

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до лабораторних робіт з теорії механізмів та машин
для студентів спеціальності G9 (131)
«Прикладна механіка» всіх форм навчання

Методичні вказівки до лабораторних робіт з теорії механізмів та машин для студентів спеціальності G9 (131) «Прикладна механіка» всіх форм навчання / Укл.: А.А. Скребцов, С.Ю. Кружнова, О.С. Омельченко, Н.В. Шалева – Запоріжжя, НУ «Запорізька політехніка», 2026. – 49 с.

Укладачі:

к.т.н., доцент
ст. викладач
ст. викладач
асистент

А.А. Скребцов,
С.Ю. Кружнова,
О.С. Омельченко,
Н.В. Шалева

Рецензент,

к.т.н., доцент,
зав. каф. ОМТ

А.Ю. Матюхін

Відповідальний

за випуск:

ст. викладач

О.С. Омельченко

Затверджено

на засіданні кафедри

«Теоретична та прикладна механіка»

Протокол № 2 від 27.08.2026 р.

Рекомендовано до видання

НМК ТФ

Протокол №1 від 28.08.2026 р.

ЗМІСТ

	С.
Загальні вказівки.....	4
Лабораторна робота 1. Структурний аналіз механізмів.....	5
Лабораторна робота 2. Визначення моментів інерції ланок механізмів.....	18
Лабораторна робота 3. Статичне та динамічне зрівноваження ротора з відомим розташуванням незрівноважених мас	26
Лабораторна робота 4. Побудова евольвентних профілів зубців зубчастого колеса методом обкатки.....	32
Лабораторна робота 5. Визначення основних розмірів коліс за допомогою вимірювальних інструментів.....	40
Перелік джерел посилань.....	49

ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

Методичні вказівки з лабораторних робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин» призначені для студентів технічних спеціальностей та спрямовані на формування теоретичних знань і практичних навичок аналізу та синтезу механізмів і машин.

Вивчення теорії механізмів і машин є важливою складовою підготовки майбутніх інженерів, оскільки ця дисципліна закладає основи розуміння принципів роботи механічних систем, закономірностей їх руху, взаємодії елементів та методів розрахунку основних параметрів механізмів. Отримані знання є необхідними для подальшого вивчення спеціальних технічних дисциплін, а також для практичної діяльності у сфері проектування, експлуатації та вдосконалення машин і обладнання.

У методичних вказівках подано основні теоретичні положення, рекомендації до виконання лабораторних робіт, а також контрольні запитання для перевірки рівня засвоєння матеріалу. Матеріал структуровано відповідно до навчальної програми дисципліни та сучасних вимог до інженерної освіти.

Метою даних вказівок є надання студентам допомоги у засвоєнні основних понять і методів теорії механізмів і машин, розвитку навичок технічного мислення, а також формування вміння застосовувати теоретичні знання для розв'язання інженерних задач.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1 СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

Теоретична частина

Кожний механізм або машина складається з окремих деталей. **Деталлю** називають ту частину механізму або машини, яка виготовлена без складальних операцій.

Ланка механізму – це деталь або група нерухомо з'єднаних між собою деталей.

Усі нерухомі деталі утворюють одну нерухому систему тіл, яка називається **нерухомою ланкою або стояком, опорою, корпусом, станиною**, тощо.

Ланка, якій зовні задається рух, що перетворюється механізмом, зветься **вхідною або ведучою**, а ланка, яка здійснює рух, для виконання якого призначений механізм, зветься **вихідною або веденою**. Інші рухомі ланки зводяться з'єднуючими або проміжними.

Рухоме з'єднання двох ланок, які стикаються, називається кінематичною парою. Поверхні, лінії або точки, за допомогою яких ланки контактують між собою в кінематичних парах, зводяться **елементами кінематичних пар**.

В механізмах через кінематичні пари передаються сили та моменти. Якщо елементами кінематичних пар є точки або лінії, то ці сили зосереджені на досить малій площині пружної деформації і викликають високі напруження. Тому такі кінематичні пари зводяться **вищими**. Якщо елементами кінематичних пар є поверхні, то дія сил розподіляється на площині і напруження в таких парах низькі. Такі кінематичні пари зводяться **нижчими**.

На рисунку 1 наведено приклади кінематичних пар, їх умовні позначення на схемах згідно з EN ISO 3952-1:2018 [4] та назви. Кінематичні пари розподіляються на плоскі та просторові.

Класифікація кінематичних пар (див. рис. 1.1) здійснюється за такими ознаками:

- а) число умов зв'язків, які накладаються кінематичною парою на відносний рух ланок;
- б) форма елементів ланок, що утворюють кінематичну пару;
- в) спосіб замикання ланок.

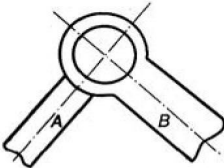
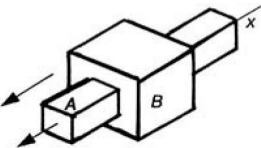
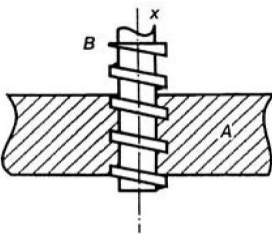
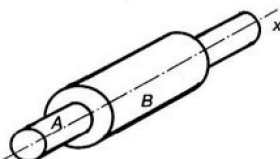
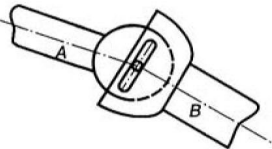
Рисунок	Умовне по- значення	Назва па- ри	H	S	Клас пари
	 	Обертова	1	5	V
		Поступальна	1	5	V
		Гвинтова	1	5	V
		Циліндрична	2	4	IV
		Сферична з пальцем	2	4	IV

Рисунок 1.1 – Приклади кінематичних пар

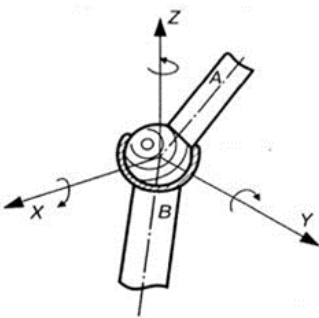
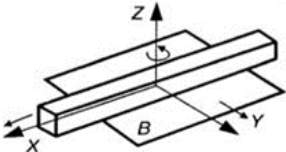
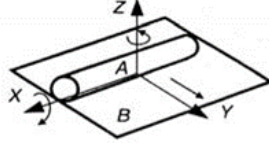
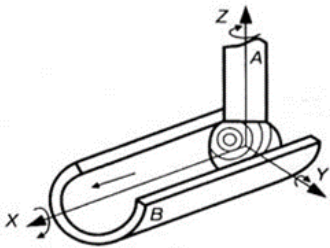
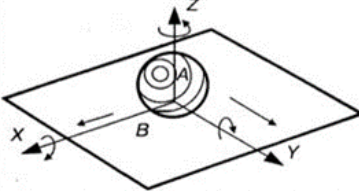
Рисунок	Умовне значення	Назва па- ри	H	S	Клас; пари ¹
		Сферична	3	3	III
		Площинна	3	3	III
		Циліндр- площина	4	2	II
		Куля- циліндр	4	2	II
		Куля- площина	5	1	I

Рисунок 1.1 – Приклади кінематичних пар, аркуш 2

Залежно від **числа умов зв'язку** (класифікація 1.1. Артоболевського), що накладаються кінематичною парою на відносний рух ланок, пари діляться на п'ять класів: I, II, III, IV, V. Така класифікація більш доцільна, тому що при подальшому використанні в кінетостатичному розрахунку ми будемо прикладати до ланки реакції в'язів, які повністю співпадають з класом кінематичної пари. В таблиці 1 дається саме така класифікація кінематичних пар.

Кінематичним ланцюгом називається система ланок, які зв'язані між собою кінематичними парами.

Кінематичні ланцюги поділяються на **плоскі і просторові, прості і складні, замкнуті і розімкнуті**.

Плоским називають ланцюг, у якому всі ланки описують траєкторії, що лежать в одній або паралельних площинах. **Просторовим** називають ланцюг, у якого точки ланок рухаються у різних непаралельних площинах.

Простим кінематичним ланцюгом називається такий, у якого кожна ланка входить не більше як до двох кінематичних пар. **Складним** кінематичним називається ланцюг, у якому є хоча б одна ланка, що входить більше ніж до двох кінематичних пар.

Незамкнутим (розімкнутим) кінематичним є такий ланцюг, у якому є ланки, що входять тільки в одну кінематичну пару. У **замкнутому** кінематичному ланцюгу кожна ланка входить не менше ніж у дві кінематичні пари.

Механізм представляє собою кінематичний ланцюг, у якого одна ланка перетворена в стійку, одна або декілька ланок мають незалежні рухи і зветься ведучими або вхідними, одна або декілька ланок є вихідними, рух яких є метою побудови механізму. Усі інші ланки проміжні, але вони повинні мати цілком визначені і цілеспрямовані рухи, призначення яких полягає в перетворенні рухів вхідних ланок у необхідні рухи вихідних ланок.

Ступінь вільності (вільності) плоского механізму визначається структурною формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

де n – кількість рухомих ланок механізму,

p_5 і p_4 – кількість кінематичних пар п'ятого та четвертого класів.

Механізми можуть мати ланки або в'язі, які не впливають на закон руху вихідної ланки. Ці ланки або в'язі ставляться для виведення вихідних ланок з невизначеного положення і надання їм чітко визначеного напрямку руху, для надання окремим ланкам додаткової жорсткості або точності руху, для зміни виду тертя між окремими ланками. Такі ланки або в'язі звуться зайвими і при структурному або кінематичному дослідженні механізму з розгляду умовно вилучаються.[1-3]

В механізмі з однією ступінню вільності є одна вхідна ланка і за узагальнену координату, що визначає положення цієї ланки, приймається або кутова координата обертаючої ланки, або лінійна координата прямолінійно рухаючої ланки.

Всякий плоский механізм згідно з класифікацією Ассура-Артоблевського може утворюватись приєднанням до початкового механізму I класу (стійка і вхідна ланки) кінематичних ланцюгів, для яких ступінь вільності дорівнює нулю.

Кінематичний ланцюг з нижчими кінематичними парами, який будучи поставленим вільними елементами кінематичних пар на стійки, має ступінь вільності $W = 0$ і який не можна розкласти на більш прості ланцюги (рис. 1.2), називається нульовою групою або групою Ассура.

