} + C_{\text{ст}}} F_{\text{зов}} = F_{\text{зат}} + \chi F_{\text{зов}}, \quad (7.3)$$

де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження.

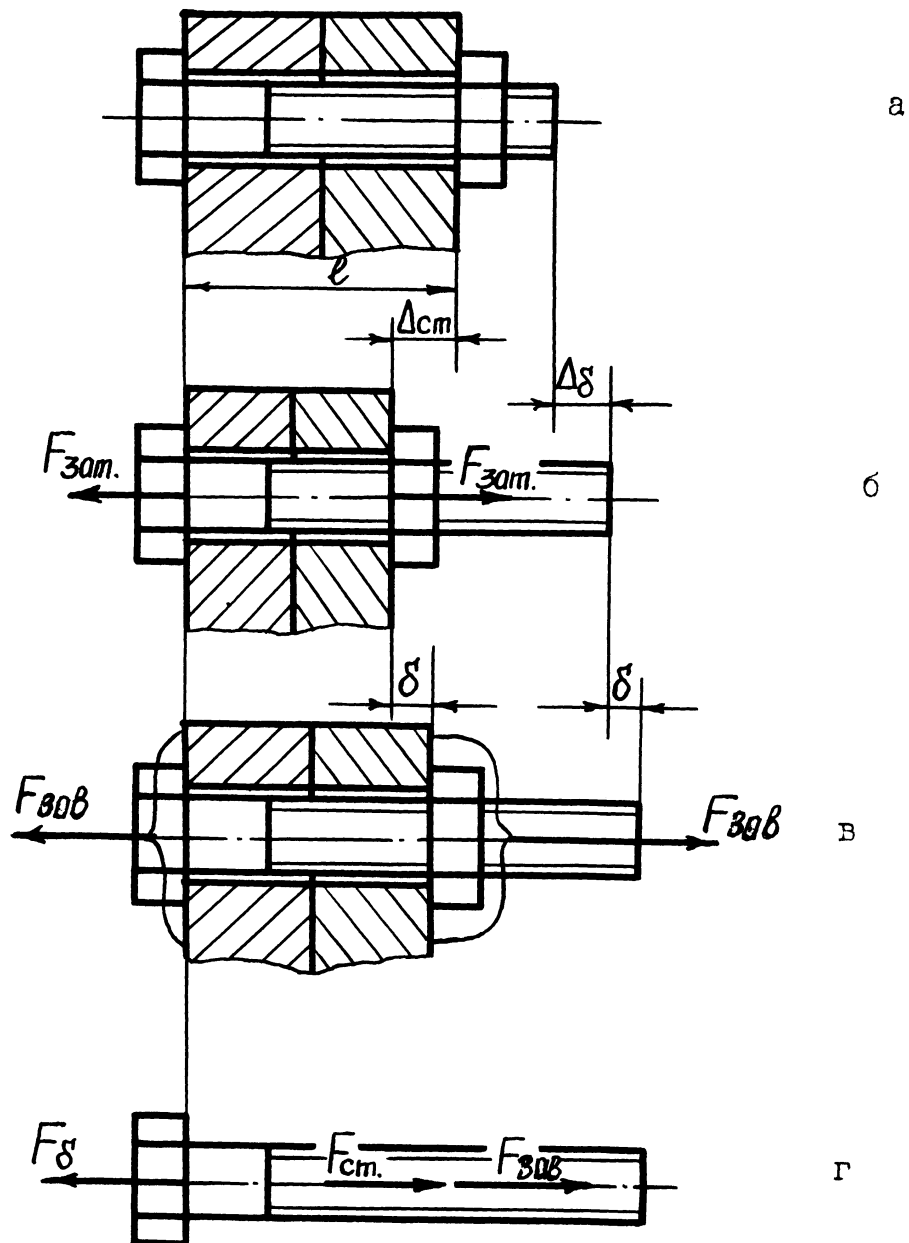


Рисунок 7.1 – Схема деформацій і сил у болтовому з'єднанні

Графічна інтерпретація роботи болтового з'єднання показана на рисунку 7.2.

