

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІДОКРЕМЛЕНИЙ СТРУКТУРНИЙ ПІДРОЗДІЛ
«ЛАДИЖИНСЬКИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ
ВІННИЦЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО АГРАРНОГО УНІВЕРСИТЕТУ»

Технічна механіка

Робочий зошит для лабораторних і практичних занять
для здобувачів освітньо-професійного ступеня фахового
молодшого бакалавра зі спеціальності

208 «Агроінженерія»

Студента групи _____

Викладач:

Присяжнюк Дмитро Володимирович

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
Практична робота № 1 Умови рівноваги плоскої системи збіжних сил	4
Практична робота № 2 Аналітичні умови рівноваги плоскої системи довільно розташованих сил	9
Лабораторна робота № 1 Визначення коефіцієнта тертя ковзання.....	13
Лабораторна робота № 2 Визначення центра ваги плоских геометричних фігур.....	17
Лабораторна робота № 3 Випробування на розтяг зразка із маловуглецевої сталі.....	21
Практична робота № 3 Визначення модуля пружності і коефіцієнта Пуассона	28
Лабораторна робота № 4 Експериментальна перевірка формул для визначення осадки циліндричних гвинтових пружин.....	31
Практична робота № 4 Методика розрахунку закритих і відкритих прямозубих циліндричних передач.....	35
Лабораторна робота № 5 Визначення параметрів циліндричних зубчастих редукторів	40
Практична робота № 5 Розрахунок черв'ячних передач.....	43
ВИСНОВКИ	46
ДОДАТКИ	47
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	48

ВСТУП

Очевидно, що забезпечення навчально-виховного процесу є необхідним інструментом керування підготовкою кадрів і його неухильного удосконалення лише в тому випадку, коли є воно є системним і охоплює всі сторони процесів навчання та виховання.

Враховуючи сучасні тенденції безперервної освіти, автори пропонують розробку робочого зошита з технічної механіки, яка є невід'ємною складовою частиною підготовки здобувачів освітньо-професійного ступеня фахового молодшого бакалавра.

Навчальною програмою передбачено вивчення основних законів механіки, методів розрахунків елементів конструкцій на міцність, жорсткість і стійкість, основ проектування деталей і вузлів механізмів та машин.

Для набуття практичних навичок та поглиблення теоретичних знань з дисципліни навчальною програмою передбачено практичні та лабораторні заняття.

У зошиті коротко і доступно викладену загальну частину програми курсу технічної механіки. Крім викладу питань теоретичної частини курсу в даному зошиті велику увагу приділено практичним розрахункам типових задач.

З метою оптимізації навчальної діяльності здобувачів освітньо-професійного ступеня фахового молодшого бакалавра в робочому зошиті подано методику і послідовність звітності з лабораторних і практичних занять. Робочий зошит дає можливість скоротити час на оформлення звітів і більше часу приділити виконанню робіт, вивченню конкретних особливостей розв'язку задач та аналізу отриманих показників.

Перед кожним лабораторним та практичним заняттям здобувач освіти повинен засвоїти теоретичні відомості з відповідної теми, а під час її виконання дотримуватись правил з техніки безпеки.

На основі даних, отриманих в результаті виконання лабораторно-практичних занять, виконуються необхідні розрахунки і оформляється звіт. Після чого кожен з здобувачів освіти здійснює захист виконаної роботи в усно-письмовій формі.

Практична робота № 1

Тема: Умови рівноваги плоскої системи збіжних сил

Мета: Навчитись визначати рівновагу плоскої системи збіжних сил аналітичним та графічним способами.

Матеріально-технічне забезпечення: Індивідуальне завдання, інженерний калькулятор, креслярські інструменти.

Теоретичне обґрунтування: Плоска система збіжних сил в загальному випадку еквівалентна одній силі – рівнодіючій. Рівнодіюча плоскої системи збіжних сил $\sum F$ дорівнює геометричній сумі всіх сил системи $\sum F = \sum_{i=1}^n F_i$, чисельно рівнодіюча дорівнює: $\sum F = \sqrt{\sum F_x^2 + \sum F_y^2}$. Рівновага тіла буде забезпечена у випадку, коли рівнодіюча рівна нулю.

Аналітичною умовою рівноваги плоскої системи збіжних сил є рівність нулю алгебраїчної суми проекцій сил системи на дві довільні взаємно перпендикулярні осі:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0. \quad (2)$$

Геометричною умовою рівноваги є замкнутість силового багатокутника, побудованого на силах системи.

При розв'язуванні задач для спрощення рівнянь рівноваги координатні осі вибирають таким чином, щоб хоча б одна з осей співпадала з невідомою реакцією.

Послідовність дій при побудові силового багатокутника полягає в наступному:

1. З довільної точки O відкладають вектор сили F_1 .

2. З кінця першого вектора відкладають вектор другої сили F_2 .

3. З кінця другого вектора відкладають вектор третьої сили і т.д.

Операцію повторяють доти, доки не будуть відкладені вектори, які позначають усі задані сили.

4. Направляють замикаючий вектор від початку першого вектора (точки O) до кінця останнього F_n .

5. Визначають модуль і напрям рівнодіючої сили.

Зміст і послідовність виконання роботи

1. Вибрати згідно із своїм варіантом вихідні дані для виконання роботи.

2. Визначити проекції рівнодіючої на координатні осі як суму проекцій заданих сил на ці осі:

$$R_x = \sum_1^n F_{ix} = 0; \quad (3)$$

$$R_y = \sum_1^n F_{iy} = 0. \quad (4)$$

4. Визначити модуль на напрямок рівнодіючої аналітичним способом.

5. Вибрати масштаб сил μ_F .

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		Літ.	Арк.	Аркушів
Розробив							4	
Перевірив								
Рецензент								
Н. контроль								
Затвердив								

6. Визначити довжини векторів, які відповідатимуть в масштабі заданим силам.
7. Побудувати силовий багатокутник.
8. Визначити модуль та напрямок рівнодіючої графічним способом.
9. Порівняти отримані значення з допомогою аналітичного та графічного способів.

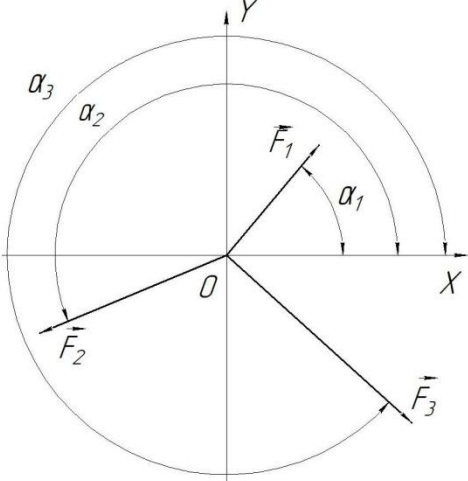
Знати: Рівняння рівноваги плоскої системи збіжних сил.

Вміти: Проектувати силу на осі координат, будувати силовий багатокутник, знаходити рівнодіючу плоскої системи збіжних сил аналітичним та графічним способами.

Виконання роботи

До точки прикладені три сили: F_1 , F_2 , F_3 , що лежать в одній площині і утворюють з віссю X кути α_1 , α_2 , α_3 . Визначити аналітичним та графічним способами величину і напрям їх рівнодіючої. Вихідні дані вибрати з таблиці 1 згідно з варіантом (номер варіанту відповідає номеру студента за списком у журналі).

Таблиця 1 – Вихідні дані для знаходження рівнодіючої сили плоскої системи збіжних сил

Номер варіанту						
	Задані сили, Н			Кути між силою F і віссю X , град		
	F_1	F_2	F_3	α_1	α_2	α_3
1	2	3	4	5	6	7
1	4	8	2	45	135	315
2	1	6	9	60	110	225
3	3	4	6	110	20	310
4	9	1	4	20	210	90
5	8	7	9	60	120	300
6	4	3	6	45	90	180
7	2	1	9	150	240	270
8	3	4	5	60	300	90
9	1	7	3	120	60	20
10	7	8	9	150	45	330
11	2	8	5	135	30	290
12	3	2	9	140	90	120
13	4	6	2	20	200	270
14	5	7	8	45	180	240

15	6	5	3	180	225	45
----	---	---	---	-----	-----	----

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6	7
16	7	5	4	210	130	30
17	6	3	9	80	120	330
18	5	4	3	75	180	225
19	4	7	2	60	140	220
20	3	5	6	40	160	270
21	2	7	9	20	110	200
22	8	6	4	135	210	330
23	3	7	8	300	60	150
24	5	9	6	270	1120	60
25	4	6	8	90	150	270
26	5	2	7	30	180	225
27	3	4	6	45	150	240
28	2	8	3	120	180	300
29	6	5	3	60	135	270
30	9	7	4	330	120	210

Розв'язок

Аналітичний спосіб

1. Проводимо координатні осі і відкладаємо сили під заданими кутами (рис. 2).

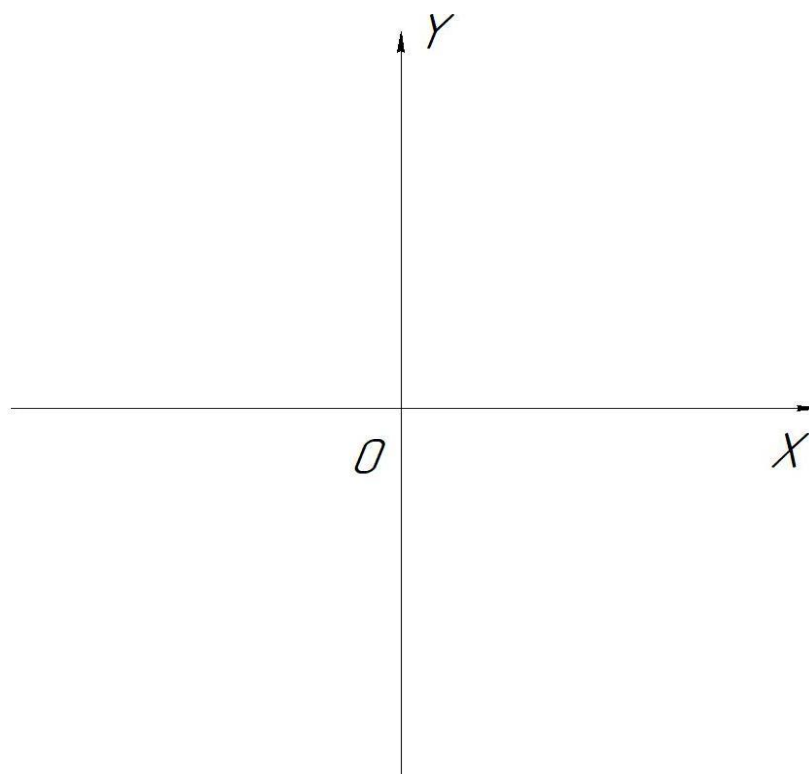


Рисунок 2 – Кути нахилу заданих сил

2. Визначаємо проекції рівнодіючої на координатні осі як суму проекцій заданих сил на ці осі:

$$R_x = \sum_1^n F_{ix} = F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 + F_3 \cos \alpha_3 ;$$

					Арк
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата	
					6

$$R_x = \sum_1^n F_{ix} = \dots \cdot \cos \dots + \dots \cdot \cos \dots + \dots \cdot \cos \dots = \dots \text{ Н};$$

$$R_y = \sum_1^n F_{iy} = F_1 \sin \alpha_1 + F_2 \sin \alpha_2 + F_3 \sin \alpha_3;$$

$$R_y = \sum_1^n F_{iy} = \dots \cdot \sin \dots + \dots \cdot \sin \dots + \dots \cdot \sin \dots = \dots \text{ Н};$$

3. Визначаємо модуль рівнодіючої:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{(\dots)^2 + (\dots)^2} = \dots \text{ Н}.$$

4. Визначаємо кут рівнодіючої α між напрямком R і віссю X :

$$\cos \alpha = \frac{R_x}{R} = \frac{\dots}{\dots} = \dots; \quad \sin \alpha = \frac{R_y}{R} = \frac{\dots}{\dots} = \dots$$

Оскільки косинус і синус кута α , то кут α повинен розміщуватись учверті. Знаходимо кут α : $\alpha = \dots^\circ$. Відлічуємо цей кут від осі X проти руху годинникової стрілки і проводимо рівнодіючу R .