Можливі комбінації кількості ланок і кінематичних пар п'ятого класу в групах Ассура можна отримати з формули Чебишева:

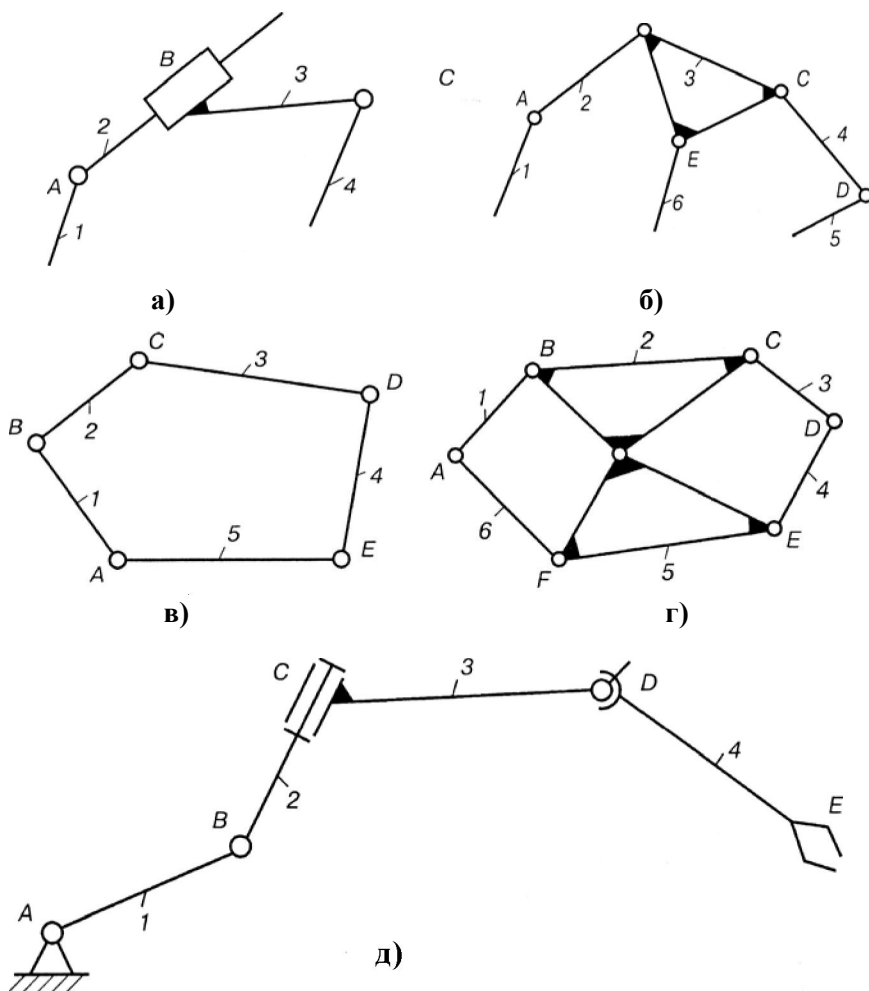
$$W = 3n - 2p_5 = 0,$$

з урахуванням того, що кількість ланок n і кінематичних пар p_5 повинні бути цілими числами:

n	2	4	6	8	...
p_5	3	6	9	12	...

Усі добути таким способом групи можна поділити на класи. **Поділ груп на класи зумовлений методами кінематичного і силового аналізу, властивими групам кожного класу.**

Клас груп Ассура вище другого визначається кількістю кінематичних пар, що входять до найбільш складного замкненого контуру, утвореного ланками тільки цієї групи. Групи Ассура, що складаються з двох ланок з трьома кінематичними парами п'ятого класу, вважаються групами другого класу (рис. 1.2).



- а) плоский, простой і розімкнутий;
 б) плоский, складний і розімкнутий;
 в) плоский, простой і замкнутий;
 г) плоский, складний і замкнутий;
 д) просторовий, простой і розімкнутий

Рисунок 1.2 – Приклади кінематичних ланцюгів

Контур 3-го класу є трикутник, складений з трьох ланок (рис. 1.3, 1.4), з'єднаних між собою кінематичними парами. Такий контур є жорсткою системою і тому він вважається однією ланкою з трьома кінематичними парами $W = 0$. **Усі кінематичні пари трикутника повинні бути утворені ланками однієї групи.**

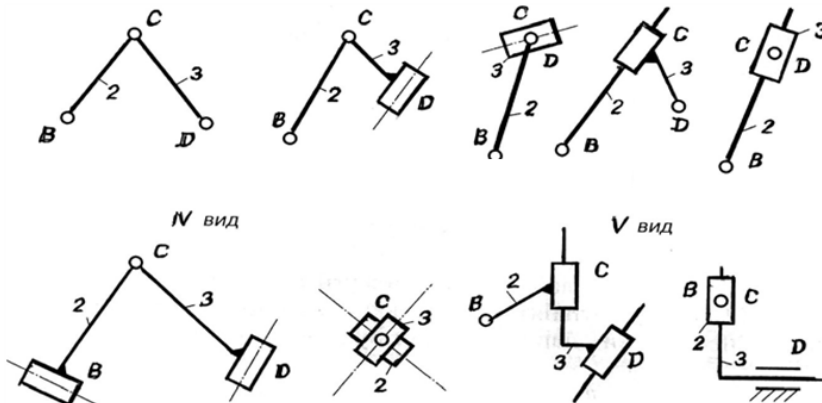


Рисунок 1.3 – Групи Ассура II класу

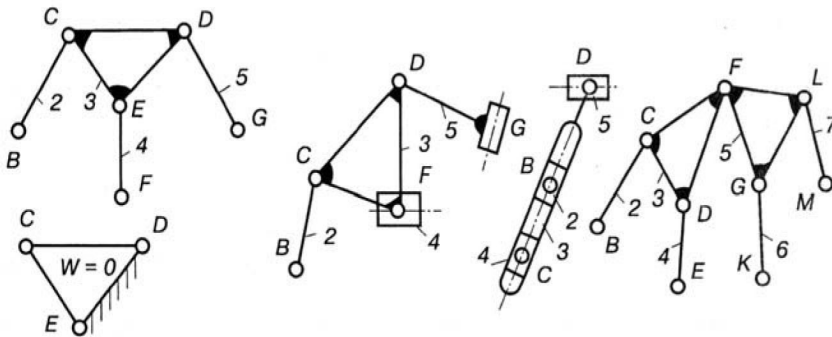


Рисунок 1.4 – Групи Ассура III класу

Порядок групи Ассура визначається кількістю елементів зовнішніх кінематичних пар, якими група приєднується до чогось (до механізму, до стійок, до інших груп, тощо).

Клас механізму визначається найвищим класом груп Ассура, що входять до складу механізму.

Визначити клас механізму можна тільки тоді, коли попередньо

виявлена структура механізму, визначена його ступінь вільності, кількість вхідних ланок, коли усі кінематичні пари в механізмі є тільки парами 5-го класу.

Якщо досліджуваний механізм має вищі кінематичні пари 4-го класу, то вони повинні бути замінені однією ланкою з двома кінематичними парами 5-го класу. Отриманий після такої заміни механізм зветься замінюючим. При заміні вищих пар повинні виконуватись умови, за якими механізм володів би колишньою ступінню вільності і щоб збереглись миттєві відносні рухи всіх його ланок. На рисунку 1.5 показані способи заміни вищої кінематичної пари 4-го класу ланкою, що входить до двох нижчих пар 5-го класу і побудовані замінюючі механізми.

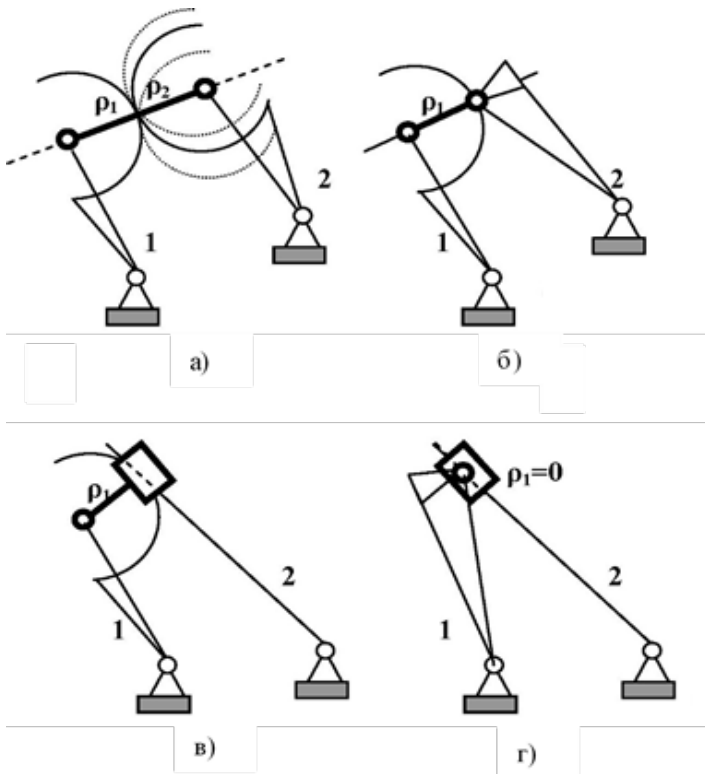


Рисунок 1.5 – Механізм I класу

Задача про визначення класу плоского механізму розв'язується в такій послідовності:

1 Креслиться схема механізму.

2 Підраховується ступінь вільності механізму за формулою Чебишева, причому зайві ланки і в'язі до уваги не приймаються.

3 При наявності вищих кінематичних пар 4-го класу слід замінити їх кінематичними парами 5-го класу, згідно з правилами заміни, і викреслити замінюючий механізм, в якому є тільки пари 5-го класу.

4 Обирається вхідна ланка, яка повинна обов'язково входити у кінематичну пару 5-го класу зі стійкою. Слід прийняти до уваги, що клас механізму залежить від вибору вхідної ланки.