Жорсткість болта і стику на графіку зображені як тангенси кутів нахилу прямих до осі абсцис

$$C_{\delta} = \operatorname{tg} \alpha_{\delta}; \quad C_{\text{ст}} = \operatorname{tg} \alpha_{\text{ст}}. \quad (7.4)$$

До прикладання зовнішнього навантаження болт і стик зазнають тільки сили затягування (точка А). За дії зовнішнього навантаження болт подовжується на величину δ і сприймає силу F_{δ} (точка В), а стиснення стику в цей час зменшується до величини $F_{\text{ст}}$ (точка С). У точці Д болт сприймає максимальне навантаження F_{δ}^{max} , за якого стиснення стику дорівнює нулю (точка О).

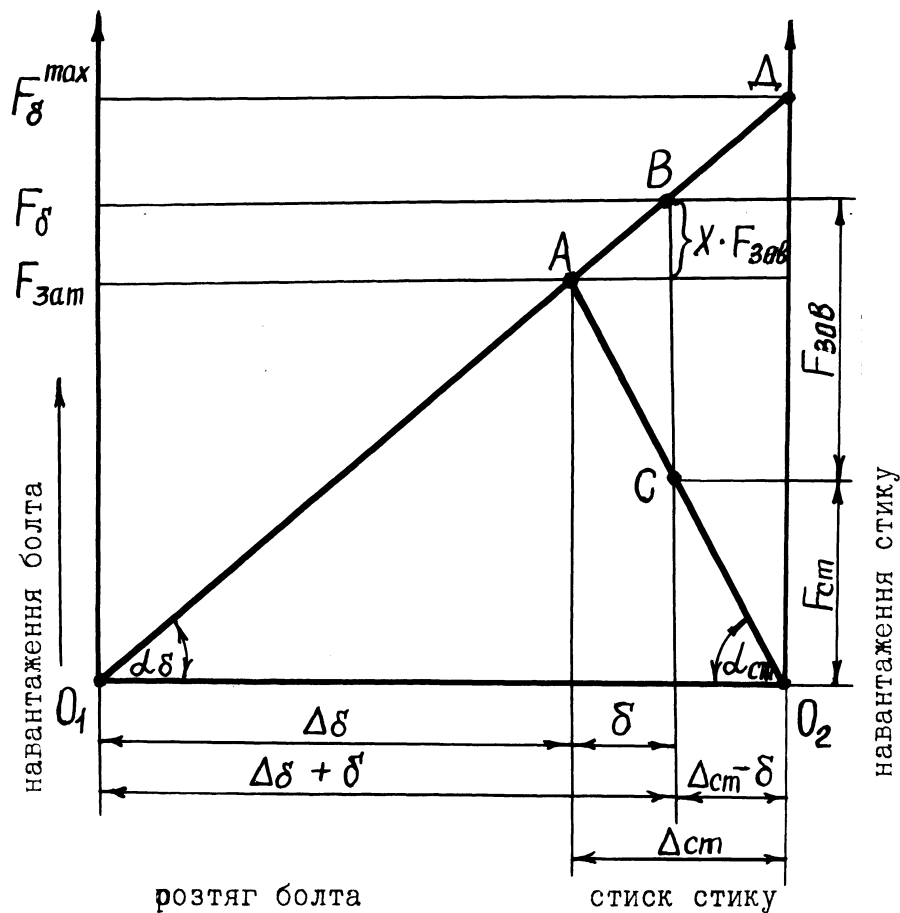


Рисунок 7.2 – Діаграма «навантаження – деформація» для болта і стику

Лабораторна установка

Експериментальна установка (рисунок 7.3) моделює роботу болтового з'єднання, що вивчають. Вона складається з основи, на якій закріплені дві стійки, в отворах яких розміщений болт М12. Жорсткості болта і стику умовно замінені жорсткостями пружин стиску (1 – болта, 2 – стику), як більш зручні для визначення деформацій. Оскільки зовнішнє навантаження на болт від з'єднуваної деталі передається через гайку, то зовнішнє навантаження можна прикласти безпосередньо до болта, що і використано в установці за допомогою пружини 3. Прапорець 4 призначений для реєстрації розкриття стику. На основі установки закріплені лінійки для вимірювання деформації пружин.

Порядок виконання роботи

Ознайомитися з улаштуванням лабораторної установки і визначити жорсткості пружин 1, 2, 3 за формулою

$$C = \frac{Gd^4}{8D^3i}, \quad (7.5)$$

де $G = 77 \text{ Н/мм}^2$ – модуль зрушення матеріалу пружини (сталь);

d – діаметр дроту пружини;

D – розрахунковий діаметр пружини, $D = D_n - d$, D_n – зовнішній діаметр пружини;

i – розрахункова кількість витків, $i = i_0 - 1.5$, i_0 – повна кількість витків пружини.