Графічний спосіб

1. Вибираємо масштаб сил $\mu_F = \dots \text{ Н/мм}$.

2. Визначаємо довжини векторів, які будуть відповідати заданим силам:

$$l_{F1} = \frac{F_1}{\mu_F} = \frac{\dots}{\dots} = \dots \text{ мм};$$

$$l_{F2} = \frac{F_2}{\mu_F} = \frac{\dots}{\dots} = \dots \text{ мм};$$

$$l_{F3} = \frac{F_3}{\mu_F} = \frac{\dots}{\dots} = \dots \text{ мм};$$

3. Будуємо силовий багатокутник (рис. 2) за поданою вище методикою.

4. Вимірюємо довжину вектора, який відповідає рівнодіючій силі:

$$l_R = \dots \text{ мм}.$$

5. Визначаємо модуль рівнодіючої:

$$R = l_R \cdot \mu_F = \dots \cdot \dots = \dots \text{ Н}.$$

6. Вимірюємо кут між горизонталлю рівнодіючою силою $\alpha = \dots^\circ$

Порівняння отриманих значень з допомогою аналітичного та графічного способів

1. Рівнодіюча сила:

$$\Delta R = \frac{R_a - R_{\text{граф}}}{R_{\text{граф}}} \cdot 100\% = \frac{\dots - \dots}{\dots} \cdot 100\% = \dots \%$$

2. Кут рівнодіючої α між напрямком R і віссю X :

$$\Delta \alpha = \frac{\alpha_a - \alpha_{\text{граф}}}{\alpha_{\text{граф}}} \cdot 100\% = \frac{\dots - \dots}{\dots} \cdot 100\% = \dots \%$$

						Арк
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		7

•
O

Рисунок 2 – Силовий багатокутник

Висновки:

						Арк
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		8

Практична робота № 2

Тема: Аналітичні умови рівноваги плоскої системи довільно розташованих сил

Мета: Закріпити теоретичні знання при вивченні умови рівноваги плоскої системи довільно розміщених сил на прикладі визначення реакцій опор заданої двохопорної балки.

Матеріально-технічне забезпечення: Індивідуальне завдання, інженерний калькулятор, креслярські інструменти.

Теоретичне обґрунтування: Плоска система довільно розташованих сил в загальному випадку еквівалентна одній силі (головному вектору $R_{\text{гол}}$) та одній парі (момент якої називається головним моментом $M_{\text{гол}}$) і намагається надати тілу поступального та обертального рухів одночасно. Розглянуті раніше системи збіжних сил та пар – окремі випадки довільної системи сил. Рівновага тіла буде забезпечена у випадку рівності нулю і головного вектора $R_{\text{гол}}=0$, і головного моменту $M_{\text{гол}}=0$ системи.

Аналітичною умовою рівноваги плоскої системи довільно розташованих сил її рівність нулю алгебраїчних сум проекцій сил системи на дві довільні взаємно перпендикулярні осі та алгебраїчної суми моментів сил системи відносно будь-якої точки площини:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^n M_o(F_i) = 0. \quad (3)$$

В деяких випадках рівняння рівноваги зручно застосовувати в такому вигляді:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \sum_{i=1}^n M_A(F_i) = 0; \sum_{i=1}^n M_B(F_i) = 0; \quad (4)$$

(вісь X не може бути перпендикулярна відрізка AB)

$$\sum_{i=1}^n M_A(F_i) = 0; \sum_{i=1}^n M_B(F_i) = 0; \sum_{i=1}^n M_C(F_i) = 0; \quad (5)$$

(точки A , B і C не повинні лежати на одній прямій)

Для рівноваги плоскої системи паралельних сил необхідно і достатньо, щоб дорівнювали нулю алгебраїчна сума всіх сил $\sum_{i=1}^n (\pm F_i) = 0$ і алгебраїчна сума моментів всіх сил відносно довільної точки площини дії сил $\sum_{i=1}^n M_o(F_i) = 0$, або в іншому вигляді: $\sum_{i=1}^n M_A(F_i) = 0$ і $\sum_{i=1}^n M_B(F_i) = 0$ (пряма AB не повинна бути паралельною силам).

При складанні рівнянь рівноваги слід звернути особливу увагу на раціональний вибір напрямку координатних осей та положення центру моментів: координатну вісь доцільно проводити перпендикулярно одній з невідомих сил.

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив								
Перевірив								
Рецензент								
Н. контроль								
Затвердив								
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						9		

Зміст і послідовність виконання роботи

1. Вибрати згідно із своїм варіантом вихідні дані для виконання роботи.
2. Зобразити двохопорну балку з діючими на неї навантаженнями.
3. Вибрати систему координат XU .
4. Зобразити розрахункову схему.
5. Скласти рівняння рівноваги для отриманої системи на визначити невідомі реакції опор.
6. Здійснити перевірку отриманих результатів.

Знати:

1. Опори балок та їх реакцію.
2. Рівняння рівноваги плоскої системи довільно розташованих сил.
3. Визначення моменту сили відносно точки та правило знаків.

Вміти:

1. Замінювати зв'язки реакціями.
2. розкладати силу на складові за заданими напрямками.
3. Проектувати силу на вісь.
4. Замінювати розподілене навантаження зосередженою силою.
5. Обчислювати момент сили відносно точки.

Виконання роботи

Для заданої двохопорної балки (рис. 1) визначити опорні реакції. Балка навантажена зосередженою силою F , яка нахилена до балки під кутом α ; рівномірно розподіленим навантаженням q ; парою сил з моментом M .

Варіанти вихідних даних вибрати з табл. 1.

Таблиця 1 – Варіанти вихідних даних

Варіант вихідних даних	Сила F , Н	Розподілене навантаження q , Н/м	Момент M , Нм	Кут нахилу α , град.	Відстані, м		
					a	b	c
1	40	5	10	30	9	4	3
2	25	2	20	45	3	3	6
3	16	10	14	25	5	5	8
4	50	3	15	50	4	7	2
5	45	8	40	40	6	9	7
6	20	15	25	20	5	6	4
7	30	4	22	60	2	8	3
8	18	12	18	35	7	3	2
9	35	9	12	55	6	5	4
10	12	14	50	25	8	2	5

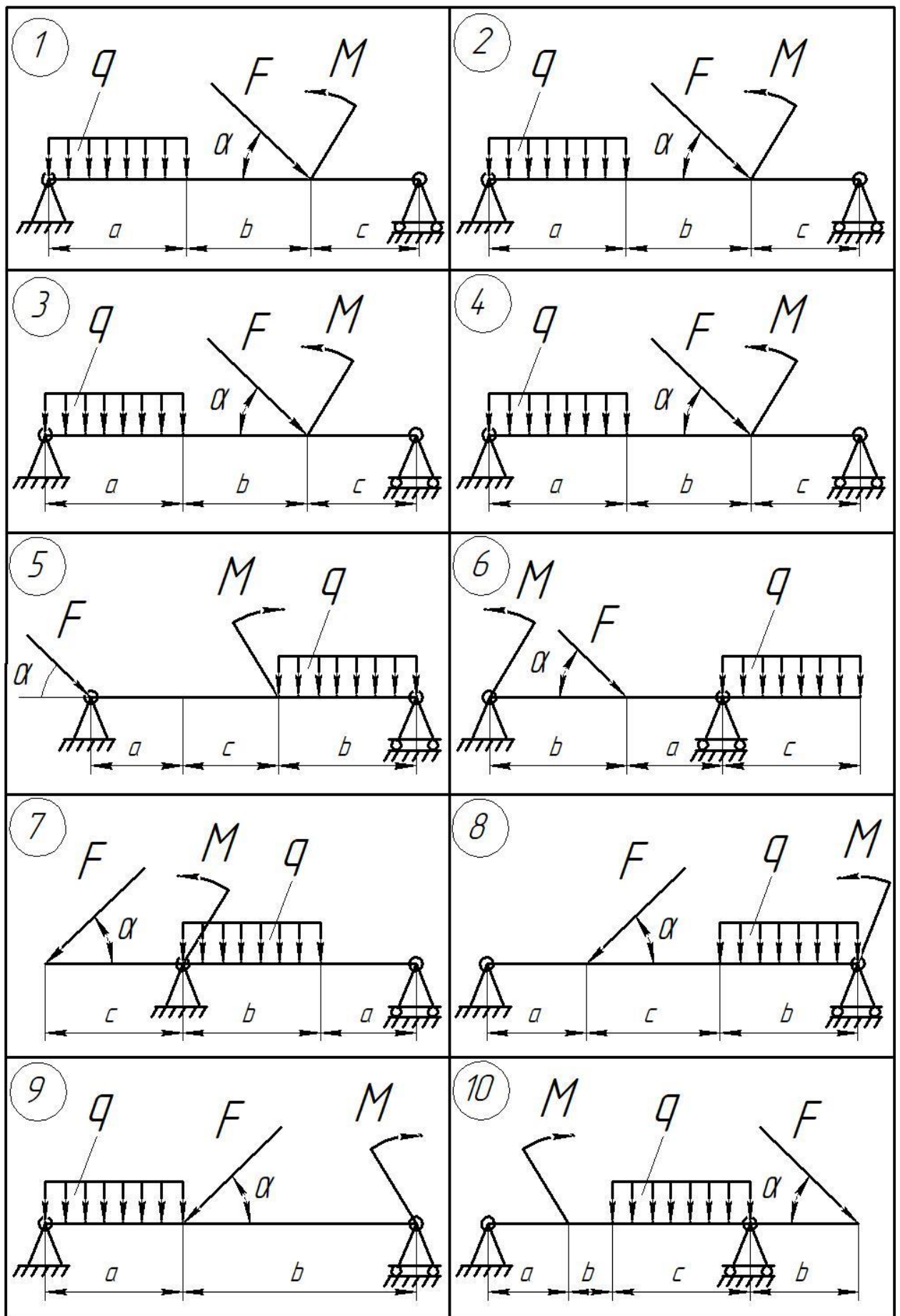


Рисунок 1 – Схеми навантаження двохопорних балок

Розв'язок

1. Згідно із варіантом завдання зображаємо балку з діючим на неї навантаженням (рис. 2), позначивши точками межі силових ділянок (точками A і B позначають опори балки). Вибираємо систему координат XU .