Механізм уявно поділяється на групи Ассура. Спочатку відокремлюють групу Ассура другого класу, що складається з двох ланок й трьох кінематичних пар і яка включає вихідну ланку. При цьому решта кінематичного ланцюга повинна бути також механізмом з тою ж ступінню вільності, що і заданий механізм, а не розкладатись на окремі ланки. Якщо не вдається відокремити групу Ассура, складену з двох ланок і трьох кінематичних пар, тобто решта кінематичного ланцюга змінює ступінь вільності, то слід спробувати відокремити групу з чотирьох ланок і шести кінематичних пар. Якщо не вдається відокремити і таку групу, то слід відокремити групу з шести ланок і дев'яти кінематичних пар тощо. При відокремлюванні другої, третьої, і т.д. груп треба слідкувати, щоб ступінь вільності W рештки ланцюга дорівнювалась ступеню вільності заданого механізму. Відокремлення груп Ассура проводиться доти, поки не залишиться тільки вхідна ланка і стійка – початковий механізм або механізм 1-го класу.[1-3]

5 Визначаються клас і порядок груп Ассура та клас механізму в цілому.

6 Записується структурна формула побудови механізму.

Приклад: Зробити повний структурний аналіз механізму кисневого насосу, схема якого зображена на рисунку 1.6.

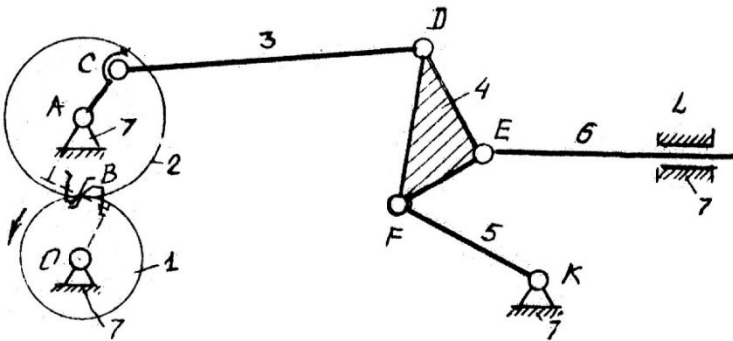


Рисунок 1.6 – Схема механізму кисневого насосу

Таблиця 1.1 – Характеристика ланок і кінематичних пар механізму кисневого насосу

Ланки механізму		Кінематичні пари		
Позначення	Назва, характер руху	Позначення	Назва ланок, що утворюють кінематичну пару	Клас
1	Зубчасте колесо	О	Зуб. колесо 1 і опора 7	5
2, AC	Зубчасте колесо	А	Зуб. колесо 2 і опора 7	5
3, CD	Шатун	В	Зубчасті колеса 1 і 2	4
4,DEF	Шатун	С	Зуб. колесо 1 і шатун 3	5
5,FK	Коромисло	Д	Шатуни 3 і 4	5
6,EL	Повзун	Е	Шатун 4 і повзун 6	5
		Ф	Шатун 4 і коромисло 5	5
		К	Коромисло 5 і опора 7	5
		Л	Повзун 6 і опора 7	5
$n = 6$		$p_5 = 8, p_4 = 1$		

Даний кінематичний ланцюг є плоским, складним і замкнутим. Ступінь вільності механізму визначається за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 8 - 1 = 1,$$

де $n = 6$ – кількість рухомих ланок механізму;

$p_5 = 8$ – кількість кінематичних пар 5-го класу (з'єднання ланок 7 і 1, 7 і 6, 7 і 2, 2 і 3, 3 і 4, 4 і 5, 5 і 7, 4 і 6);

$p_4 = 1$ – кількість кінематичних пар 4-го класу (з'єднання 1 і 2 ланок – зачеплення зубчатих коліс).

Кінематичну пару 4-го класу замінюємо додатковою ланкою з двома кінематичними парами 5-го класу. Схему механізму після заміни показано на рисунку 6.

Ланка 8, що входить у кінематичні пари M і N 5-го класу з ланками 1 і 2, з'явилась замість вищої пари B 4-го класу. Вхідною ланкою обрана ланка 1.

Виділяємо з механізму групи Ассура (рис. 1.7)

Формула побудови механізму:

$$I(7,1) \Leftarrow II(2,3) \Leftarrow (3,4,5,6).$$

В цій формулі цифра I означає початковий механізм 1-го класу,

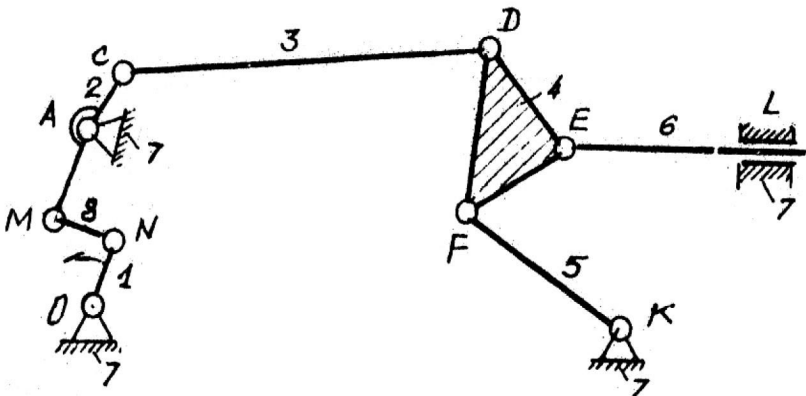
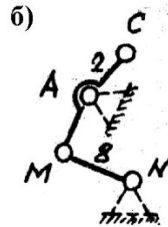
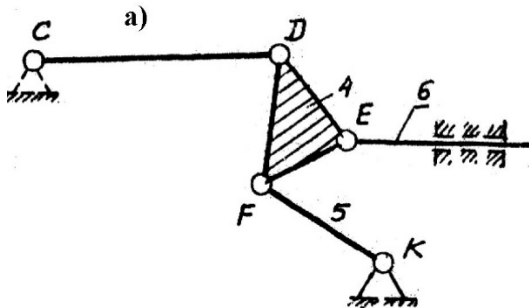


Рисунок 1.7 – Схема замінюючого механізму

II і III – класи приєднаних груп, а цифри в дужках – номери ланок, з яких ці групи складаються.

З формули побудови механізму видно, що найвищий клас приєднаних груп – третій, тому і механізм в цілому є механізмом третього класу (рис. 1.8).



а) група Ассура III класу 3-го порядку;

б) група Ассура II класу 2-го порядку.

Рисунок 1.8 – Групи Ассура

Практична частина

Зміст роботи

Для заданого багатоланкового механізму провести повний структурний аналіз.

Обладнання і інструменти

1 Модель механізму.

2 Креслярські інструменти.

Порядок роботи і оформлення звіту.

1. Ознайомитись з конструкцією заданого багатоланкового механізму або його моделі.

2. Скласти кінематичну схему механізму.

3. Пронумерувати ланки арабськими цифрами у порядку їх приєднання до вхідної ланки, а кінематичні пари позначити буквами латинського алфавіту.

4. Дати характеристику ланкам і кінематичним парам (дивись таблицю 1.1)

5. Охарактеризувати кінематичний ланцюг заданого механізму.

6. Визначити ступінь вільності механізму за формулою Чебишева.

7. Якщо до складу механізму входять зайві ланки або в'язі, то їх треба вилучити з розгляду і перевірити ступінь вільності механізму.

8. Якщо до складу механізму входять вищі пари 4-го класу, треба замінити їх кінематичними парами 5-го класу (згідно з

правилами заміни) і побудувати схему замінюючого механізму.

9 Виділити групи Ассура, викресливши їх окремо, визначити їх клас і порядок.

10 Установити послідовність приєднання груп Ассура до вхідної ланки. Записати структурну формулу побудови механізму.

11 Визначити і записати клас механізму (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Характеристика ланок і кінематичних пар механізму

Ланки механізму		Кінематичні пари		
Позна-чення	Назва, характер руху	Позна-чення	Назва ланок, що утворюють кінематичну пару	Клас

Виконав студент

гр.

_____ (підпис)

_____ П.І.Б

Прийняв

_____ (підпис)

_____ П.І.Б

Дата _____

Контрольні питання:

- 1 Що таке ланка та які вона має характеристики?
- 2 Що таке кінематична пара?
- 3 Як класифікуються кінематичні пари?
- 4 Які бувають кінематичні ланцюги?
- 5 За якою формулою визначається ступінь вільності механізму?
- 6 Що означає ступінь вільності механізму?
- 7 Які бувають кінематичні ланцюги?
- 8 Які правила заміни кінематичних пар 4-го класу парами 5-го класу?
- 9 Як визначається клас групи Ассура?
- 10 Як визначається порядок групи Ассура?
- 11 Як визначається клас механізму в цілому?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТІВ ІНЕРЦІЇ ЛАНОК МЕХАНІЗМІВ

Теоретична частина

З теоретичної механіки відомо, що момент інерції твердого тіла є мірою його інертності в обертальному русі аналогічно тому, як маса у поступальному русі. Момент інерції має одиницю вимірювання кілограм на метр квадратний ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$).

Аналітично момент інерції можна розрахувати тільки для ланок простої геометричної форми. Для ланок складної форми визначити момент інерції можна тільки експериментально.

Метод малих коливань.

Поставимо шатун отвором на ребро нерухомої призми (рис. 2.1).

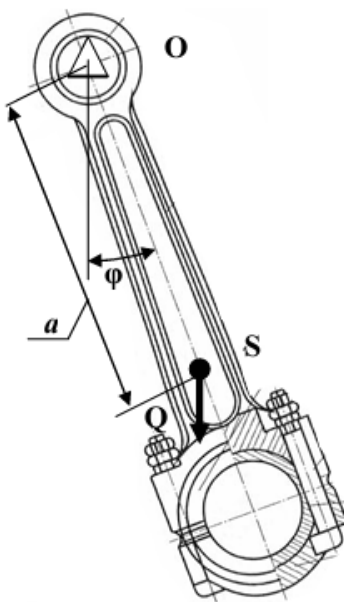


Рисунок 2.1 – Шатун

Якщо шатун відхилити від вертикального положення на невеликий кут φ , то він почне коливатись. Складемо диференціальне рівняння руху шатуна як маятника:

$$I_0 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -Q \cdot a \cdot \sin \varphi, \text{ звідки } \ddot{\varphi} + \frac{Q \cdot a}{I_0} \cdot \sin \varphi = 0.$$

Якщо маятникові завдати тільки малі коливання, для яких можна прийняти $\sin \varphi = \varphi$, то рівняння буде мати вигляд:

$$\ddot{\varphi} + \frac{Q \cdot a}{I_0} \cdot \varphi = 0$$

Позначимо $\frac{Q \cdot a}{I_0} = k^2$. Тоді $\ddot{\varphi} + k^2 \cdot \varphi = 0$.