Результати розрахунку пружин занести до таблиці 7.1.

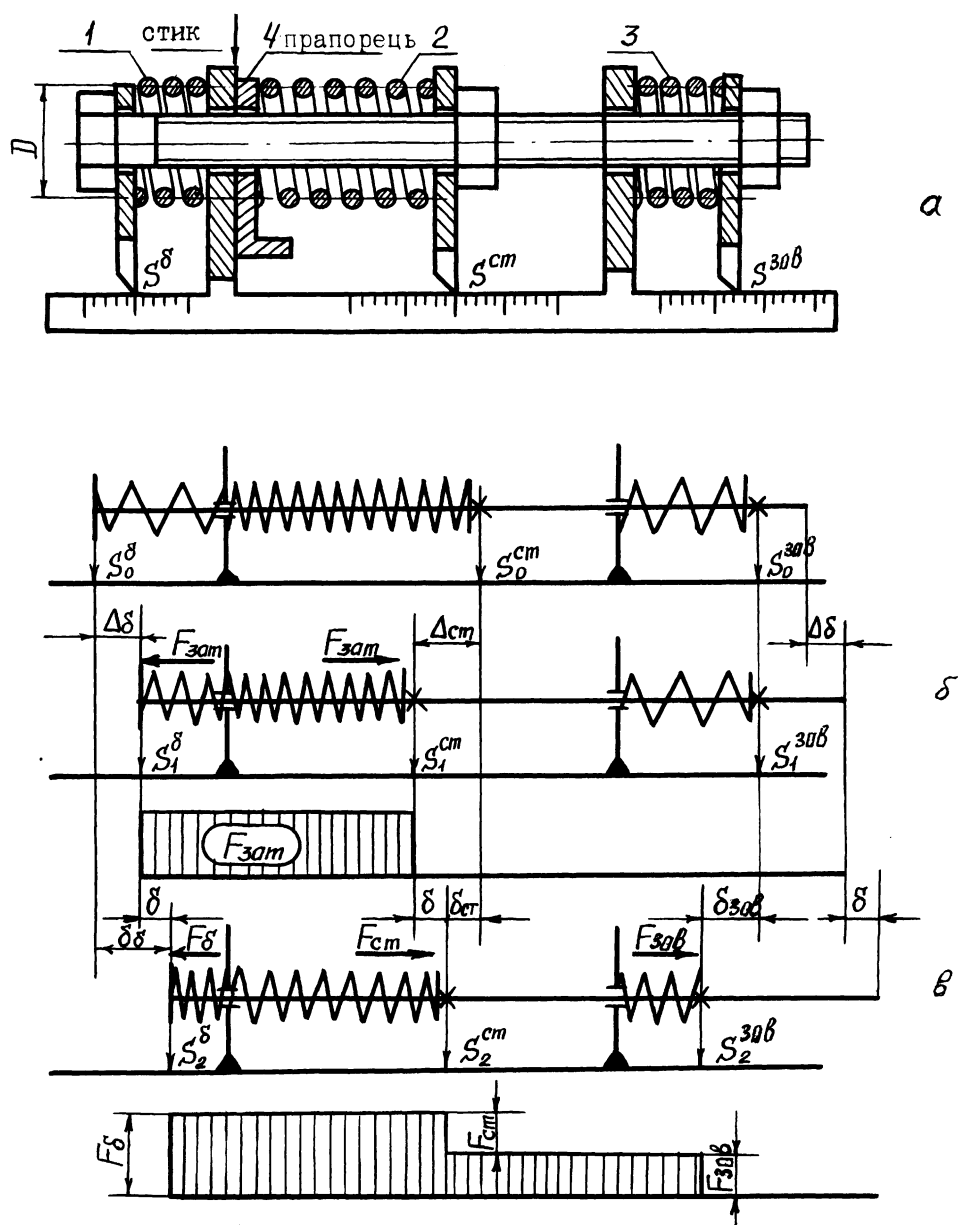


Рисунок 7.3 – Схема лабораторної установки

Таблиця 7.1

Пружина	d, мм	Д _н , мм	Д, мм	i ₀	i	C, Н/мм
Болта						
Стику						
Зовнішнього навантаження						

Поставити пружини в початкове положення, за якого навантаження, деформації пружин і зазори в стику мають дорівнювати нулю. Відмітити точки початку рахунку S_0 на лінійках болта і стику (рисунок 7.3, а) і занести їх до таблиці 7.2.