Рисунок 2 – Навантажена двохопорна балка

2. Розглядаємо балку, як вільне тіло, звільнивши її від в'язей і замінивши їх дію реакціями. Силу F розкладаємо на складову F_x та F_y . Рівномірно розподілене навантаження q замінюємо зосередженою силою Q .

3. Для отриманої системи довільно розташованих сил складаємо рівняння рівноваги, вибравши за центри моментів точки A і B (точки опор):

$$\sum_{i=1}^n M_A(F_i) =$$

$$\sum_{i=1}^n M_B(F_i) =$$

$$\sum_{i=1}^n F_{xi} =$$

4. Визначаємо невідомі реакції опор:

$$R_{AX} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{ Н};$$

$$R_{AY} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{ Н};$$

$$R_B = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ Н}.$$

5. Перевіряємо правильність отриманих результатів:

$$\sum_{i=1}^n F_{yi} =$$

Умова рівноваги виконується, отже, реакції опор визначено вірно.

Висновки:

						Арк
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		12

Лабораторна робота № 1

Тема: Визначення коефіцієнта тертя ковзання

Мета: Ознайомитись з наближеними методами визначення коефіцієнта тертя ковзання різних матеріалів.

Матеріально-технічне забезпечення: Прилад для визначення коефіцієнта тертя ковзання по похилій площині, секундомір, зразки з різних матеріалів.

Теоретичне обґрунтування: При спробі зрушити одне тіло відносно іншого завжди з'ясовується, що між сухими твердими тілами виникає сила тертя ще до початку руху. Це явище називають **застосом**.

При опорі одного тіла силою ваги $\vec{G}$ на друге, крім нормальної реакції $\vec{N}$ при дії рушійної сили P виникає дотична реакція – сила тертя T .

Із збільшенням рушійної сили сила тертя також збільшується і досягає крайньої величини T_{zp} , потім з початком руху сила тертя дещо зменшується. Сила тертя завжди направлена в сторону, протилежну напрямку переміщенню тіла.

Тертя представляє собою складний комплекс механічних (зрушення, зминання виступів поверхні контакту), електричних і хімічних явищ. Величина сили тертя ковзання залежить не лише від матеріалу, шорсткості поверхні відносної швидкості ковзання, але і від цілого ряду інших причин: вологості, температури. Участь впливу всіх факторів не представляється можливим, тому обмежується приблизним визначенням значення сили тертя по закону Кулона.

Сила тертя ковзання пропорційна силі, нормальній поверхні тіл, що дотикаються; залежить від роду тертьових поверхонь (їх матеріалу, обробки, змащування) і не залежить від величини площі тертьових поверхонь.

Відношення граничної сили тертя до нормальної сили тиску називається **статичним коефіцієнтом тертя**:

$$f_0 = \frac{T_{zp}}{T}, \quad (1)$$

де f_0 – безрозмірна величина.

$$T_{zp} - H: N - H.$$

Сила тертя відхиляє повну реакцію $\vec{R}$ від нормалі на кут α_0 - кут тертя спокою.

Тангенс кута тертя спокою рівний статичному коефіцієнту тертя:

$$tg \alpha_0 = \frac{T_{zp}}{N} = f_0. \quad (2)$$

Відношення сили тертя при русі до сили нормального тиску називається **динамічним коефіцієнтом тертя ковзання**. Він дещо менший статичного коефіцієнта тертя ковзання.

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив								
Перевірив								
Рецензент								
Н. контроль								
Затвердив								
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						13		

Коефіцієнт тертя ковзання визначається дослідним шляхом, а також різними способами. Найбільш часто ці коефіцієнти для двох матеріалів (сталь по сталі, чавун по сталі, гума по сталі) визначаються при допомозі горизонтальної чи похилої площини.

Зміст і послідовність виконання роботи

1. Познайомитись з приладом для визначення коефіцієнта тертя на похилій площині.
2. Накреслити принципову схему приладу і показати сили, які прикладені до зразка, вказати матеріали, для яких визначається коефіцієнт тертя.
3. Підготувати зразок і площину для випробовування.
4. Встановити зразок на площину і за допомогою гвинта збільшувати кут підйому до тих пір, поки зразок не почне рухатись під дією власної сили ваги (дослід повторити не менше трьох разів).
5. Встановити площину під кутом α , більшим від кута α_0 . Тоді зразок почне рухатись.
6. Визначити час руху t від початку руху до того моменту, поки зразок пройде шлях S (дослід повторити не менше трьох разів).
7. Обчислити коефіцієнт тертя спокою f_0 і руху f . Значення коефіцієнта визначається як середнє арифметичне всіх дослідів для даного зразка.
8. Перевірити закони тертя.
9. Перевірити умову самогальмування.
10. Порівняти отриманий коефіцієнт тертя для даного матеріалу з вказаними в довідковій літературі.
11. Написати висновок.

Знати: Формули для визначення коефіцієнта тертя спокою f_0 , а також динамічного коефіцієнта тертя f .

Вміти: Визначати дослідним шляхом статичний і динамічний коефіцієнт тертя.

Таблиця 1 – Визначення статичного коефіцієнта тертя ковзання

Матеріал плити	Матеріал зразка		
	а)	б)	в)
Кут нахилу площини до горизонту α_0 , град.			
Замір №1			
Замір №2			
Замір №3			
Середнє значення			
Статичний коефіцієнт $f_0 = tg \alpha_0$			

1. Визначаємо величину похибки значення статичного коефіцієнта тертя для кожного матеріалу зразка:

$$\Delta f_0 = \left| \frac{f_0 - f_T}{f_T} \right| \cdot 100\% \leq 5\%, \quad (3)$$

де f_T – табличне значення статичного коефіцієнта тертя для матеріалу зразка і матеріалу плити (додаток 1).

Таблиця 2 – Визначення динамічного коефіцієнта тертя ковзання

Матеріал плити		Матеріал зразка		
		а)	б)	в)
Кут нахилу площини до горизонту α_0 , град.				
Шлях, пройдений зразком S , м				
Час руху t , с. Замір №1				
По секундоміру	Замір №2			
	Замір №3			
	Середнє значення			

2. Динамічний коефіцієнт тертя ковзання f визначається за формулою:

$$f = \operatorname{tg} \alpha - \frac{2 S}{g t^2 \cdot \cos \alpha}, \quad (3)$$

де α – град; S – м; t – с.

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння тіла.

3. Визначаємо величину похибки значення динамічного коефіцієнта тертя для кожного матеріалу зразка:

$$\Delta f = \left| \frac{f - f_T}{f_T} \right| \cdot 100\% \leq 10\%, \quad (4)$$

де f_T – табличне значення динамічного коефіцієнта тертя для матеріалу зразка і матеріалу плити (додаток 1).

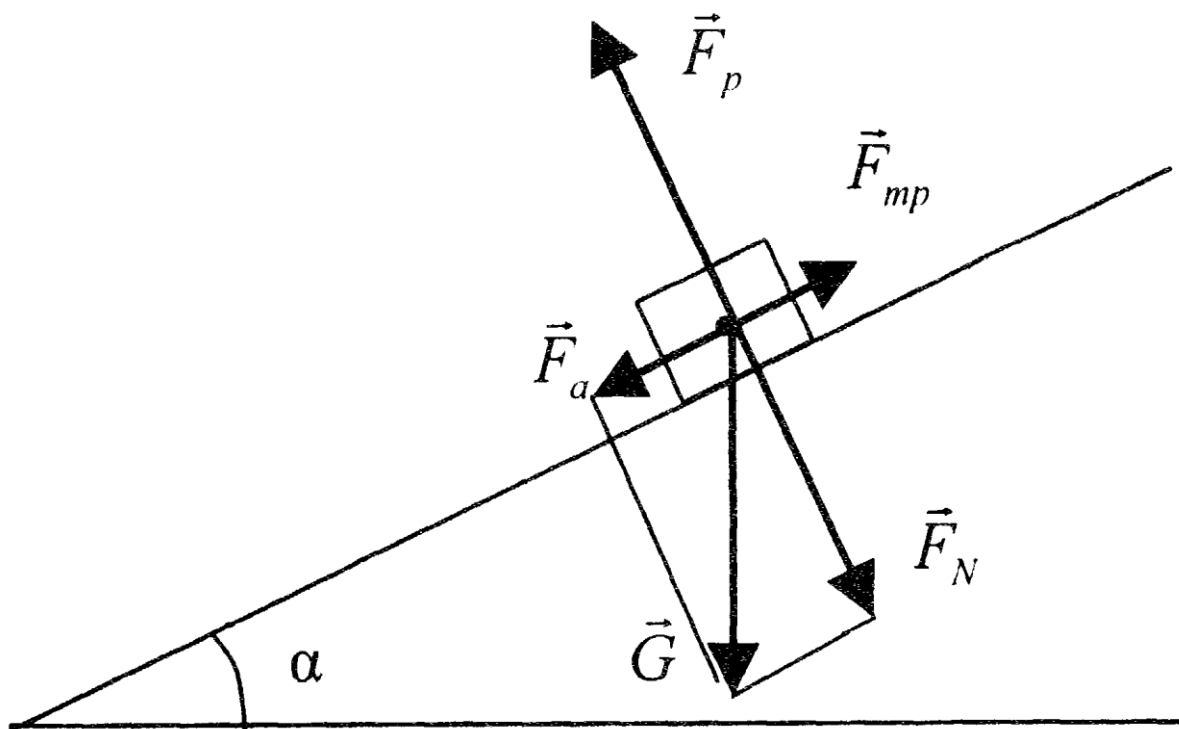


Рисунок 1 – Сили, що діють на тіло, яке знаходиться на похилій площині

Висновки:

Контрольні запитання

1. Які фактори впливають на величину сили тертя?
2. Як змінюється сила тертя при переході тіла від спокою до руху?
3. Чи залежить величина коефіцієнта тертя ковзання від величини сили нормального тиску?
4. Як впливає мащення на величину коефіцієнта тертя?
5. Як впливає шорсткість поверхні на величину коефіцієнта тертя?
6. Як визначити теоретичне значення:
 - а) статичний коефіцієнт тертя;
 - б) динамічний коефіцієнт тертя.
7. Пояснити спосіб визначення відхилення між дослідним і теоретичним значеннями коефіцієнтів тертя.
8. Як визначити дослідне значення:
 - а) статичний коефіцієнт тертя;
 - б) динамічний коефіцієнт тертя.
9. Чи потрібно знати величину сили ваги зразка при визначенні дослідного значення коефіцієнта тертя ковзання?
10. Який повинен бути кут нахилу площини, щоб забезпечити самогальмування (нерухоме положення тіла на похилій площині)?

Лабораторна робота № 2

Тема: Визначення центра ваги плоских геометричних фігур

Мета: Визначити положення центра ваги складних фігур аналітичним і дослідним методами.