Це однорідне лінійне диференціальне рівняння зі сталими коефіцієнтами, загальний розв'язок якого має вигляд:

$$\varphi = C_1 \cdot \cos(kt) + C_2 \cdot \sin(kt).$$

Початкові умови:

$$\text{П р и } t = 0, \varphi = \varphi_0 \text{ і } \dot{\varphi} = \dot{\varphi}_0 = \frac{d\varphi}{dt} = 0.$$

Підставивши їх в загальний розв'язок, отримаємо $C_1 = \varphi_0$. Диференціюємо загальне рівняння розв'язку:

$$\dot{\varphi} = -C_1 k \cdot \sin(kt) + C_2 k \cdot \cos(kt)$$

Використовуючи початкові умови, отримаємо $C_2 = 0$. Тоді остаточний розв'язок має вигляд:

$$\varphi = \varphi_0 \cdot \cos(kt).$$

Період коливання знайдемо з рівності:

$$kT = 2 \cdot \pi;$$

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{k} = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{I_0}{Qa}}.$$

Звідки

$$I_0 = \frac{T^2 \cdot Q \cdot a}{(4 \cdot \pi^2)}.$$

За теоремою Штейнера маємо:

$$I_0 = I_s + m \cdot a^2 = I_s + \frac{Q \cdot a^2}{g}.$$

Тоді $I_s = I_0 - \frac{Q \cdot a^2}{g}$. Тут I_s – момент інерції шатуна відносно осі, що проходить через його центр ваги.

Остаточно маємо:

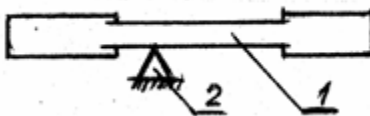
$$I_s = \left[\frac{T^2}{4 \cdot \pi^2} - \frac{a}{g} \right] \cdot Q \cdot a.$$

Слід мати на увазі, що цей вираз моменту інерції одержаний за припущенням малих коливань ланки. При кутах відхилення до 70 похибка не перебільшує 0.1%, при кутах відхилення до 200 похибка досягає 1%.

Опис конструкції приладу

Основна частина приладу – сталева тригранна призма, закріплена у стіну. Ця призма закріплена таким чином, щоб робоче ребро було направлене догори у горизонтальному положенні. Для роботи необхідно мати годинник з секундною стрілкою (вимірювач часу).

Положення центра ваги ланки, що має вісь симетрії, можна визначити засобом, що показано на рисунку 2.2. Ланку 1 кладемо на вістря призми 2 і зміщуємо таким чином, щоб знайти положення несталої рівноваги.



- 1 – шатун;
- 2 – призма.

Рисунок 2.2 – Засіб визначення центра ваги ланки

Точка контакту ланки 1 і призми 2 у цьому положенні і буде центром ваги.

Метод падаючого вантажу

Установка ТММ-43 схематично показана на рисунку 2.3,а і складається з ротора 1 електродвигуна, зв'язаного з барабаном 2, на який намотана нитка 3. На кінці нитки закріпленний вантаж 4. Вантаж рухається відносно стояка 5 з блок-контактами вмикання і вимикання.

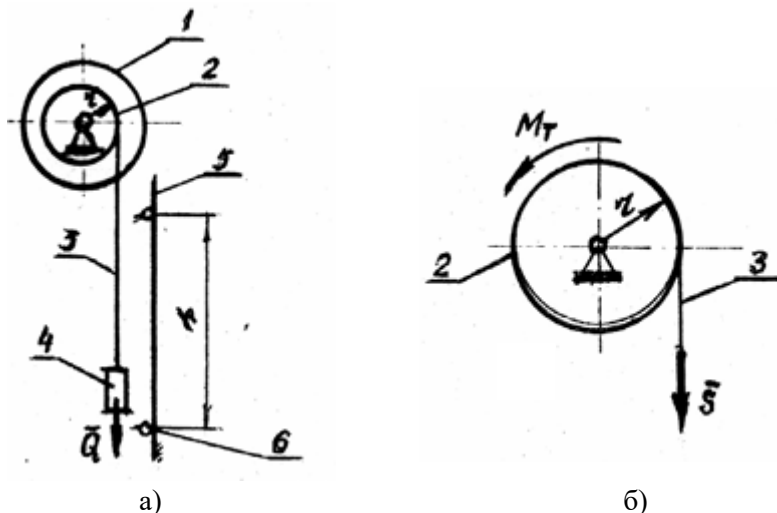


Рисунок 2.3 – Установка ТММ-43 [2]

Ці блок-контакти з'єднані з електросекундовимірювачем, вмонтованим у передню частину корпусу установки.

Пуск вантажу здійснюється шляхом розгальмування ротора електродвигуна разом з барабаном та приєднаними дисками. Для цього тумблер «підйом-пуск» ставимо у положення «пуск».

Піднімається вантаж перемиканням цього тумблера у положення «підйом». Крім того, в установці передбачено також і ручний пуск – натисненням від себе рукояті важеля гальма, яка висунута з корпусу знизу.

Час падіння вантажу на висоті h фіксується електро секундовимірювачем. Падіння вантажу і обертання ротора можна вважати рівно прискореним, якщо прикладений до барабана 2 момент, що утворюється силою ваги вантажу 4, більше моменту тертя ротора у його підшипниках.

Прискорення буде залежати від величини вантажу і моменту інерції ротора.

Складемо диференціальне рівняння обертання ротора:

$$I_p \cdot \varepsilon = S \cdot r - M_T, \quad (2.1)$$

де I_p – момент інерції ротора з барабаном;

ε – кутове прискорення ротора;

S – сила розтягування нитки;

r – радіус барабана 2;

M_T – момент тертя в опорах ротора.

Щоб виключити вплив тертя, дослід треба здійснити двічі з різними за вагою вантажами Q_1 і Q_2 . При різних вантажах моменти тертя також будуть різними, але цією різницею можна знехувати, тому що в основному значення цих моментів визначається вагою ротора, барабана та доданого диска.

Тоді, очевидно, будемо мати два рівняння типу (2.1), в яких значення ε і S будуть різними:

$$I_p \cdot \varepsilon_1 = S_1 \cdot r - M_T; \quad I_p \cdot \varepsilon_2 = S_2 \cdot r - M_T.$$

Розв'язуючи рівняння спільно, одержимо:

$$(S_1 - S_2) \cdot r = I_p \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2).$$

Звідки

$$I_p = r \cdot \frac{S_1 - S_2}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}. \quad (2.2).$$

Оскільки

$$\varepsilon_2 = \frac{a_2}{r} \quad \text{та} \quad \varepsilon_1 = \frac{a_1}{r},$$

де a_1 і a_2 – лінійні прискорення падаючих вантажів, то остаточно

$$I_p = r^2 \cdot \frac{S_1 - S_2}{a_1 - a_2}. \quad (2.3)$$

Щоб визначити натяг нитки, треба із прискорення сили ваги відрахувати прискорення, з яким вантаж падає, і це значення помножити на масу вантажу:

$$S_1 = Q_1 \cdot \frac{g - a_1}{g}; \quad S_2 = Q_2 \cdot \frac{g - a_2}{g}. \quad (2.4)$$

Прискорення вантажів визначимо, припускаючи, що вантаж падає з постійним прискоренням:

Порядок проведення роботи 2

Установити висоту падіння вантажу $h = 1$ м на штанзі 5 зміщенням контактів 6.

Причепити до тросу вантаж Q_1 . Увімкнути струм (контроль за сигнальною лампочкою).

Включити тумблер у положення «підйом» і повільним обертанням диска 1 підняти вантаж уверх до упору.

Підняти пластинки контактів 6 уверх – в робоче положення.

Натиском на важіль стрілку годинника (секундовимірника) становлять у нульове положення. Перевести тумблер у положення «спуск», а перемикач у положення «вантаж». Звільнений вантаж почне падати і, проминувши нижній контакт, загальмується.

Списати значення часу падіння T_1 вантажа Q_1 . Повторити три рази.

Замінити вантаж Q_1 на вантаж Q_2 і повторити п.п. 2-8.

Визначити момент інерції ротора з диском і барабаном.

Склад звіту про роботу 2.

1. Схема установки (дивись рисунок 2.3).

2. Провести експеримент і заповнити таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Визначення моменту інерції ротора методом падаючого вантажу

№ п/п	Маса вантажу, кг	Вага вантажу, Н	$T_1(T_1)$, с	$T_2(T_2)$, с	$T_3(T_3)$, с	Момент інерції, кг·м ²
1	$m_1 =$	$G_1 =$				
2	$m_2 =$	$G_2 =$				

Примітка. Значення T_1 , T_2 і T_3 заповнюється для вантажу Q_1 , а значення T_1' , T_2' , і T_3' – для вантажу Q_2 . Формули визначення моменту інерції ротора:

$$a_1 = \frac{2 \cdot h}{T_{1cp}^2}; \quad a_2 = \frac{2 \cdot h}{T_{2cp}^2}; \quad S_1 = Q_1 \cdot \frac{g - a_1}{g};$$

$$S_2 = Q_2 \cdot \frac{g - a_2}{g}; \quad I_p = r^2 \cdot \frac{S_1 - S_2}{a_1 - a_2},$$

де $r = 0,038$ м, $h = 1$ м.

Виконав студент

гр.

_____ (підпис)

_____ П.І.Б

Прийняв

_____ (підпис)

_____ П.І.Б

Дата _____

Контрольні питання

1. Що таке момент інерції твердого тіла?
2. Який фізичний сенс має момент інерції твердого тіла?
3. Як визначається кінетична енергія твердого тіла в обертальному, поступальному та плоскому русі?
4. Які є експериментальні методи визначення моменту інерції твердого тіла?
5. В чому сенс методу малих коливань?
6. В чому сенс методу падаючого вантажу?
7. Як швидко перевірити наближене значення одержаного результату?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

СТАТИЧНЕ ТА ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ РОТОРА З ВІДОМИМ РОЗТАШУВАННЯМ НЕЗРІВНОВАЖЕНИХ МАС

Теоретична частина

Схема установки наведена на рисунку 3.1.