Таблиця 7.2

Параметр з'єднання	$F_{\text{зат}}=0$	$F_{\text{зат}}>0$	Δ	$F_{\text{зов}}>0$	δ	$F=c\delta$,	δ_{max} ,	F_{max} ,	χ_T	χ_E	$\Delta\chi$, %
	S_0 , мм	S_1 , мм	$S_1 - S_2$, мм	S_2 , мм	$S_2 - S_1$, мм	Н	мм	Н			
Болт											
Стик											
Зовнішнє навантаження											
Коефіцієнт зовнішнього навантаження											

Затягнути гайку болта з розрахунковим зусиллям, що відповідає деформації пружини 2 стику $\Delta_{\text{ст}} = 8...12$ мм. Отже, зусилля затягування дорівнює

$$F_{\text{зат}} = \Delta_{\text{ст}} \cdot C_{\text{ст}}, \quad (7.6)$$

при цьому прапорець поставити в горизонтальне положення, що вказує на затягнутий стик.

Позначити в таблиці 7.2 точки S_1 після прикладення сили затягування, а також обчислити деформації болта і стику $\Delta = S_1 - S_0$ (рисунок 7.3, б).

Навантажити з'єднання зовнішнім зусиллям

$$F_{\text{зов}} = 0.8F_{\text{зат}}, \quad (7.7)$$

що відповідає стиску пружини 3 на величину

$$\delta_{30B} = \frac{F_{30B}}{C_{30B}}. \quad (7.8)$$

Позначити нові точки розрахунку на всіх лінійках S_2 (рисунок 7.2, в), обчислити деформації пружин болта і стику:

$$\delta = S_1 - S_2. \quad (7.9)$$

Визначити навантаження болта і стику:

$$F = c \cdot \delta. \quad (7.10)$$

Визначити теоретичний коефіцієнт зовнішнього навантаження:

$$\chi_T = \frac{C_6}{C_6 + C_{CT}}. \quad (7.11)$$

Визначити коефіцієнт зовнішнього навантаження за експериментальними значеннями сил:

$$\chi_3 = \frac{F_6 - F_{30B}}{F_{30B}}. \quad (7.12)$$

Обчислити похибку експерименту за формулою

$$\Delta\chi = \frac{\chi_T - \chi_3}{\chi_T} \cdot 100 \%. \quad (7.13)$$

Визначити максимальне зовнішнє навантаження, за якого стик розкриється. Для цього необхідно підвищувати зовнішнє навантаження до тих пір, поки не упаде прапорець 4 (рисунок 7.3). Позначити після цього максимальні деформації пружин 1, 2, 3. Обчислити максимальні навантаження:

$$F_{\max} = \delta_{\max} c. \quad (7.14)$$

Усі результати роботи занести до таблиці 7.2.

Розвантажити всі пружини і привести установку в початкове положення.

Оформити звіт лабораторної роботи, у якому вказати мету і завдання, рисунки 7.2, 7.3 із зазначенням на них деформацій і сил, а також заповнити таблиці параметрів різьбового з'єднання.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Заблонський К. І. Деталі машин. Київ : Вища школа, 2003. 518 с.
- 2 Гайдамака А. В. Деталі машин: підруч. для студ. техн. спец. усіх форм навч. Харків : ФОП Панов А. М., 2023. 316 с.
- 3 Мороз В. І., Захарченко В. В., Братченко О. В., Надтока О. В. Основи конструювання деталей машин: опорний конспект лекцій з дисципліні «Прикладна механіка». Харків: УкрДАЗТ, 2005. Ч. 2. 137 с.
- 4 Надтока О. В., Фомін О. В. Завдання, методичні рекомендації та довідкові матеріали до виконання розрахунково-графічних та контрольних робіт з дисципліни «Деталі машин і основи конструювання». Харків: УкрДАЗТ, 2009. 67 с.
- 5 Проектування приводів загальномашинобудівного призначення: навч. посіб. / В. І. Мороз, В. В. Захарченко, О. В. Надтока та ін. Харків: УкрДУЗТ, 2020. 206 с.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання лабораторних робіт

із дисциплін
«ДЕТАЛІ МАШИН»
і *«ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ»*

Відповідальний за випуск Захарченко В. В.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 06.06.2025 р.
Умовн. друк. арк. 3,0. Тираж . Замовлення № .
Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного
транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.