

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до лабораторної роботи з дисциплін
«Деталі машин» та «Основи конструювання»
для всіх технічних спеціальностей і всіх форм навчання
«Визначення ККД відкритої циліндричної зубчатої передачі»

Харків 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до лабораторної роботи з дисциплін
«Деталі машин» та «Основи конструювання»
для всіх технічних спеціальностей і всіх форм навчання
«Визначення ККД відкритої циліндричної зубчатої передачі»

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 1 від
13.02.2025 р.

Харків
НТУ «ХПІ»
2025

Методичні вказівки до виконання до лабораторної роботи «Визначення ККД відкритої циліндричної зубчатої передачі» з дисциплін «Деталі машин» та «Основи конструювання» для всіх технічних спеціальностей і всіх форм навчання / уклад. Д. Ю. Бородін, В. В. Семенова-Куліш, Г. Г. Кулик – Харків : НТУ «ХПІ», 2025. -16 с.

Укладачі: Д. Ю. Бородін
В. В. Семенова-Куліш
Г. Г. Кулик

Рецензент В. В. Клітної

Кафедра Деталі машин та гідروпневмосистеми

1. Ціль роботи

1.1 Експериментальне визначення коефіцієнта корисної дії (ККД) багатоступінчастого циліндричного редуктора залежно від обертових моментів на вхідному й вихідному валах.

1.2 Вивчення методів виміру обертових моментів редуктора.

1.3 Аналіз отриманих результатів і порівняння їх з довідковими даними.

2. Загальні положення

Прагнення до використання в сучасних механічних системах швидкохідних, а отже, малогабаритних і дешевих енергетичних машин з тихохідними робочими машинами, малі швидкості руху яких обумовлені технологічними й робочими процесами, приводить до необхідності установки між ними зубчастих редукторів з великими передаточними числами.

Реалізація великих передаточних чисел у редукторах здійснюється ступеневими зубчастими механізмами. Під ступеню розуміється зубчаста передача, що передають рух зі зміною його характеристики. Одними з основних характеристик передачі (ступені) є передаточне число u й коефіцієнт корисної дії η (ККД). Передаточне число u вказує, у скільки разів зміниться частота обертання вихідного валу n_2 та обертовий момент T_2 на ньому.

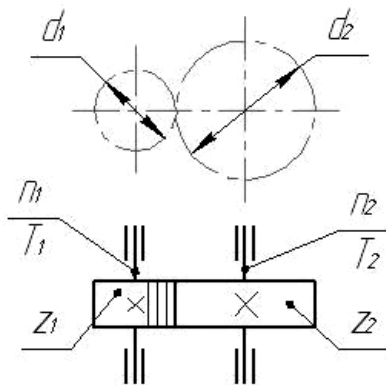


Рис. Схема циліндричної зубчастої передачі

Передаточне число визначається як відношення обертів ведучого колеса n_1 до веденого n_2 , або числа зубів веденого z_2 до ведучого z_1 . Також передаточне число циліндричної передачі можна визначити як співвідношення ділительних діаметрів d_2 до d_1 .

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}. \quad (1)$$

Передаточне число багатоступінчастого редуктора u_p , що складає із n ступеней, дорівнює добутку всіх передаточних чисел всіх передач, тобто

$$u_p = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n. \quad (2)$$

Також передаточне число редуктора можна визначити як відношення між обертами вхідного (ведучого) вала редуктора n_1 до обертів вихідного (веденого) вала $n_{вих}$,

$$u_p = \frac{n_1}{n_{вих}}. \quad (2)$$

Передача механічної енергії на відстань, за допомогою зубчастого редуктора з перетворенням швидкостей і моментів, як правило, супроводжується втратами.

Втрати механічної енергії пов'язані із втратами на тертя в зубчастих зачепленнях, підшипниках і від опору навколишнього середовища.

Найважливішим якісним показником механізму, що дає оцінку втратам, викликаним тертям і опором середовища, є механічний коефіцієнт корисної дії η , або ККД. Його визначають як відношення потужності на виході механізму до потужності на вході

$$\eta_{заг} = \frac{P_{вих}}{P_{вх}} < 1. \quad (3)$$

3. Будова та принцип роботи установки ДП-ЗК

На рис. 1 показана установка ДП-ЗК. На ній буде проводитися експериментальне визначення коефіцієнта корисної дії (ККД) відкритої циліндричної зубчастої передачі.