Матеріально-технічне забезпечення: Пристрій для визначення центра ваги, лінійка, набір геометричних плоских фігур.

Теоретичне обґрунтування: Матеріальні тіла складаються з елементарних частин, розміщення яких к просторі визначаються їх координатами. Сили притягання кожної частини до Землі можна вважати системою паралельних сил, рівнодійна цих сил називається силою тяжіння тіла. Центр ваги – це точка прикладання сили ваги.

Центр ваги – це геометрична точка, яка може бути розміщена і не в тілі (наприклад, диск з отвором). Велике практичне значення має визначення центра ваги тонких плоских однорідних пластин. Їх товщиною завжди можна знехтувати і вважати, що центри ваги розміщені в площині. Якщо координатну площину XOY розглядати з площиною фігури, то положення центра ваги визначається двома координатами:

$$X_c = \frac{\sum S_x}{\sum A_i} = \frac{S_{x_1} + S_{x_2} + \dots + S_{x_n}}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}, \quad (1)$$

$$Y_c = \frac{\sum S_y}{\sum A_i} = \frac{S_{y_1} + S_{y_2} + \dots + S_{y_n}}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}, \quad (2)$$

де A_i – площа частини фігури, мм²;

S_x, S_y – статичні моменти відносно осей X та Y :

$$S_x = A \cdot y; \quad (3)$$

$$S_y = A \cdot x; \quad (4)$$

x, y – координати центра ваги частин фігури, мм.

Зміст і послідовність виконання роботи

1. Ознайомитись з пристроєм для визначення центра ваги плоскої фігури.
2. Виміряти розміри плоскої фігури та виконуємо її креслення в раціональному масштабі.
3. Розбити фігуру на прості, пронумерувати їх, визначити площу і координати центра ваги окремих фігур.
4. Визначити статичні моменти кожної фігури.
5. Визначити координати центра всієї фігури аналітичним методом.
6. Підвісити фігуру в одній точці, провести олівцем лінією підвісу. Повторити це і для другої точки плоскої фігури. Точки перетину цих двох ліній і є центром ваги.

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив								
Перевірив								
Рецензент								
Н. контроль								
Затвердив								
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						17		

7. Порівняти результати визначення центра ваги плоскої фігури аналітичним і дослідним методами.

8. Написати висновок.

Знати: Формули для визначення координат центра ваги плоских геометричних фігур.

Вміти: Визначити дослідним методом координати центра ваги фігури.

Креслення плоскої фігури

						Арк
						18
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Розрахунки

Висновки:

						Арк
						19
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Контрольні запитання

1. Чи можна розглядати силу ваги тіла як рівнодійну системи паралельних сил?
2. Чи можливе розміщення центра ваги поза твердим тілом?
3. В чому суть дослідного визначення центра ваги плоскої фігури?
4. Як визначається центр ваги плоскої фігури, що складається із декількох плоских фігур?
5. Як слід раціонально розбити фігуру складної форми на прості фігури при визначенні центра ваги всієї фігури?
6. Який знак має площа отворів в формулі для визначення центра ваги?
7. На перетині яких ліній трикутника знаходиться його центр ваги?
8. Де знаходиться центр ваги кругового сектора?
9. Як визначається відсоток відхилення між дослідним і аналітичним методами визначення координат центра ваги плоскої фігури?
10. Якщо плоску фігуру важко розбити на прості фігури, який спосіб визначення центра ваги може дати найбільш швидку відповідь?

						Арк
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		20

Лабораторна робота № 3

Тема: Випробовування на розтяг зразка із маловуглецевої сталі

Мета: Дослідити процес розтягу зразка із маловуглецевої сталі.

Матеріально-технічне забезпечення: Штангенциркуль, лінійка, установка для випробовування на розтяг.

Правила техніки безпеки:

1. Перевірити справність установки.
2. Перевірити закріплення зразка.
3. При роботі із зразком виконувати основні правила техніки безпеки при слюсарних роботах.

Теоретичне випробування: Випробовування на розтяг є найбільш поширеним видом випробування матеріалів, оскільки при цьому найбільш чітко виявляється характеристика міцності і пластичності матеріалів.

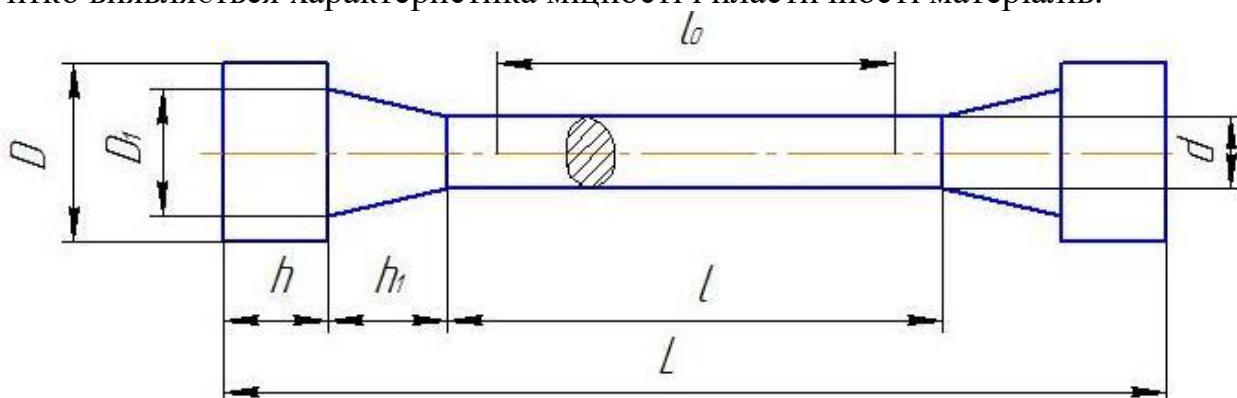


Рисунок 1 – Зразок з маловуглецевої сталі

При визначенні якості матеріалу, який випускає металургійна промисловість, один із основних видів випробовувань також прийнято випробовування на розтяг.

При статичних випробуваннях на розтяг визначаються наступні основні механічні характеристики матеріалів:

- границя пропорційності σ_{Π} – найбільше напруження, для якого справедливий закон Гука;
- границя стійкості $\sigma_{\text{с}}$ – найбільше напруження, при якому в зразку не виникають залишкові деформації;
- границя текучості $\sigma_{\text{т}}$ – напруження, при якому відбувається ріст пластичних деформацій без практичного збільшення напруження;
- границя міцності $\sigma_{\text{м}}$ – найбільше умовне напруження, яке визначається діленням максимального навантаження, витриманого зразком до руйнування, на початкову площу його поперечного перерізу;
- відносне кінцеве видовження при розриві σ – величина, яка характеризує пластичність матеріалу. Вона знаходиться відношенням кінцевої довжини зразка до його початкової довжини;

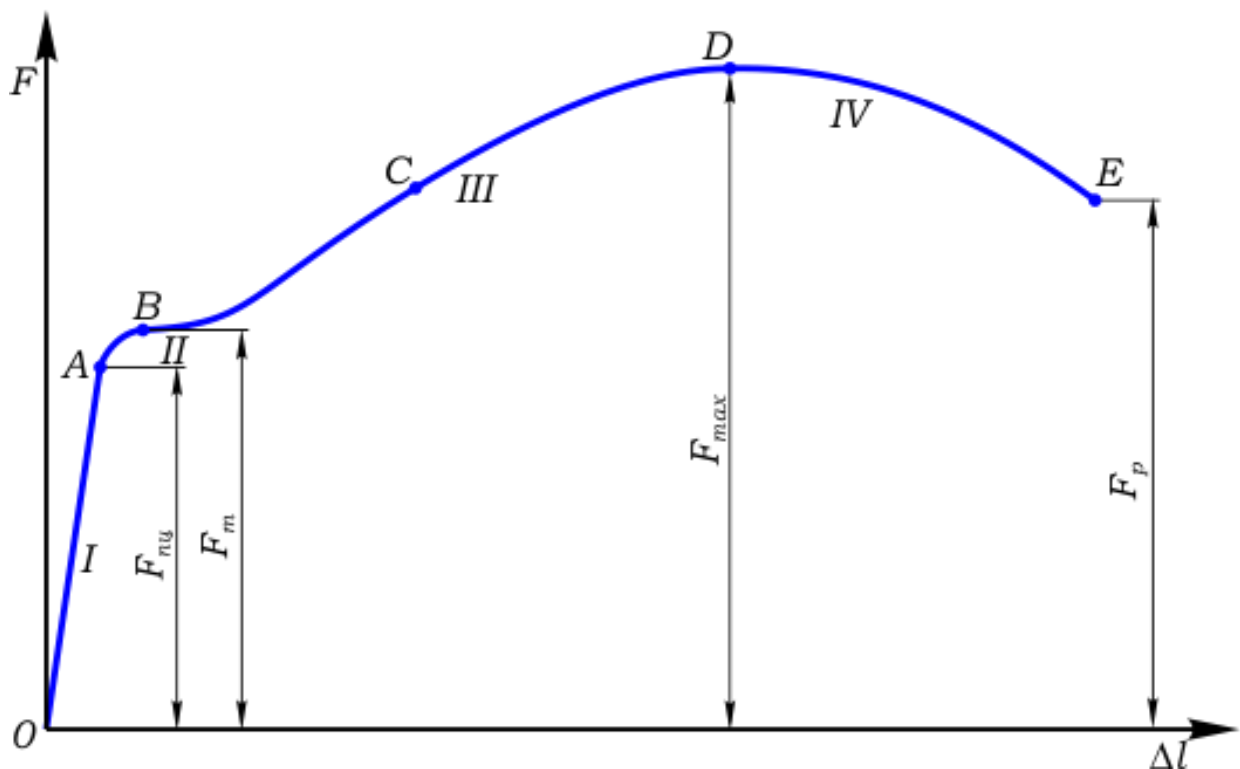
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив					Літ.	Арк.	Аркушів
Перевірив						21	
Рецензент							
Н. контроль							
Затвердив							

– відносне кінцеве звуження ψ – величина, яка характеризує пластичність матеріалу. Вона знаходиться відношенням зміни площі поперечного перерізу зразка в місці розриву до початкової площі поперечного перерізу.

Результат випробовування на розтяг найбільш наглядно можна уявити з допомогою діаграми, яка виражає залежність видовження під дією навантаження.

Діаграма розтягу дає змогу визначити межі текучості, міцності і відносне видовження. Ці характеристики мають велике значення як при виборі матеріалу для елементів конструкції, так і при розрахунках їх на міцність. При випробовуванні на розтяг можна також виявити вплив наклепу на зміну механічних властивостей матеріалу. Межі пропорційності і стійкості по діаграмі розтягу не визначають, так як для цього потребуються більш точні вимірювання.

Результати випробовування на розтяг залежать не тільки від властивостей матеріалу, але й від форми і розмірів випробувальних зразків, умов їх навантаження. Для отримання порівняльних результатів випробовування на розтяг підлягають зразки, форма, розміри і умови навантаження яких визначаються згідно ГОСТ 1497-81.