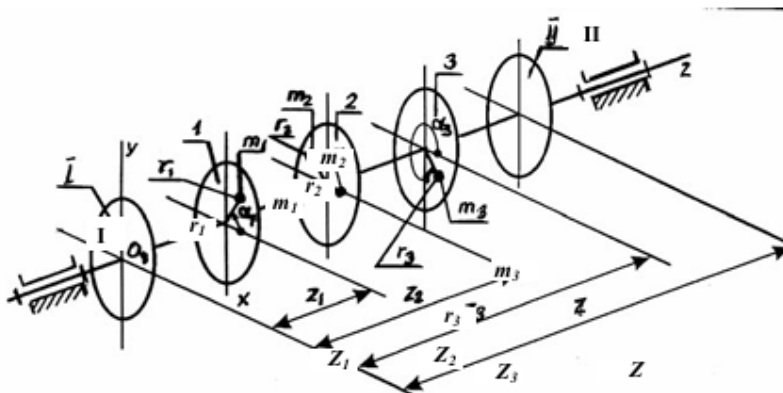


Рисунок 3.1 – Схема ротора установки ТММ-35

На роторі розташовані п'ять дисків, перпендикулярних до осі обертання. На дисках 1, 2 і 3 розташовані незрівноважені маси m_1 , m_2 та m_3 . Положення незрівноважених мас в площинах задані радіусами-векторами r_1 , r_2 та r_3 . Площини 1, 2 і 3 розташовані відносно площини зведення на відстані z_1 , z_2 та z_3 відповідно.

При статичному зрівноваженні моментами сил інерції нехтують, а зрівноважують тільки відцентрові сили інерції незрівноважених мас, встановлюючи одну противагу. Таке статичне зрівноваження припустимо тільки при малій довжині ротора (шестерні, колеса, шків, маховики, тощо) та малій кутовій швидкості його обертання. Очевидно,

$$\sum m_i \bar{r}_i \omega^2 + m_n \bar{r}_n \omega^2 = 0 \quad \text{або} \quad \sum m_i \bar{r}_i + m_n \bar{r}_n = 0, \quad (3.1),$$

де $\bar{r}_n$ – радіус-вектор розташування противаги;

m_n – маса противаги.

При повному (статичному і динамічному) зрівноваженні ротора, окрім зрівноваження відцентрових сил інерції, треба зрівноважити також і моменти сил інерції. Позначимо маси противаг, розташованих

у площинах I і II , m_I і m_{II} , а також радіуси-вектори їх через $\bar{r}_I$ та $\bar{r}_{II}$. Тоді умови повного зрівноваження:

$$\sum m_i \bar{r}_i + m_I \bar{r}_I + m_{II} \bar{r}_{II} = 0. \quad (3.2)$$

$$\sum m_i \bar{r}_i z_i + m_{II} \bar{r}_{II} z_{II} = 0. \quad (3.3)$$

Рівняння (3.3) складене як сума моментів відцентрових сил інерції відносно точки O_1 яке також, як і рівняння (3.1) та (3.2), скорочене на ω^2 . Всі вектори моментів відцентрових сил інерції повернені на кут 90° до співпадіння їх з напрямками векторів сил або радіусів-векторів. Розв'язувати рівняння (3.1) і (3.3) простіше графічно. При статичному зрівноваженні величина і розташування протизаваги визначаються побудовою векторного багатокутника згідно з рівнянням (3.1) (рис. 3.2).

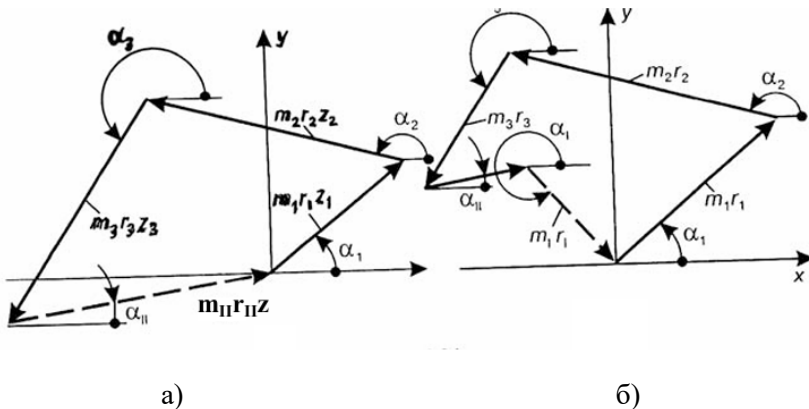


Рисунок 3.2 – Побудова векторного багатокутника

Напрямок радіуса-вектора протизаваги визначається кутом α_{II} , який вимірюється на кресленні.

При повному зрівноваженні спочатку будується векторний багатокутник моментів за (3.3). Модуль вектора, що замикає багатокутник, дорівнює $m_{II} \bar{r}_{II} z$. (рис. 3.2, а), де z – відстань між площинами зрівноваження (див. рис. 3.1). З цього добутку визначимо r_{II} , якщо прийняти якесь значення m_{II} , і навпаки. Кут α_{II} теж визначається з креслення. Затим будується багатокутник за рівнянням (3.2) (рис. 3.2, б). Модуль вектора, замикаючого багатокутник, дорівнює $m_I \bar{r}_I$. З креслення визначаємо також і кут α_I . Аналітичним

методом проекцій на осі координат уточнюються знайдені величини.

На чавунній підвалині закріплені шарикопідшипники вала I ротора (рис. 3.3).

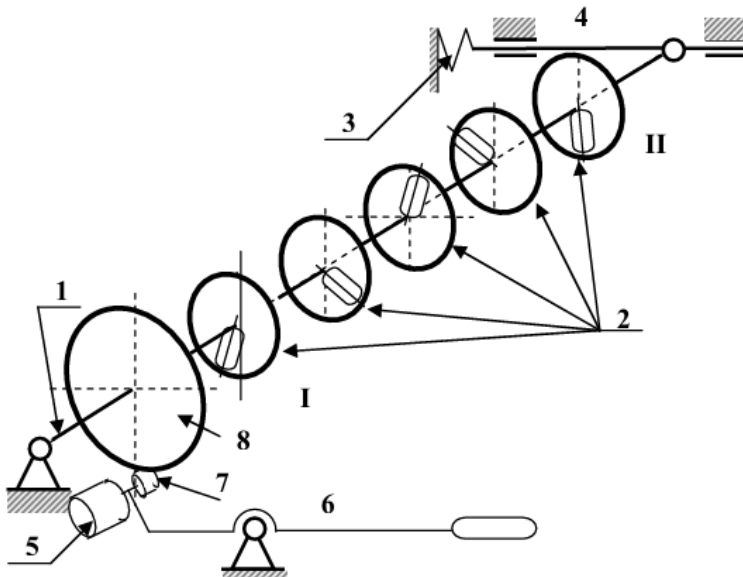


Рисунок 3.3 – Схема ротора

На валу ротора встановлені п'ять дисків 2. Три середні диски призначені для закріплення незрівноважених вантажів, а на крайніх розташовують протизваги. Підшипник правого краю вала I встановлено на повзуні 4, який може рухатись горизонтально. Повзун 4 відтягується в різні боки пружинами 3. Якщо правий кінець вала злегка відвести убік і відпустити, то він буде коливатись навколо лівої опори. Розгін ротора здійснюється двигуном 5, що закріплено на валі 6. При натиску униз кулькової рукоятки важеля 6 двигун підніметься, притискаючи гумовий ролик 7 вала двигуна до фрикційного колеса 8, який закріплено на валу I. Одночасно, за допомогою відповідного контакту, вмикаємо двигун. Якщо звільнити важіль, двигун опуститься і вимкнеться.

У комплекті є вантажі і протизваги, які зберігаються у шухляді. Для закріплення вантажів на дисках є отвори із шкалою відстані від осі обертання. Диски теж можуть обертатись відносно осі. Кут

повороту дисків теж вимірюється (встановлюється) за круглими шкалами відносно нульового значення нерухомої шкали.

Практична частина.

Порядок проведення роботи.

Прилади і приладдя. Установка ТММ-35 з набором вантажів. Креслярські прилади.

Викладач задає маси та координати незрівноважених вантажів, які слід записати у протокол. Малюється схема установки з дисками та вантажами на них (див. рис. 3.1).

Визначається маса та координати (m_n та $\bar{r}_n$) противаги при статичному зрівноваженні, для чого будується векторний багатокутник за рівнянням:

$$\sum m_i \bar{r}_i + m_n \bar{r}_n = 0.$$

На установці ТММ-35 встановлюються незрівноважені вантажі та противага на будь-якому з крайніх дисків *I* чи *II*. Перевіряється статична зрівноваженість ротора. Якщо повернути ротор на будь-який кут, то він повинен бути нерухомим (невизначена рівновага).

Перевіряється динамічна незрівноваженість ротора. При обертанні ротора права частина вала буде коливатись.

Ротор зупиняють, знімають противагу.

Графічним та аналітичним методами розраховують противаги *I* та *II* повного зрівноваження, для чого будують векторні багатокутники спочатку за рівнянням:

$$\sum m_i \bar{r}_i z_i + m_{II} \bar{r}_{II} z_{II} = 0,$$

а потім за рівнянням:

$$\sum m_i \bar{r}_i + m_I \bar{r}_I + m_{II} \bar{r}_{II} = 0$$

Противаги установлюють на дисках *I* та *II* та перевіряють статичну зрівноваженість ротора. Затим розганяють ротор і пересвідчуються у динамічній зрівноваженості його. Правий край ротора не повинен коливатись.

Звіт про лабораторну роботу

1. Схема установки і розташування незрівноважених мас.
2. Маси незрівноважених вантажів та їх координати.

Таблиця 3.1 – Розташування незрівноважених мас

Номер площини розташування	m_i , г	r_i , мм	α_i , °	z_i , мм
1				
2				
3				

3. Статичне зрівноваження (графічний метод) формула (3.1).

Таблиця 3.2 – Результати статичного зрівноваження

$m_n \bar{r}_n$, Г·мм	m_n , Г	$\bar{r}_n$, мм	α_n , °

4. Повне зрівноваження.

Графічний метод.

Використовуючи формули (3.2) і (3.1), побудувати векторні багатокутники.

$$\sum m_i \bar{r}_i z_i + m_{II} \bar{r}_{II} z_{II} = 0,$$

$$\sum m_i \bar{r}_i + m_I \bar{r}_I + m_{II} \bar{r}_{II} = 0.$$

Результати внести в таблицю.