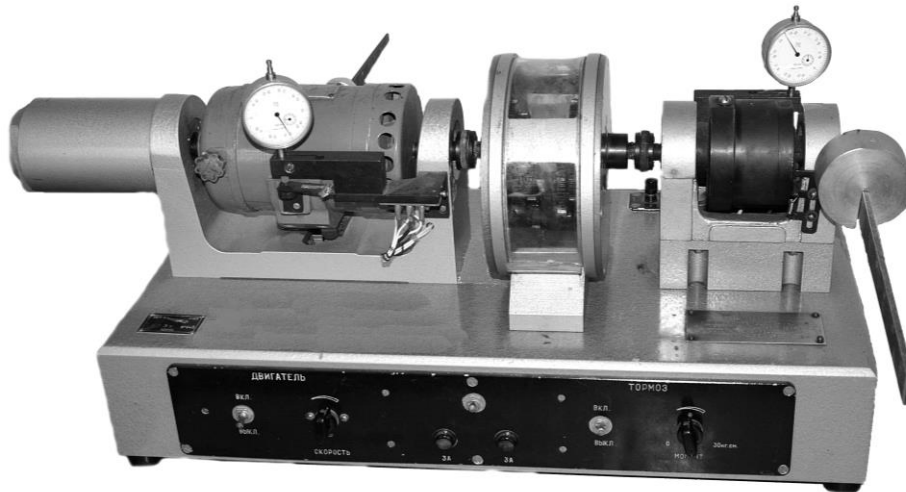


Рис. 1 Установка ДП-3К

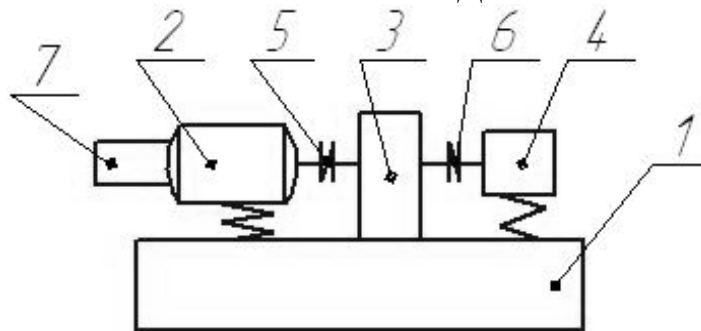


Рис. 2 Схема установки ДП-3К

На рис. 2 показана схема установки для проведения лабораторної роботи, що складається з:

- 1 – рама з пультом керування;
- 2 – електродвигун постійного струму закріплений за вісь обертання, та утримується для передачі обертового моменту, плоскою пружиною;
- 3 – відкритий шести ступеневий циліндричний прямозубий редуктор;
- 4 – електромагнітне гальмо, кріпиться також по осі обертання й утримується від обертання плоскою пружиною;
- 5 – муфта швидкохідна;
- 6 – муфта тихохідна;
- 7 – тахометр.

На рис. 1 до пластинчастих пружин, що втримують електродвигун і електромагнітне гальмо, закріплені годинникові індикатори лінійного переміщення які показують величину деформації відповідних пружин під час проведення експериментів. За допомогою показань індикаторів можна визначати обертові моменти на відповідних валах механізмів.

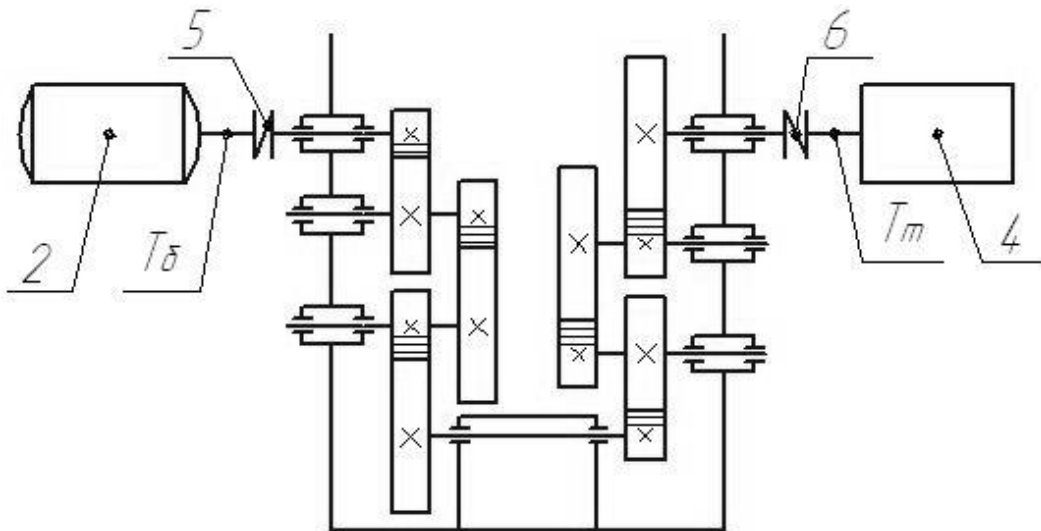


Рис. 3 Кінематична схема шести ступеневого відкритого циліндричного прямозубого редуктора

Принцип роботи установки ДП-3К.

Як відомо, обертовий момент це сила що помножена на плече

$$T = F \cdot l \text{ (Н}\cdot\text{мм)}.$$

Дана установка виготовлена таким чином, щоб мати можливість вимірювати крутні моменти.