I – ділянка пропорційності; II – ділянка текучості; III – ділянка зміцнення;
IV – ділянка руйнування

Рисунок 2 – Діаграма розтягу сталюого зразка (залежність сили розтягу від абсолютного видовження)

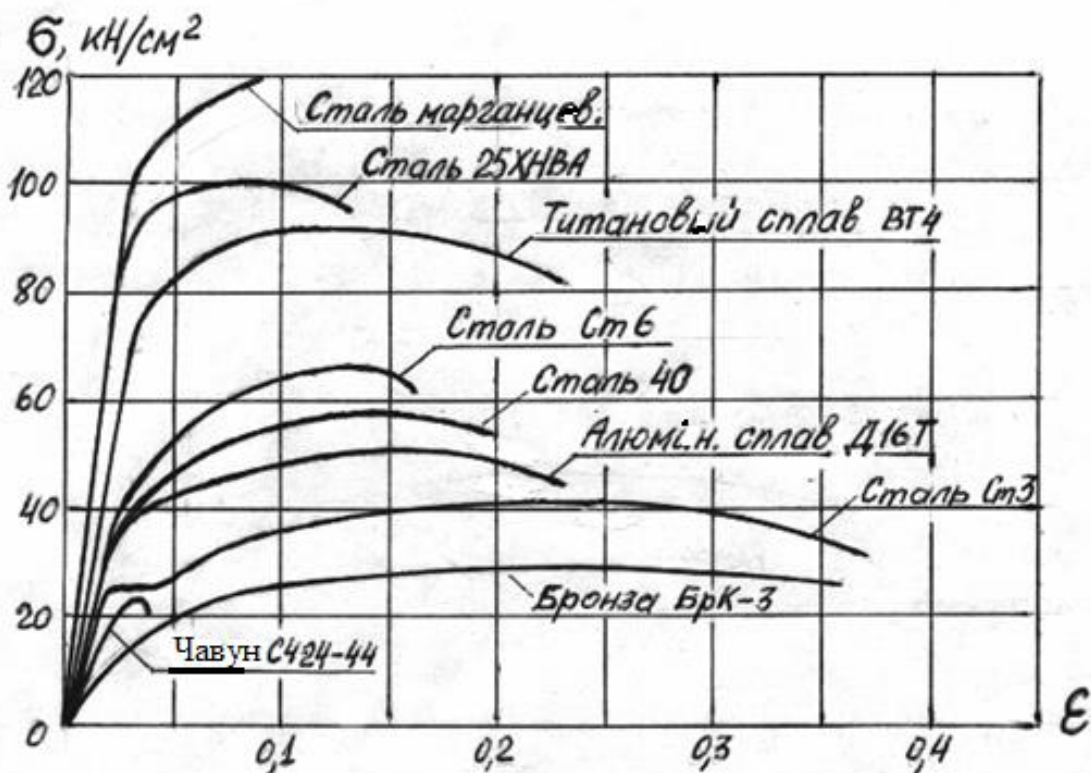


Рисунок 3 — Діаграма розтягу зразка, виготовленого з різних металів (залежність напруг розтягу від відносного видовження)

Зміст і послідовність виконання роботи

1. Познайомитись з установкою для випробовування на розтяг, принципом її роботи.
2. Виміряти діаметр і довжину зразка із мало вуглецевої сталі до випробовування, результати занести в таблицю.
3. Перевірити готовність установки до випробовування.
4. В процесі випробовування зразки визначити його видовження при різних значеннях навантаження, результати занести в таблицю.
5. Визначити діаметр і довжину зразка після розриву, результати занести в таблицю.
6. Побудувати діаграму розтягу зразка із маловуглецевої сталі.
7. Визначити наступні механічні характеристики: границю пропорційності матеріалу $\sigma_{\text{п}}$; границю міцності матеріалу $\sigma_{\text{м}}$; відносне видовження при розриві σ ; відносне звуження при розриві ψ .
8. Написати висновок про одержані результати випробовування зразка.

Знати:

1. Діаграми розтягу пластичних і крихких матеріалів.
2. Поняття відносного видовження і відносного звуження при розтягу.

Закон Гука.

Вміти:

1. Виконувати випробовування зразка на розтяг.
2. Будувати діаграму розтягу зразка із маловуглецевої сталі.
3. Визначити механічні характеристики твердого матеріалу.

Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Арк

23

Таблиця 1 – Геометричні розміри зразка з маловуглецевої сталі

До випробовування			Після випробовування		
L_0	d_0	A_0	L_k	d_k	A_k

Таблиця 2 – Результати випробовування зразка із маловуглецевої сталі

№ п/п	P, кг/см ²	F, Н	l, мм	Δl, мм	d, мм	Δd, мм	A, мм	σ, МПа	ε, %
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									
9									
10									
11									
12									
13									
14									
15									
16									
17									
18									
19									
20									

Визначаємо необхідні значення величин при виконанні даного випробування:

– сила, що діє на зразок при даному досліді, Н:

$$F_n = A \cdot g \cdot P_n = \frac{\pi D^2}{4} \cdot g \cdot P_n, \quad (1)$$

де D – діаметр поршня установки, $D=58$ мм=5,8 см;

g – прискорення вільного падіння, $g=9,81$ м/с²;

P_n – значення тиску при даному досліді, кг/см²;

– абсолютне видовження зразка при даному досліді, мм:

$$\Delta l_n = l_n - l_0, \quad (2)$$

де l_n – довжина зразка для даного досліді, мм;

l_0 – довжина зразка до початку випробувань, мм;

						Арк
						24
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

– зміна діаметра зразка при даному досліді, мм:

$$\Delta d_n = d_0 - d_n, \quad (3)$$

де d_0 – діаметр зразка до початку випробовувань, мм;

d_n – діаметр зразка при даному досліді, мм;

– площа поперечного діаметра зразка при даному досліді, мм²:

$$A_n = \frac{\pi d_n^2}{4}, \quad (4)$$

– нормальні напруження при даному досліді, МПа:

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_n}, \quad (5)$$

– відносна повздовжня деформація при даному досліді, %:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l_n}{l_0} \cdot 100\%. \quad (6)$$

Отже:

						Арк
						25
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Діаграма розтягу зразка із маловуглецевої сталі

Висновки:

						Арк
						26
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Контрольні запитання

1. Вкажіть мету роботи.
2. Що називається границею текучості і границею міцності?
3. Які механічні властивості матеріалу можна визначити по діаграмі розтягу?
4. Пояснити процес випробовування зразка.
5. Які числові параметри необхідно визначити для побудови діаграми розтягу зразка з мало вуглецевої сталі?
6. Для якої ділянки діаграми розтягу справедливий закон Гука?
7. Як змінюються властивості матеріалу зразка, якщо він попередньо розтягувався за границю текучості?
8. Як визначити відносне видовження і відносний стиск?
9. Пояснити механічний стан зразка на кожній ділянці діаграми. Як визначити розтягуючи силу для зразка?
10. Як визначити напруження розтягу по результатам випробовування?

						Арк
						27
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Практична робота № 3

Тема: Визначення модуля пружності і коефіцієнта Пуассона

Мета: Визначити модуль пружності і коефіцієнт Пуассона, користуючись числовими значеннями результатів дослідження зразка з маловуглецевої сталі на розтяг і порівняти з табличними даними.

Матеріально-технічне забезпечення: довідкова література, мікрокалькулятори.

Правила безпеки: Дотримуватись правил безпеки при користуванні мікрокалькуляторами.

Теоретичне обґрунтування: Під дією осьового навантаження стержень змінює свою довжину і розміри поперечного перерізу. Відповідно відношення між величинами поперечної і поздовжньої деформації для кожного матеріалу при розтягу чи стиску являється постійною величиною і характеризує пружні якості матеріалу.

Абсолютну величину відношення поперечної деформації ε' стержня до поздовжньої деформації ε називається коефіцієнтом Пуассона:

$$\mu = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon}. \quad (1)$$

Його можна обчислити, якщо виміряти зміну лінійних розмірів стержня в поперечному і поздовжньому напрямках при дії осьового навантаження, яке викликає тільки пружні деформації.

Зміст і послідовність роботи

1. Користуючись числовими параметрами результатів досліджень зразка на розтяг, обчислити модуль пружності E і коефіцієнта Пуассона:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \rightarrow E = \frac{\sigma}{\varepsilon}; \quad (2)$$

$$\mu = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \quad E = \frac{\Delta d}{d}. \quad (3)$$

2. Вибрати із таблиці значення модуля пружності E і коефіцієнта Пуассона μ для матеріалу зразка.

3. Обчислити за формулами значення, порівняти з табличними, визначити похибку в відсотках.

4. Сформулювати висновки.

Знати:

1. Закон Гука.

2. Формули для визначення поздовжньої ε і поперечної ε' деформації.

3. Формули для визначення розрахункового напруження при деформаціях розтяг-стиск.

4. Формули для визначення коефіцієнта Пуассона.

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив						Літ.	Арк.
Перевірив							28
Рецензент							
Н. контроль							
Затвердив							

Вміти:

1. Проводити дослідження на розтяг-стиск зразка з маловуглецевої сталі.
2. Порівнювати результати дослідних обчислень з табличними.

Розрахунки

1. Визначаємо коефіцієнт пружності:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

2. Визначаємо коефіцієнт Пуассона:

$$\mu = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon}$$

- 2.1 Визначаємо поперечну деформацію (дані вибираємо з таблиці попередньої лабораторної роботи):

$$\varepsilon' = \frac{\Delta d}{d_0} \quad (4)$$

- 2.2 Випишуємо для цих же дослідів із таблиці попередньої лабораторної роботи значення відносної повздовжньої деформації.

Отже:

						Арк
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		29

2.3 Остаточне значення (середнє):

$$\mu_{\text{сер}} = \frac{\mu_1 + \mu_2 + \dots + \mu_n}{n} = \text{—} \quad (5)$$

2.4 Порівняємо отримані значення з табличними [дод. 2] та визначимо похибку:

$$\Delta\mu = \left| \frac{\mu_{\text{д}} - \mu_{\text{т}}}{\mu_{\text{т}}} \right| \leq 10\% \quad (6)$$

Висновки:

Контрольні запитання

1. Як визначити коефіцієнт Пуассона?
2. Як визначити модуль пружності I роду?
3. Як можна збільшити точність вимірювання деформацій?
4. Які деформації, що виникають при осьовому розтягу, більші – поздовжні чи поперечні?
5. Як визначається відхилення між дослідними і теоретичними значеннями?

						Арк
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		30

Лабораторна робота № 4

Тема: Експериментальна перевірка формул для визначення осадки циліндричних гвинтових пружин

Мета: Визначити дослідним шляхом характеристику пружини, тобто залежність між осадкою пружини і осьовим навантаженням. Порівняти отримані значення осадки пружини з обчисленими теоретично.

Матеріально-технічне забезпечення: Пристрій для визначення осадки циліндричної гвинтової пружини, штангенциркуль, набір пружини різної пружності.

Правила безпеки: Перед початком випробування необхідно правильно встановити пружину, перевірити справність самого пристрою до випробування.