Таблиця 3.3 – Результати динамічного зрівноваження

$m_{II} r_{II} z$, Г·мм ²	$m_{II} r_{II}$, Г·мм	m_{II} , Г	r_{II} , мм	α_{II} , град
	$m_I r_{II}$, Г·мм	m_I , Г	r_I , мм	α_I , град

Аналітичний метод.

Визначити необхідні параметри противаг за формулами, наведеними нижче:

$$m_{II} r_{II} z \cdot \cos \alpha_{II} = -(m_1 r_1 z_1 \cdot \cos \alpha_1 + m_2 r_2 z_2 \cdot \cos \alpha_2 + m_3 r_3 z_3 \cdot \cos \alpha_3);$$

$$m_{II}r_{II}z \cdot \sin\alpha_{II} = -(m_1r_1z_1 \cdot \sin\alpha_1 + m_2r_2z_2 \cdot \sin\alpha_2 + m_3r_3z_3 \cdot \sin\alpha_3);$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{II} = \frac{m_{II}r_{II}z \cdot \sin\alpha_{II}}{m_{II}r_{II}z \cdot \cos\alpha_{II}}; \quad \alpha_{II} =;$$

$$m_{II}r_{II}z = \sqrt{(m_{II}r_{II}z \cdot \cos\alpha_{II})^2 + (m_{II}r_{II}z \cdot \sin\alpha_{II})^2};$$

$$m_{II}r_{II} = \frac{m_{II}r_{II}z}{z};$$

$$m_Ir_Iz \cdot \cos\alpha_I = -(m_1r_1z_1 \cdot \cos\alpha_i + m_2r_2z_2 \cdot \cos\alpha_i + m_3r_3z_3 \cdot \cos\alpha_i + m_{II}r_{II}z \cdot \cos\alpha_{II});$$

$$m_Ir_Iz \cdot \sin\alpha_I = -(m_1r_1z_1 \cdot \sin\alpha_i + m_2r_2z_2 \cdot \sin\alpha_i + m_3r_3z_3 \cdot \sin\alpha_i + m_{II}r_{II}z \cdot \sin\alpha_{II});$$

$$\operatorname{tg}\alpha_I = \frac{m_Ir_Iz \cdot \sin\alpha_I}{m_Ir_Iz \cdot \cos\alpha_I}; \quad \alpha_I =;$$

$$m_Ir_I = \frac{m_Ir_Iz}{z}.$$

Таблиця 3.4 – Результати аналітичних розрахунків динамічного зрівноваження

Номер диска	m , гр	r , мм	α , град	z , мм
I				
II				

Виконав студент

гр.

_____ (підпис)

_____ П.І.Б

Прийняв

_____ (підпис)

_____ П.І.Б

Дата _____

Контрольні питання

1. Який сенс статичного зрівноваження та коли воно застосовується?
2. Який сенс повного зрівноваження та коли воно застосовується?
3. Умови статичного зрівноваження обертаючих мас.
4. Умови повного зрівноваження обертаючих мас.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

ПОБУДОВА ЕВОЛЬВЕНТНИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЦІВ ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Теоретична частина

Нарізання евольвентних профілів зубців методом обкатки є найбільш розповсюдженим засобом виробництва зубчатих коліс. Обробним інструментом у цьому випадку може бути зубчата рейка, черв'ячна фреза або довбляк. Процес обробки зубчатих коліс на зубостругальному, зубофрезерному верстатах вподібнюється процесу зачеплення, тобто нарізний інструмент і заготовка одержують відносний рух, такий самий, як і при зачепленні зубчатої рейки з колесом.

Подібне зачеплення між нарізним інструментом і колесом, що нарізується, зветься верстатним.

Процес нарізання колеса рейкою здійснюється при складному русі заготовки А (рис. 4.1) [1], який складається з поступального та обертального рухів в одній площині і при зворотно-поступальному русі інструменту Б паралельно осі нарізуваного колеса. Подача заготовки здійснюється в проміжок часу між двома робочими ходами інструменту.

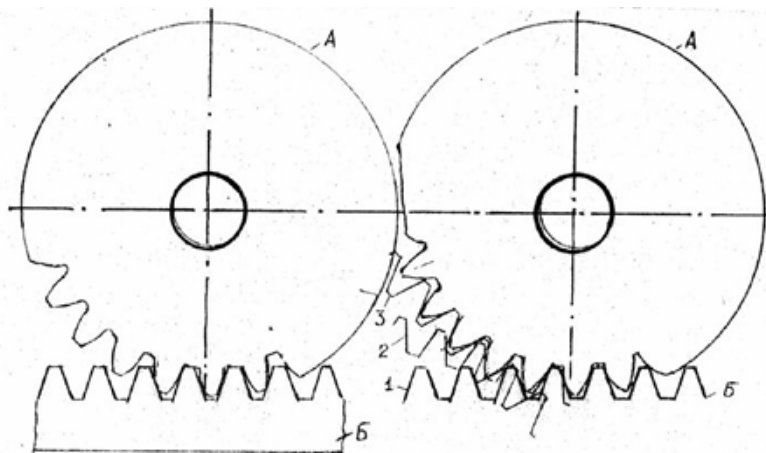


Рисунок 4.1 – Процес нарізання колеса рейкою

Зв'язок між лінійною ΔS та кутовою $\Delta\varphi$ подачами заготовки відбивається рівністю:

$$\Delta S = \frac{d \cdot \Delta\varphi}{2} = \frac{mZ}{2} \cdot \Delta\varphi,$$

де d – діаметр ділильного кола;

m – модуль рейки;

z – кількість зубців колеса.

Після руху подачі, в результаті якого спричиняється обкатка, рейка здійснює робочий хід, знімаючи стружку, і повертається у початкове положення. Профіль зуба утворюється як обвідна профілю рейки Б у декількох її послідовних положеннях відносно заготовки (див. рис. 4.1).

Перевагою методу обкатки є те, що одним інструментом можна одержати евольвентні профілі з різними параметрами, що визначається положенням інструменту відносно заготовки. Позитивною якістю інструментальної рейки є проста форма нарізної частини – пряма лінія. Завдяки цьому досягається висока точність виготовлення інструменту, спрощується його переточка. Висока точність інструмента забезпечує точність обробки профілів зубців, що збільшує тривалість роботи зачеплення.

При виконанні цієї лабораторної роботи застосовані такі поняття теорії зубчатих зачеплень:

- **ділильне коло** колеса – коло, по якому модуль має стандартну величину і яке є базовим при визначенні розмірів зубців;

- **модульна пряма** рейки – середня пряма, на якій товщина зуба дорівнює ширині западини і складає половину кроку p . Величина кроку визначається за формулою $p = \pi \cdot m$.

Ділильна пряма рейки – пряма, що доторкується до ділильного кола колеса.

При нарізанні зубчатих коліс методом обкатки ділильна пряма рейки перекочується по ділильному колу колеса без ковзання і є центроїдою у відносному русі.

Якщо у процесі нарізання ділильне коло колеса доторкується модульної прямої рейки, то профіль зуба буде стандартним. В цьому випадку висота голівки зуба h_a дорівнює модулю m , а товщина зуба по ділильному колі – ширині западини, як у рейки. Таке колесо

зветься нормальним, стандартним або нульовим.

В загальному випадку при нарізанні зубчатих коліс ділильне коло не стикається з модульною прямою рейки. Відстань b між модульною і ділильною прямими рейки зветься **абсолютним зсувом** інструментальної рейки. Зсування рейки порівняно з її положенням для нульових коліс у напрямку від осі колеса зветься додатним зсувом $(+b)$, а у напрямку до осі – від’ємним $(-b)$ [1-3].

У відповідності від зсування рейки розрізняють додатні і від’ємні (кореговані), нарізані зміщеною рейкою, колеса.

Зміщення рейки робиться з метою зменшення габаритних розмірів, поліпшення якості зачеплення:

- усунення підрізування ніжки зуба;
- збільшення міцності зуба;
- зменшення зносу;
- вписування у наперед задану міжосьову відстань.

Коефіцієнтом зміщення зветься відношення $x = b/m$.

Для усунення підрізування ніжки зуба колеса інструментальна рейка зміщується від осі нарізуваного колеса (додатний зсув) на величину $b_{min} = x_{min} \cdot m$, мм, де коефіцієнт зміщення x_{min} для колеса з числом зубців z визначається формулою:

$$x_{min} = h_a^* \cdot \frac{z_{min} - z}{z_{min}},$$

де $z_{min} = 2h_a^* / \sin^2 a$ найменша кількість зубців колеса, у якого відсутнє підрізування ніжки зуба.

Якщо $h_a^* = 1$ і $a = 20^\circ$, то $x_{min} = (17-z)/17$.

Опис приладу ТММ-42

Основними частинами приладу (рис. 4.2) є жорстко з’єднані диски 1 і 2 та зубчата рейка 3, змонтовані на загальній підставі 12. Диски 1 і 2 можуть обертатись у процесі креслення зубців навколо нерухомої осі. Діаметр нижнього диска 2 дорівнює діаметру ділильного кола нарізуваного колеса. Зубчата рейка 3 розташована з невеликим зазором над верхнім диском 1 і закріплена гвинтами 6 на каретці 5, яка може переміщуватись ліворуч та праворуч у напрямляючих плити 12. На рейці нанесена лінія, яка зображає середню лінію (модульну пряму) рейки, а також нанесені значення модуля зачеплення m , профільного кута (кута зачеплення) $a = 20^\circ$ і

горизонтальному ребру планки 16, співпадаючому з ділильною прямою рейки. При звільненні важеля собачка надійно фіксує рейку.

В приладі передбачена можливість переміщення рейки від руки ліворуч або праворуч. При цьому необхідно вивести із зачеплення з кареткою обидві собачки, що досягається поворотом важеля 7 ліворуч.

Послабивши гвинти 6, можна змінити відстань рейки від центру заготовки, а потім закріпити її тими ж гвинтами у положенні, визначеному зміщенням b , яке відраховується по двом шкалам 10.

Практична частина

Зміст роботи

Побудувати профілі зубців евольвентного зубчатого колеса методом обкатки шляхом креслення їх на папері, що закріплена на приладі з моделлю інструментальної рейки. Визначити основні параметри нульового і корегованих коліс та порівняти результати.