Теоретичне обґрунтування: Осадка гвинтової пружини, тобто переміщення точки прикладеної сили по напрямку всі пружини, можуть бути обчислені по формулі:

$$\lambda = \frac{8FD^3n}{Gd_{др}^4}, \quad (1)$$

де F – основне навантаження;

D – середній діаметр витків пружини, $D = d_{зов} - d_{др}$;

де $d_{зов}$ – зовнішній діаметр пружини, мм;

$d_{др}$ – діаметр дроту пружини, мм;

n – число витків пружини;

G – модуль зсуву, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Формула (1) наближена, так як при її доведенні не були враховані вплив поперечної сили, кривизна стержня, кута підйому витків і другі фактори. Щоб переконатися в тому, що отримані результати повністю придатні для практичного використання, потрібно виміряти осадку пружини при здатних навантаженнях дослідним шляхом і порівняти з величиною осадки пружини, обчисленою по формулі (1).

Зміст і послідовність виконання роботи

1. Виміряти діаметр дроту пружини і зовнішній діаметр витків. Обчислити середній діаметр пружини.

2. Підрахувати число робочих витків пружини. При підрахунку необхідно виключити ту частину витків, які щільно прилягають до опорних поверхонь. Робоче місце витків може бути і не цілим числом.

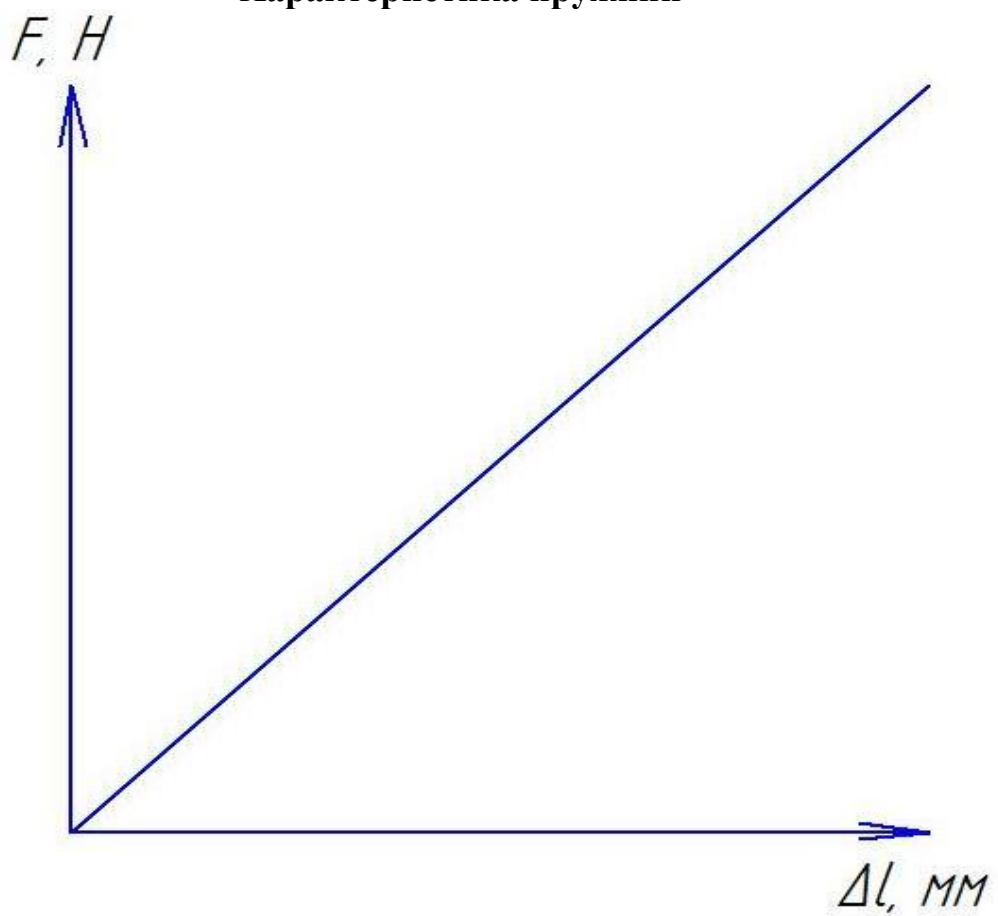
3. Обчислити осадку пружини при кількох значеннях навантаження і по отриманих значеннях побудувати теоретичну характеристику пружини.

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив						Літ.	Арк.
Перевірив							31
Рецензент							
Н. контроль							
Затвердив							

2. Визначаємо похибку:

$$\sigma = \frac{\lambda_{\text{теор}} - \lambda_{\text{досл}}}{\lambda_{\text{досл}}} \cdot 100\%$$

Характеристика пружини



Висновки:

						Арк
						33
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Контрольні запитання

1. Як зміниться осадка пружини, якщо діаметр дроту зменшити в три рази?
2. Які фактори не враховуються формулою для підрахунку величини осадки пружини?
3. Як побудувати характеристику пружини?
4. Яка залежність існує між осьовим навантаженням і переміщенням точки прикладання сили до напрямку вісі пружини?
5. Як визначити дослідне значення осадки пружини?
6. Як визначається відсоток відхилення між дослідним і теоретичним значенням осадки пружини?
7. Між якими значеннями визначається відсоткове відхилення?

						Арк
						34
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Практична робота № 4

Тема: Методика розрахунку закритих і відкритих прямозубих циліндричних передач

Мета: Ознайомитись з методикою розрахунку циліндричних передач.

Матеріально-технічне забезпечення:

1. Індивідуальне завдання.
2. Інженерний калькулятор.
3. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту.

Правила техніки безпеки:

1. Дотримуватись правил безпеки при використанні інженерних калькуляторів.

Зміст і послідовність виконання роботи

Розрахувати закриту циліндричну.....передачу, якщо: $P_1 = \dots\dots\dots$ кВт, $n_1 = \dots\dots\dots$ об/хв.; $u = \dots\dots\dots$; матеріал зубчатих коліс сталь..... Ресурс передачі $t = \dots\dots\dots$ год.

1. ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

1.1 Визначаємо частоту обертання тихохідного вала:

$$n_2 = \frac{n_1}{U} = \dots\dots\dots \text{об/хв.}$$

1.2 Знаходимо обертальний момент на валу шестерні:

$$T_1 = \frac{9,55 \cdot P_1}{n_1} = \dots\dots\dots \text{Нм.}$$

2. ВИБИРАННЯ МАРКИ МАТЕРІАЛУ, ПРИЗНАЧЕННЯ ХІМІКО-ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ ЗУБІВ, ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ НАПРУЖЕНЬ

2.1 Використовуючи таблиці [7, додатки], призначаємо для виготовлення зубчастих коліс сталь.....з термічною обробкою: нормалізація – для колеса, поліпшення – для шестерні.

2.2 Обчислюємо допустимі напруження на контактну і згинальну витривалість зубів для сталі..... поліпшення: $HV \dots\dots\dots$; $\sigma_{HP}^0 = \dots\dots\dots$ МПа; $N_{Ho} = \dots\dots\dots$; $\sigma_{FP}^0 = \dots\dots\dots$ МПа дляпередачі, $N_{Fo} = \dots\dots\dots$ – для шестерні; нормалізація: $HV \dots\dots\dots$; $\sigma_{HP}^0 = \dots\dots\dots$ МПа; $N_{Ho} = \dots\dots\dots$; $\sigma_{FP}^0 = \dots\dots\dots$ МПа для передачі, $N_{Fo} = \dots\dots\dots$ – для колеса;

Призначаючи ресурс передачі $t = \dots\dots\dots$ год, знаходимо кількість циклів зміни напружень:

$$N_{HE} = N_{FE} = 60 \cdot t \cdot n_2 = \dots\dots\dots$$

Приймаємо $K_{HL} = K_{FL} = 1$.

Допустимі напруження:

– для шестерні:

$$[\sigma]_{HP}' = \sigma_{HP}^0 \cdot K_{HL} = \dots\dots\dots \text{МПа;}$$

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив								
Перевірив								
Рецензент								
Н. контроль								
Затвердив								
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						35		

$$[\sigma]_{FP}' = \sigma_{FP}^0 \cdot K_{FL} = \dots \text{МПа.}$$

– для колеса:

$$[\sigma]_{HP}'' = \sigma_{HP}^0 \cdot K_{HL} = \dots \text{МПа;}$$

$$[\sigma]_{FP}'' = \sigma_{FP}^0 \cdot K_{FL} = \dots \text{МПа.}$$

3. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_{\omega} \geq K_a \cdot (u + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_1}{u \cdot \psi_{ba} ([\sigma]_{HP}'')^2}}$$

та нормальний модуль:

$$m_n \geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot Y_F \cdot K_{F\beta}}{z_1^2 \cdot \psi_{bd} ([\sigma]_{FP}'')^2}}$$

3.2 Визначаємо значення коефіцієнтів, що входять до формул:

$K_a = \dots$ для сталених коліс [7, додатки];

$\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,8$ – коефіцієнт ширини колеса. Приймаємо $\psi_{ba} = \dots$;

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (u + 1);$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \dots (\dots + 1) = \dots;$$

$K_{H\beta} = \dots$; $K_{F\beta} = \dots$ [7, додатки];

$K_m = \dots$ – коефіцієнт виду передачі;

$K = 1$ – для закритих передач;

$z_1 = 20 \dots 35$, приймаємо $z_1 = \dots$;

$Y_F = \dots$ – коефіцієнт форми зуба [7, додатки];

Отже:

$$a_{\omega} \geq \dots (\dots + 1) \sqrt[3]{\frac{\dots}{\dots (\dots \cdot 10^6)^2}} = \dots \text{м.}$$

За ГОСТ 1285-66 [7, додатки] приймаємо $a_{\omega} = \dots \text{мм.}$

$$m_n \geq \dots \sqrt[3]{\frac{\dots}{\dots^2 \cdot \dots (\dots \cdot 10^6)^2}} = \dots \text{мм.}$$

За ГОСТ 9563-60 [7, додатки] приймаємо $m_n = \dots \text{мм.}$

3.3 Призначаємо кут нахилу зуба і знаходимо кількість зубів шестерні і колеса.

Приймаємо $\beta = 15^\circ$ – для косозубих передач; $\beta = 0^\circ$ – для прямозубих передач.

Отже:

$$z_1 = \frac{2a_{\omega} \cdot \cos \beta}{m_n \cdot (u + 1)};$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot \dots \cos \dots}{\dots (\dots + 1)} = \dots$$

Приймаємо $z_1 = \dots$

Тоді:

$$z_2 = u \cdot z_1 = \dots = \dots$$

Приймаємо $z_2 = \dots$

3.4 Уточнюємо передаточне число, частоту обертання тихохідного вала і кут нахилу зуба:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} \dots = \dots\dots\dots; \quad n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots;$$

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot z_1 \cdot (u+1)}{2a_\omega} = \frac{\dots\dots\dots \cdot (\dots\dots\dots + 1)}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots; \quad \beta = \dots\dots\dots$$

3.5 Визначаємо розмір колового модуля (для прямозубих передач $m_t = m_n$):

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}; \quad m_t = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots$$

3.6 Знаходимо ділильні діаметри, діаметри вершин зубів і западин шестерні і колеса:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = \dots\dots\dots + 2 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = \dots\dots\dots - 2,5 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ мм};$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = \dots\dots\dots + 2 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = \dots\dots\dots - 2,5 \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ мм};$$

3.7 Уточнюємо міжосьову відстань:

$$a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{\dots\dots\dots + \dots\dots\dots}{2} = \dots\dots\dots \text{ мм}.$$

3.8 Визначаємо ширину вінця зубчастих коліс:

$$b = \psi_{ba} \cdot a_\omega = \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ мм}.$$

Приймаємо $b_1 = \dots\dots\dots \text{ мм}$ і $b_2 = \dots\dots\dots \text{ мм}$

3.9 Визначаємо колову швидкість і призначаємо ступінь точності передачі:

$$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60} = \frac{3,14 \cdot \dots\dots\dots \cdot \dots\dots\dots \cdot 10^{-3}}{60} = \dots\dots\dots \text{ м/с}.$$

Приймаємо $\dots\dots\dots$ -й ступінь точності при $v < \dots\dots\dots \text{ м/с}$.