Обладнання та прилади

1. Прилад ТММ-42 для креслення евольвентних профілей зубців методом обкатки.
2. Паперовий круг (заготовка).
3. Циркуль, косинець.
4. Добре загострений олівець.

Порядок роботи

1. Ознайомитись з будовою та принципом дії приладу ТММ-42.
2. Поділити паперовий диск на чотири рівні частини.
3. Накласти на верхній диск приладу паперову заготовку закріпити її шайбою 15 за допомогою гвинта 14.
4. Установити рейку так, щоб її позначки 9 розташувались проти нульових позначок шкал 10.
5. Повернути важіль 7 ліворуч до кінця і відвести каретку з рейкою у крайнє праве положення, повернути важіль 7 праворуч до кінця.
6. Плавнo натиснути униз до кінця важіль 8 і після переміщення рейки ліворуч до зупинки на крок окреслити контур зубців рейки, які знаходяться на папері. Так повторювати доти, поки рейка не займе крайнє ліве положення, а на заготовці не буде накреслено 2 повних зуба.
7. Послабити рукояткою 11 натяг струни 4 і установити диск із заготовкою і рейку в початкове положення для побудови зубців у дру-

тому секторі (див.п.5). Після чого знову натягнути струну рукояткою 11.

8. Розрахувати розміри колеса при $x = 0$, коефіцієнт x_{min} та величину b_{min} . Записати результати розрахунків у таблицю 4.1.

9. Відсунути рейку від осі заготовки на величину b_{min} і закріпити її гвинтами 6.

10. Викреслити і межах другого сектора зубці додатно корегованого колеса, користуючись вказівками п.6.

11. Після цього викреслити профілі зубців при зміщенні рейки на величину $b = 10$ мм і $b = -5$ мм. Якщо площа паперового лиску недостатня, то треба перевернути його і продовжити креслення на зворотному його боці.

12. Розрахувати розміри колеса при цих зміщеннях і результати занести в таблицю 4.1.

13. Зняти паперовий круг з приладу і нанести усі кола і товщину зубців на всіх чотирьох кресленнях з позначенням їх діаметрів у мм (рис. 4.3).

14. Товщину зубців по ділильному колі порівняти з розрахованим аналітично значенням.

15. Оформити звіт і прикласти до нього паперовий диск з викресленими профілями зубців.

Звіт про лабораторну роботу № 4

Прилад ТММ-42 №

Задані величини: модуль рейки $m =$ мм; кут профілю рейки $a = 20^\circ$; діаметр ділильного кола колеса $d =$ мм. коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,25$.

Розраховані та виміряні розміри коліс занести до табл. 4.1.

Виконав студент гр.

	_____	(підпис)	П.І.Б
Прийняв	_____	(підпис)	П.І.Б
Дата	_____		

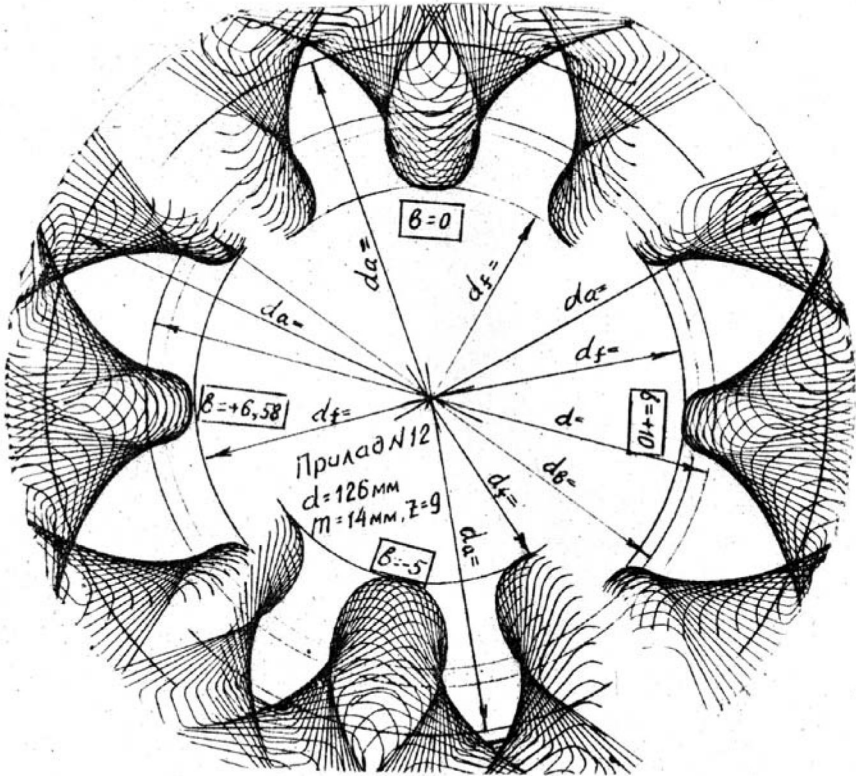


Рисунок 4.3 – Приклад виконання паперового диску

Контрольні питання

1. Що зветься модулем зубчатого колеса?
2. Що зветься кроком зачеплення?
3. Який профіль зубців має інструментальна рейка?
4. Чому дорівнює стандартний кут зачеплення?
5. Які зубчаті колеса звуться нульовими, корегованими?
6. Що таке ділильне коло зубчатого колеса?
7. Що таке основне коло зубчатого колеса?
8. Які методи нарізання зубчатих коліс ви знаєте?
9. Які переваги методу обкатки перед методом копіювання?
10. Як визначаються основні геометричні розміри коліс з евольвентним профілем?

Таблиця 4.1 – Визначення розмірів зубчатого колеса [1-3]

Кількість зубців колеса $z = \frac{d}{m} =$ Діаметр основного кола $d_b = d \cdot \cos a =$ Мінімальний коефіцієнт зміщення рейки $x_{min} = \frac{17-z}{17} =$ Мінімальна величина зміщення рейки $b_{min} = x_{min} \cdot m =$					
Найменування	Розрахункові формули	Розміри коліс при зміщеннях рейки, мм			
		$b = 0$	b_{min}	b_{10mm}	$b_{-5\text{ мм}}$
Діаметр кола западин	$d_f = m \cdot (z - 2,5) + 2 \cdot b$				
Діаметр кола голівки	$d = m \cdot (z + 2) + 2 \cdot b$				
Товщина зуба по ділильному колі	$S = \frac{p}{2} + 2b \tan 20^\circ$				
Хордальна товщина зуба	$S_x = d \cdot \sin\left(\frac{S \cdot 180}{d \cdot \pi}\right)$				
Виміряна товщина зуба по хорді	$S_{xвим}$				

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ КОЛІС ЗА ДОПОМОГОЮ ВИМІРЮВАЛЬНИХ ІНСТРУМЕНТІВ

Теоретична частина

Основні параметри, що характеризують зубчате колесо, є кількість зубців z , модуль зачеплення m , діаметри: ділильного d , основного d_b , голівки d_a , западин d_f кіл, крок зачеплення p , висота зуб h_a , висота ніжки зуба h_f та товщини зуба по ділильному колу S .

Кількість зубців колеса визначається їх переліком.

Модуль колеса з евольвентним профілем зуба може бути розрахований на підставі основних властивостей евольвенти:

1. Нормаль, що проведена в будь-якій точці евольвенти, є дотичною до основного кола (рис. 5.1) [1,3]

2. Відрізки дотичних A_11^1, A_22^1 , тощо є радіусами кривизни евольвенти у точках A_1, A_2 , і т. д.

3. Радіус кривизни (ρ_4) в точці (A_4) евольвенти дорівнює довжині дуги ($\cup A_04^1$) основного кола.

4. Дві евольвенти, побудовані як траєкторії двох точок однієї прямої, що перекочується по основному колі без ковзання, є еквідистантними (рівновіддаленими). Якщо це евольвенти двох однобічних профілей сусідніх зубців колеса, то відстань між ними дорівнює кроку зачеплення по основному колу p_b .

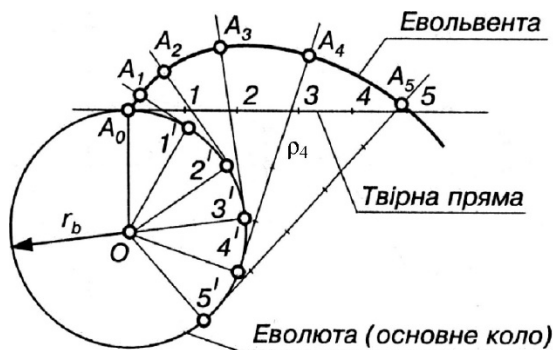


Рисунок 5.1 – Евольвента і її властивості

Охоплюючи штангенциркулем визначену кількість n зубців

колеса, визначаємо розмір ℓ (рис. 5.2) [2], а затим, охоплюючи штангенциркулем $(n + 1)$ зубців, – розмір ℓ_2 .

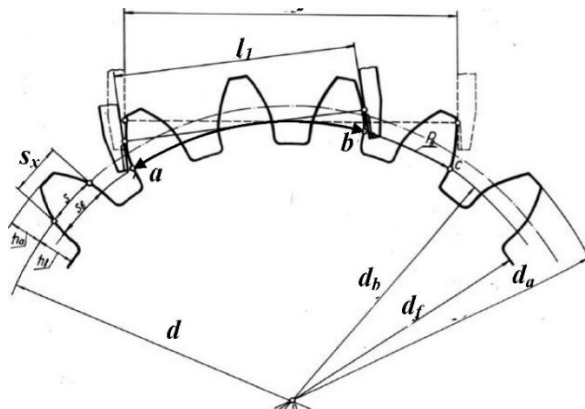


Рисунок 5.2 – Визначення розміру ℓ

Робочі частини штангенциркуля повинні доторкуватись в обох випадках евольвентних частин профілей.

Кількість n зубців, охоплюваних штангенциркулем, необхідно приймати в залежності від кількості z згідно з таблицею 5.1.

Таблиця 5.1 – Значення кількості зубців, котрі слід охоплювати штангенциркулем при вимірюванні кроку по основному колу.

z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72
n	2	3	4	5	6	7	8

На підставі основних властивостей евольвенти маємо (див. рис. 5.2).

$$\ell_1 = \cup ab; \quad \ell_2 = \cup ac; \quad \ell_2 - \ell_1 = \cup ac - \cup ab = \cup bc = p_b,$$

тобто $p_b = \ell_2 - \ell_1 = \pi \cdot m \cdot \cos a$.