3.10 Обчислюємо сили, які діють у зачепленні:

– колова сила:

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{\dots\dots\dots \cdot 10^3}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{ Н};$$

– осьова сила:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = \dots\dots\dots \cdot \operatorname{tg} \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ Н};$$

– радіальна сила:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \dots\dots\dots \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{ Н}.$$

4. ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК НА КОНТАКТНУ І ЗГІНАЛЬНУ ВИТРИВАЛІСТЬ ЗУБІВ

4.1 Перевіряємо контактну витривалість зубів:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (u + 1)}{d_1 \cdot b_2 \cdot u}} \leq [\sigma]_{HP}.$$

4.2 Знаходимо коефіцієнти, що входять до даної формули:

$Z_H = \dots\dots\dots$ при $\beta = \dots\dots\dots$ [7, додатки];

$$Z_M = \dots \dots \dots \text{Па}^{1/2} [7, \text{додатки}];$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}};$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cdot \cos \beta;$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/\dots + 1/\dots)] \cdot \cos \dots = \dots$$

Отже:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\dots}} = \dots;$$

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$$

(Для прямозубих передач $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$)

$$K_{H\alpha} = \dots [7, \text{додатки}];$$

$$K_{H\beta} = \dots [7, \text{додатки}];$$

$$K_{H\nu} = \dots [7, \text{додатки}].$$

Отже:

$$K_H = \dots \cdot \dots \cdot \dots = \dots$$

Тоді:

$$\sigma_H = \dots \cdot \dots \cdot \dots \sqrt{\frac{\dots \cdot \dots \cdot (\dots + 1)}{\dots}} = \dots \leq [\sigma]_{HP} = \dots \text{МПа}$$

4.3 Перевіряємо витривалість зубів при згині;

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_F \cdot F_t}{b \cdot m_n}.$$

4.4 Визначаємо коефіцієнти, що входять до формули:

– коефіцієнт навантаження:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu};$$

$$K_{F\alpha} = \dots [7, \text{додатки}];$$

$$K_{F\beta} = \dots [7, \text{додатки}];$$

$$K_{F\nu} = 3K_{H\nu} - 2.$$

(Для прямозубих передач $K_{F\nu} = 2K_{H\nu} - 1$).

$$K_{F\nu} = 3 \cdot \dots - 2 = \dots$$

Отже:

$$K_F = \dots \cdot \dots \cdot \dots = \dots$$

4.5 Обчислюємо еквівалентні числа зубів шестерні та колеса:

$$z'_v = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{\dots}{\dots} = \dots;$$

$$z''_v = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{\dots}{\dots} = \dots;$$

За таблицею [7, додатки], інтерполюючи, визначаємо коефіцієнт форми зуба шестерні $Y'_F \approx \dots$ при $z'_v = \dots$; і колеса $Y''_F \approx \dots$ при $z''_v = \dots$.

Порівняльна оцінка міцності зуба шестерні і колеса при згині:

$$\frac{[\sigma]_{FP}'}{Y'_F} = \frac{\dots}{\dots} = \dots \text{МПа};$$

$$\frac{[\sigma]''_{FP}}{Y_F''} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{МПа.}$$

Міцність зубів колеса виявилася....., ніж зубів шестерні, тому перевірку на витривалість за напруженням згну треба зробити для зубів.....

Значення коефіцієнта Y_β знайдемо за допомогою формули:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \dots\dots\dots \frac{\dots\dots\dots}{140^\circ} = \dots\dots\dots$$

Отже, витривалість зубів при згині:

$$\sigma_F = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots \text{МПа} \leq [\sigma]_{FP} = \dots\dots\dots \text{МПа.}$$

Висновки:

						Арк
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		39

Лабораторна робота № 5

Тема: Визначення параметрів циліндричних зубчастих редукторів

Мета: Ознайомитися з конструкцією циліндричних редукторів.

Матеріально-технічне забезпечення: циліндричний двоступінчастий або одноступінчастий (стандартний) редуктор, набір гайкових ключів, викрутка, молоток, лінійка, штангенциркуль, складне креслення редуктора.

Правила техніки безпеки: Перевірити справність інструмента, при зніманні кришки редуктора дотримуватись основних вимог техніки безпеки при зніманні.

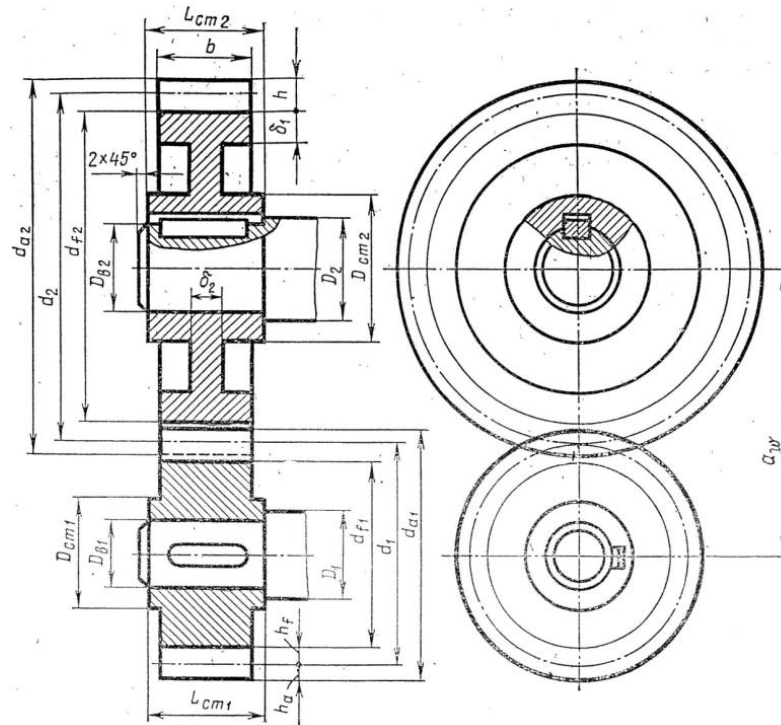


Рисунок 1 – Зубчасте зачеплення циліндричної передачі

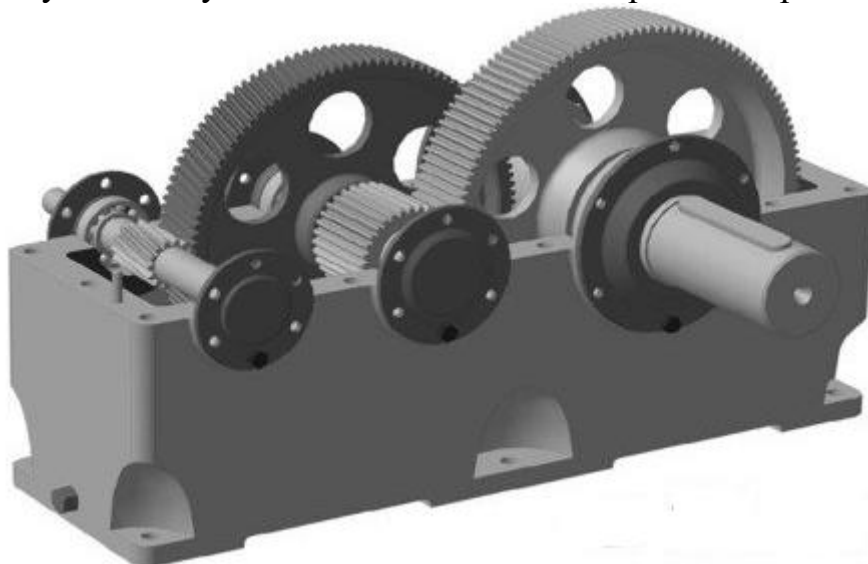


Рисунок 2 – Редуктор двоступінчастий циліндричний косозубий

Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив					Літ.		Арк.	Аркушів
Перевірив							40	
Рецензент								
Н. контроль								
Затвердив								

Зміст і послідовність виконання роботи

Таблиця 1 – Основні розміри і параметри циліндричного редуктора

№	Назва параметру і одиниця виміру	Позначення	Спосіб визначення	Результати замірів і обчислень	
				Швидкохідна ступінь	Тихохідна ступінь
1	Число зубів шестерні	Z_1	порахувати		
2	Число зубів колеса	Z_2	порахувати		
3	Передаточне число 1,2ступеня	$U_1; U_2$	$U_1 = Z_2 / Z_1;$ $U_2 = Z_4 / Z_3$		
4	Загальне передаточне число редуктора	$U_{\text{заг}}$	$U_{\text{заг}} = U_1 \cdot U_2$		
5	Міжосьова відстань	a_w	заміряти		
6	Кут нахилу зуба по вертикалі	β_a	заміряти		
7	Кут нахилу зуба по ділильному діаметру	β	$\beta = \arctg \frac{z_1}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \beta_a$		
8	Модуль нормальний	m_n	$m_n = \frac{2a_w}{(z_1 + z_2)} \cos \beta$		
9	Модуль торцевий	m_t	$m_t = m_n / \cos \beta_0$		
10	Ділильний діаметр	$d_1; d_2$	$d_1 = m_t \cdot Z_1; d_2 = m_t \cdot Z_2$		
11	Діаметри вершин зубців	da_1 da_2	$da_1 = d_1 + 2 m_n$ $da_2 = d_2 + 2 m_n$		
12	Ширина вінців коліс	B_1 B_2	заміряти заміряти		

Кінематична схема циліндричного зубчастого редуктора

Висновки:

Контрольні запитання

1. Яка будова циліндричного зубчатого редуктора?
2. Які сили діють в зачепленні циліндричних зубчастих передач?
3. Класифікація циліндричних зубчастих передач.
4. Назвіть основні геометричні параметри циліндричних зубчастих редукторів.
5. Переваги і недоліки, призначення циліндричних зубчастих передач.
6. Пояснити способи визначення деяких геометричних параметрів циліндричних зубчастих передач.
7. ККД циліндричних зубчастих передач.
8. Якими особливостями характеризуються циліндричні зубчасті передачі?

						Арк
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		42

Практична робота № 5

Тема: Розрахунок черв'ячних передач

Мета: Ознайомлення з методикою розрахунку черв'ячних передач.

Матеріально-технічне забезпечення:

1. Індивідуальне завдання.
2. Інженерний калькулятор.
3. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту.

Правила техніки безпеки:

1. Дотримуватись правил безпеки при використанні калькуляторів.

Зміст і послідовність виконання роботи

Розрахувати черв'ячну передачу, якщо $P = \dots \text{кВт}$, $U = \dots$, $\omega_1 = \dots \text{рад/с}$. Робота передачі з легкими поштовхами при короткочасно-переривчастому режимі роботи. Термін експлуатації $t = \dots \text{год}$.

1. ВИБІР МАТЕРІАЛУ

1.1 Вибираємо марку сталі для черв'яка і визначаємо її механічні характеристики:

при потужності $P = \dots \text{кВт}$ черв'як виготовляємо зі сталі, термообробка –: для сталі твердість....., $[\sigma]_M = \dots \text{МПа}$, $[\sigma]_T = \dots \text{МПа}$.

1.2 Визначаємо швидкість ковзання:

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \omega_1}{1000} \sqrt[3]{T_2},$$

де $T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta_p = \dots = \dots \text{Нм}$.

$$T_1 = \frac{P \cdot 10^3}{\omega_1} = \dots = \dots \text{Нм}.$$

$$\eta_p = 0,95 \left(1 - \frac{U}{200}\right) = 0,95 \cdot \left(1 - \frac{\dots}{200}\right) = \dots$$

Отже:

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \dots}{1000} \sqrt[3]{\dots} = \dots \text{м/с}.$$

1.3 У відповідності до визначеної швидкості ковзання приймаємо для виготовлення вінця черв'ячного колеса матеріал отриманий способом..... Для якого $[\sigma]_M = \dots \text{МПа}$, $[\sigma]_T = \dots \text{МПа}$.

1.4 Для матеріалу вінця черв'ячного колеса визначаємо допустимі контактні $[\sigma]_H$ і згинальні $[\sigma]_F$ напруження. При твердості витків черв'яка

$[\sigma]_H = \dots = \dots \text{МПа}$.

$C_v = \dots$

Коефіцієнт довговічності:

$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{10^6}{N}} =$					$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N}} =$				
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					
Розробив									
Перевірив									
Рецензент									
Н. контроль									
Затвердив									
					Літ.	Арк.	Аркушів		
					43				

де $N = 573 \cdot \omega_2 \cdot t = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{рад/с.}$$

Для $\dots\dots\dots$ передачі:

$$[\sigma]_F = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа.}$$

2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕДАЧІ

2.1 Визначаємо кількість зубів черв'ячного колеса:

$$z_2 = U \cdot z_1 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

де z_1 – кількість витків черв'яка.

При $U = \dots\dots\dots$, приймаємо $z_1 = \dots\dots\dots$

Коефіцієнт діаметра черв'яка ;

$$q = (0,15 \dots 0,25) z_2 = (0,15 \dots 0,25) \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

Приймаємо із стандартного ряду $q = \dots\dots\dots$

2.2 Обчислюємо міжосьову відстань:

$$a_w = (q + z_2) \sqrt{\left(\frac{184 \cdot 10^3}{z_2 \cdot [\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{T_2}{q}} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{М.}$$

Із стандартного ряду приймаємо $a_w = \dots\dots\dots \text{мм.}$

2.3 Розрахунковий модуль:

$$m = \frac{2a_w}{(q + z_2)} = \frac{2 \dots\dots\dots}{(\dots\dots\dots + \dots\dots\dots)} = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

За [7, додатки] приймаємо $m = \dots\dots\dots \text{мм.}$

2.4 Обчислюємо ділильні діаметри, діаметри вершин витків зубів, а також діаметри западин черв'яка і черв'ячного модуля:

$$d_1 = m \cdot q = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

2.5 Уточняємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{\dots\dots\dots + \dots\dots\dots}{2} = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

2.6 Визначаємо ширину вінця і найбільший діаметр черв'ячного колеса при $z_1 = \dots\dots\dots$, $m = \dots\dots\dots \text{мм.}$

$$b_2 \leq \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

$$d_{am2} \leq \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{мм.}$$

2.7 Уточняємо швидкість ковзання черв'яка , допустиме контактне напруження, ККД передачі і потужність на її швидкохідному валу, призначаємо ступінь точності передачі.

$$\vartheta_s = \frac{m \cdot \omega_1}{2 \cdot 10^3} \sqrt{q^2 + z_1^2} = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{м/с.}$$

$$[\sigma]_H = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{МПа.}$$

За [7] з урахуванням примітки 2 дістанемо:

$$\rho' = 1,4 \rho_{\text{табл}} = 1,4 \dots\dots\dots = \dots\dots\dots$$

						Арк
						44
Змн.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

При $z_1 = \dots$, $m = \dots$ мм кут підйому витка черв'яка: $\gamma = \dots$

ККД редуктора:

$$\eta = 0,95 \frac{tg \gamma}{tg(\gamma + \rho')} = \dots = \dots$$

За [7, додатки] приймаємо $\dots$ -й ступінь точності.

3. ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ В ЗАЧЕПЛЕННІ

3.1 Колова сила на колесі:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \frac{T_2}{d_2} = 2 \frac{\dots}{(\dots \cdot 10^{-3})} = \dots \text{Н.}$$

3.2 Колова сила на черв'яку:

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot tg(\gamma + \rho') = \dots = \dots \text{Н.}$$

3.3 Радіальна сила:

$$F_r = F_t \cdot tg \alpha = \dots = \dots \text{Н.}$$

4. ПЕРЕВІРКА ЗУБІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА НА КОНТАКТНУ І ЗГИНАЛЬНУ ВИТРИВАЛІСЬ

4.1 Визначаємо коефіцієнти, що входять до формули:

$K_B = 1$ – при сталому навантаженні;

$K_v = \dots$

Коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_B \cdot K_v = \dots = \dots$$

Згідно [7, додатки] $Z_M = 225 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/3}$ – для сталі-бронзи (латуні).

$$K_\delta = \delta(85 \cdot \cos \gamma) = \dots (85 \cdot \cos \dots) = \dots$$

де $\delta = 2 \arcsin[b_2/(d_1 + 1,5m)] = \dots = \dots$

4.2 Обчислюємо робочі напруження:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{K_H \cdot F_{t2}}{d_1 \cdot d_2 \cdot K_\delta}} = \dots = \dots \text{МПа} \leq [\sigma]_H$$

4.3 Визначаємо коефіцієнти, що входять до формули:

$$K_F = K_H = 1,25.$$

Обчислюємо еквівалентну кількість зубів:

$$Z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \dots = \dots$$

За [7] при $Z_v = \dots$, інтерполюючи, коефіцієнт форми зуба $Y_F = \dots$

Отже:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot K_F \cdot F_{t2}}{q \cdot K_\delta \cdot m^2} = \dots = \dots \text{МПа} \leq [\sigma]_F$$

Висновки:

						Арк
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

ВИСНОВКИ

Технічна механіка – цікава і в свою чергу складна дисципліна, яка вимагає від себе знань високого рівня. Тому завдання кожного викладача полягає в тому, щоб в зрозумілій і доступній для кожного здобувача освіти формі донести навчальний матеріал, який вміщує даний предмет.

Будь-які теоретичні знання, набуті в результаті вивчення дисципліни, для їх кращого засвоєння повинні мати практичне закріплення. Тому, для більш якісної підготовки майбутніх спеціалістів, було створено робочий зошит, який містить в собі теоретичні відомості з теоретичної механіки, опору матеріалів, деталей машин.

Авторами було здійснено підбір усіх необхідних навчальних матеріалів, ґрунтуючись на досвіді попередників, які внесли значні вклади в розвиток даної дисципліни і піднесли її вивчення на високий рівень.

Це в повній мірі достатньо для виконання 5-ти лабораторних і 5-ти практичних занять, які коротко охоплюють базисні питання дисципліни «Технічна механіка».

Матеріал даного зошита можна використовувати здобувачами освіти як посібник для самостійного навчання або в якості форми контролю знань, набутих в процесі вивчення дисципліни. Для цього в ньому сконцентровані всі необхідні теоретичні дані. Робочий зошит буде особливо корисний для здобувачів освіти заочної та дистанційної форм навчання.

Характерна ознака розробки в тому, що вона сама змушує здобувача освіти вирішувати завдання, покладені в процесі вивченні курсу, аналізувати отримані результати, робити висновки в ході кожного заняття.

Робочий зошит можуть використовувати викладачі вищих навчальних закладів I-II рівнів акредитації під час лабораторних та практичних занять і виконання курсового проекту з предмету «Деталі машин». Для цього в робочому зошиті подано методику розрахунку циліндричної і черв'ячної передач з детальним ознайомленням з їх основними геометричними та кінематичними параметрами.

ДОДАТКИ

Додаток 1 – Статичні і динамічні коефіцієнти тертя для різних матеріалів 46

Матеріал поверхонь, що труться	Статичний коефіцієнт	Динамічний коефіцієнт
Сталь-м'яка сталь	0,3	0,2
Сталь-чавун	0,3	0,18
Сталь-бронза	0,15	0,12
Сталь-дуб	0,6	0,5
Дерево-дерево	0,5	0,35
Алюміній-алюміній	0,85-0,95	0,6-0,7
Алюміній-сталь	0,45	0,4
Алюміній-низьковуглецева сталь	0,61	0,47
Алюміній-дерево	0,7	0,65
Дуб-Дуб	0,54	0,32
Мідь-мідь	0,95	0,75
Мідь-низьковуглецева сталь	0,53	0,36
Мідь-гума	0,7-0,75	0,45-0,55
Мідь-алюміній	0,65-0,7	0,55-0,6
Гума-асфальт сухий	0,6-0,85	0,5-0,75
Гума-асфальт мокрий	0,25-0,5	0,2-0,4
Гума-дерево	0,4-0,65	0,3-0,55
Гума-сталь	0,35-0,5	0,3-0,45
Гума-алюміній	0,4-0,65	0,3-0,55
Текстоліт-сталь	0,15-0,25	0,12-0,2
Текстоліт-дерево	0,35-0,4	0,3-0,35
Текстоліт-алюміній	0,3-0,35	0,25-0,3
Текстоліт-мідь	0,4-0,45	0,3-0,35

Додаток 2 – Значення коефіцієнтів Пуассона

Сталь	0,26...0,33
Сірий чавун	0,23...0,27
Алюміній	0,33...0,36
Каучук	0,47...0,49
Свинець, олово	0,44
Кварцове скло	0,12

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Черниш О.М., Березовий М.Г., Яременко В.В. та ін. Теоретична механіка. Київ, 2019. 760 с. 47
2. Шпачук В.П., Золотов М.С., Склярів В.О. Технічна механіка. Харків, 2015. 277 с.
3. Шваб'юк В.І. Опір матеріалів. Київ, 2016. 407 с.
4. Мархель І. Деталі машин. Київ, 2016. 368 с.
5. Устюгов І.І. Деталі машин. Київ, 1984. 399 с.
6. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Москва, 1991. 432 с.
7. Духно М.І., Присяжнюк Д.В. Методичні рекомендації щодо виконання курсового проекту. Ладижин, 2020. 127 с.