Модуль зачеплення визначаємо з цієї рівності:

$$m = \frac{\ell_2 - \ell_1}{\pi \cdot \cos a},$$

де $a = 20^\circ$ – кут профілю зуба інструментальної рейки. Одержане значення модуля в мм слід порівняти зі стандартним згідно з ISO 54:1996 [5] (таблиця 5.2).

Таблиця 5.2 – Модулі зубчатих передач (ISO 54:1996)[5]

0,3	1,0		2,75	4,5	9,0	16	32
0,4	1,125		3	5	10	18	
0,5	1,25		3,25		11	20	
0,6	1,375		3,5	5,5		22	36
0,7	1,5...1,75				12	25	
0,8	2,0		3,75	6	14	28	40
	2,25		4	(6,5)			45
	2,5		(4,25)	7...8			50

Визначивши модуль, можна розрахувати такі параметри:

Крок зачеплення $p = \pi \cdot m$.

Діаметр ділильного кола $d = m \cdot z$.

Діаметр основного кола $d_b = d \cdot \cos a$.

Діаметри кіл голівок d_a , западин d_f при парній кількості зубців вимірюється штангенциркулем, як показано на рисунку 5.3, a , при непарній - визначається у відповідності з рисунком 5.3,б за формулами:

$$d_a = d_{\text{отв}} + 2H'; \quad d_f = d_{\text{отв}} + H''.$$

Висота голівки і ніжки зуба визначається за формулами:

$$h_a = \frac{d_a - d}{2}, \quad h_f = (d - d_f)/2.$$

Товщину зуба по дузі ділильного кола S можна визначити за формулою:

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan a,$$

де x – коефіцієнт зміщення, що визначає зсув інструментальної рейки при нарізанні колеса.

Коефіцієнт зміщення x можна визначити з рівності:

$$d_f = d + 2 \cdot (h_a^* + c^* - x) \cdot m.$$

При коефіцієнтах $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$ одержимо:

$$x = \frac{d_f}{2 \cdot m} - \frac{z - 2,5}{2}.$$

Для стандартних коліс $x = 0$.

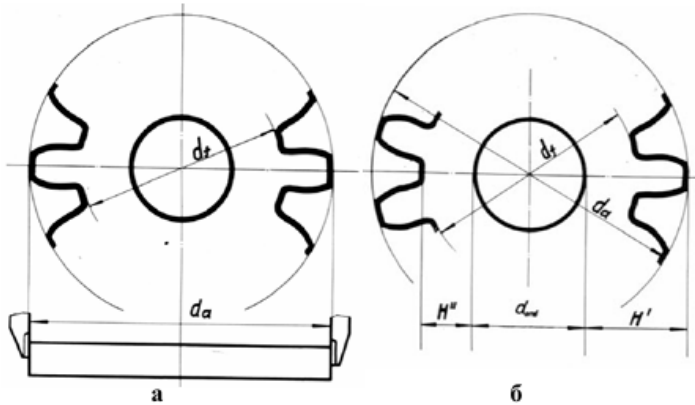


Рисунок 5.3 – Вимірювання діаметрів голівок та западин колеса

Товщину зуба S_x по хорді ділительного кола (рис. 5.4) визначають за формулою:

$$S_x = d \cdot \sin\left(\frac{S \cdot 180^\circ}{\pi \cdot d}\right).$$

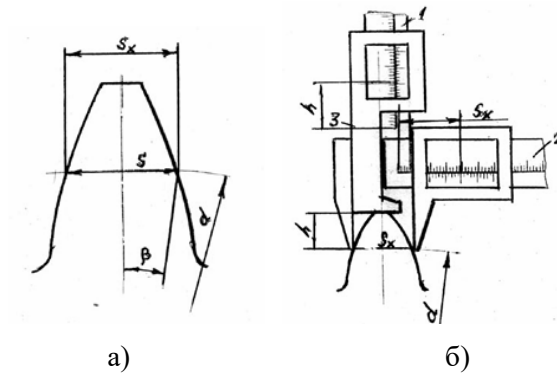


Рисунок 5.4 – Визначення товщини зуба по хорді

Товщину зуба S_x по хорді ділильного кола вимірюємо штангензубоміром (див. рис. 5.4), що має дві шкали 1 і 2 з ноніусами і установчу пластину 3.

Шкала 1 призначена для вимірювання товщини зуба по хорді, шкала 2 – для вимірювання відстані h від цієї хорди до кола голівок зубців.

Величину h визначимо за формулою:

$$h = \frac{d_a - d \cdot \cos \beta}{2} = \frac{d_a - d \cdot \cos\left(\frac{S \cdot 180^\circ}{d \cdot \pi}\right)}{2}.$$

Цю величину фіксуємо по шкалі 1 (дивись рис. 5.4,а), а потім, встановлюючи планку 3 на голівку зуба, зсуваємо губки штангензубоміра до дотику з бічними поверхнями зуба. По шкалі 2 визначаємо товщину зуба по ділильному колі $S_{\text{хвим}}$.

Звичайно, $S_{\text{хвим}}$ менше розрахованого значення S_x на величину бічного зазору в зачепленні.

Практична частина

Зміст роботи

Ознайомитись з елементарними засобами вимірювання і розрахунків основних параметрів циліндричних зубчатих коліс евольвентного профілю.

Обладнання і прилади

1. Набір зубчатих коліс з евольвентним профілем зубців.
2. Штангенциркуль.
3. Штангензубомір.
4. Циркуль, косинець.

Порядок роботи

1. Порахувати кількість z зубців колеса.
2. Визначити кількість n зубців (табл. 5.1), яку слід охоплювати штангенциркулем, щоб губки його доторкувались евольвентних частин профілів.
3. Охопивши штангенциркулем n зубців, виміряти відстань ℓ_1 . Охопивши штангенциркулем $(n+1)$ зубців, виміряти відстань ℓ_2 (див. рис. 5.2).

4. Визначити модуль зачеплення m за формулою:

$$m = \frac{\ell_2 - \ell_1}{\pi \cdot \cos a}.$$

З'ясувати це значення зі стандартним (табл. 5.2)

5. Визначити крок зачеплення $p = m \cdot \pi$, діаметри ділильної та основної кіл:

$$d = m \cdot z; \quad d_b = d \cdot \cos a.$$

6. Виміряти діаметри кіл голівок d_a і западин d_f зубців (див. рис. 5.3).

7. Розрахувати коефіцієнт зміщення інструментальної рейки за формулою:

$$x = \frac{d_f}{2 \cdot m} - \frac{z - 2.5}{2}.$$

8. Визначити товщину зуба по дузі ділильного кола S за формулою:

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan a.$$

9. Розрахувати товщину зуба по хорді ділильного кола S_x за формулою:

$$S_x = d \cdot \sin \left(\frac{S \cdot 180^\circ}{\pi \cdot d} \right).$$

10. Розрахувати:

Висоту голівки зуба: $h_a = (d_a - d)/2$.

Висоту ніжки зуба: $h_f = (d - d_f)/2$.

Радіальну відстань від хорди ділильного кола до кола голівок зубців:

$$h = \frac{d_a - d \cdot \cos \left(\frac{S \cdot 180^\circ}{\pi \cdot d} \right)}{2}.$$

11. Поставивши на шкалі 1 штангензубоміра розмір h , виміряти хордальну товщину зуба по ділильному колі $S_{\text{хвил.}}$.

12. Порівняти значення $S_{\text{хвил.}}$ з розрахованим S_x

13. Оформити звіт роботи.

Примітка. Кожне вимірювання робиться три рази і розрахунки ведуться по середньому значенню.

Звіт про лабораторну роботу

1. Ескіз колеса зі схемою установки штангенциркуля.
2. Кількість зубців колеса $z =$.
3. Кут вихідного контура різального інструмента $\alpha = 20^\circ$
4. Результати вимірювань, мм:

Номера коліс	z	ℓ_1	ℓ_2	$d_{\text{отв}}$	H'	H''	d_a	d_f	$S_{\text{хвил}}$
1									
2									
3									

5. Розрахунок основних параметрів колеса:

$$m = \frac{\ell_2 - \ell_1}{\pi \cdot \cos \alpha}$$

Згідно з ISO 54:1996 [5], остаточно приймаємо $m =$ мм.

$$p = m \cdot \pi =;$$

$$d = m \cdot z =;$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha;$$

$$x = \frac{d_f}{2 \cdot m} - \frac{z - 2,5}{2} =;$$

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha.$$

$$S_x = d \cdot \sin \left(\frac{S \cdot 180^\circ}{\pi \cdot d} \right).$$

$$h_a = (d_a - d)/2;$$

$$h_f = (d - d_f)/2;$$

$$h = \frac{d_a - d \cdot \cos\left(\frac{S \cdot 180^\circ}{\pi \cdot d}\right)}{2}.$$

Виконав студент

гр. _____

(підпис)

П.І.Б

Прийняв _____

(підпис)

П. І. Б

Дата _____

Контрольні питання

1. Що таке евольвента і як вона утворюється?
2. Які властивості є у евольвенти?
3. Як визначається модуль зубчатого колеса?
4. Як визначається крок по основному колу?
5. Для чого і як використовується штангензубомір?
6. Як визначити діаметри кіл голівки і ніжок при парному і непарному числі зубців?

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Скребцов А.А., Омельченко О.С., Кружнова С.Ю., Шалева Н.В. Конспект лекцій з теорії механізмів та машин для студентів інженерних спеціальностей усіх форм навчання. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2023. 265 с. (<http://eir.zntu.edu.ua/handle/123456789/9458>)
2. Кружнова С.Ю., Фурсіна А. Д. Методичні вказівки до виконання практичних робіт з курсу «Теоретична та прикладна механіка» (Розрахунок курсового проєкту з ТММ) для студентів денної форми навчання спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. 15 с. (<http://eir.zntu.edu.ua/handle/123456789/9007>)
3. Кутепов Б.М., Кружнова С.Ю. Методичні вказівки до лабораторних робіт з теорії механізмів і машин. Запоріжжя: ЗНТУ, 2020. 40 с.
4. EN ISO 3952-1:2018 «Кінематичні схеми. Графічні умовні позначення. Частина 1»
5. ISO 54:1996 «Cylindrical gears for general and heavy engineering – Modules»