Двигун 2 (див. рис. 2), редуктор 3 і електромагнітне гальмо 4 змонтовані на одній осі. При цьому двигун 2 і електромагнітне гальмо 4 змонтовані, таким чином, щоб вони мали можливість вільно обертатися навколо своєї осі. Для передачі та сприйняття обертового моменту вони повинні бути позбавлені цієї можливості. Це реалізовано за допомогою спеціальних важелів, закріплених на корпусах відповідних пристроїв які у свою чергу впираються в плоскі пружини які жорстко кріпляться до рами. При роботі установки ці пружини створює реактивні моменти, і дозволяють передавати рух та сприймати його. Фіксуючи деформацію плоских пружин за допомогою годинних індикаторів з ціною розподілу 0,1 мм можна оцінити величину переданого та сприйнятого обертового моменту.

Використання в установці електродвигуна постійного струму дозволяє плавно змінювати частоту обертання вала двигуна і як наслідок величину обертового моменту

$$T_{\partial} = 9550 \cdot \frac{P_{\partial}}{n_{\partial}} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4)$$

де P_{∂} – потужність електродвигуна, n_{∂} – частота обертання вала електродвигуна.

Аналогічно, з електродвигуном, є можливість плавно регулювати потужність електромагнітного гальма

$$T_m = 9550 \cdot \frac{P_m}{n_m} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5)$$

де P_m - потужність електромагнітного гальма, n_m - частота обертання вала електромагнітного гальма.

Підставивши (4) і (5) в (3) одержимо вираз щодо визначення загального ККД механізму:

$$\eta_{заг} = \frac{P_{вих}}{P_{вх}} = \frac{T_m \cdot n_m}{9550} \cdot \frac{9550}{T_\delta \cdot n_\delta} = \frac{T_m \cdot n_m}{T_\delta \cdot n_\delta} = \frac{T_m}{T_\delta \cdot u_p}. \quad (6)$$

Таким чином, варіюючи вище зазначеними параметрами можна впливати й на ККД, тобто досліджувати його при різних режимах роботи.

Загальний ККД механізму можна визначити й аналітичним шляхом опираючись на доступні довідкові дані й аналіз кінематичної схеми установки рис. 3. Кінематична схема установки (див. рис.3) складається з електродвигуна 2, муфти швидкохідної 5, шести ступеневого циліндричного прямозубого відкритого циліндричного редуктора в якому вали опираються на сім пар підшипників кочення, муфти тихохідної й електромагнітного гальма.

Таким чином, можна записати рівняння ККД, виражене через добуток всіх втрат у даному механізмі:

$$\eta_{заг} = \eta_{ми} \cdot \eta_{зип}^6 \cdot \eta_{нк}^7 \cdot \eta_{мт}, \quad (7)$$

де $\eta_{ми}$ – ККД муфти швидкохідної, $\eta_{мт}$ – ККД муфти тихохідної, $\eta_{зип}$ – ККД відкритої циліндричної зубчастої передачі, $\eta_{нк}$ – ККД однієї пари підшипників кочення. Використовуючи довідкові дані стор. 15 табл.1 /1/ визначимо втрати в муфтах і підшипниках, приймаючи середнє значення:

$$\eta_{мб} = 0,985 \dots 0,995 = 0,99;$$

$$\eta_{мт} = 0,985 \dots 0,995 = 0,99;$$

$$\eta_{нк} = 0,99 \dots 0,995 = 0,993.$$

Підставивши ці значення в (6) одержимо:

$$\eta_{заг} = 0,99 \cdot \eta_{зип}^6 \cdot 0,993^7 \cdot 0,99 = \eta_{зип}^6 \cdot 0,933. \quad (8)$$

Розв'язавши (8) відносно ККД однієї ступені зубчастої передачі одержимо:

$$\eta_{зип} = \sqrt[6]{\frac{\eta_{заг}}{0,933}}. \quad (9)$$

Таким чином, якщо експериментальним шляхом одержати значення ККД усього механізму й підставити його в (9) можна отримати значення ККД однієї ступені зубчастої передачі. Для цього необхідно знати загальне передаточне число механізму u_p , а також значення відповідних обертових моментів (T_δ, T_m). Тобто при виконанні лабораторної роботи необхідно

підрахувати передаточне число механізму та уміти вимірювати значення відповідних обертових моментів при різних режимах роботи.

4. Вказівки мір безпеки

4.1. Не допускається робота приладу з відкритою кришкою редуктора.

4.2. Перед включенням приладу в мережу необхідно впевнитися, що в клемі XS8 приєднаний заземлюючий провід.

4.3. Заміна запобіжників дозволяється тільки після відключення кабелю живлення від мережної розетки.

5 Порядок проведення роботи

5.1. Вивчаємо установку, редуктор і прилади вимірювання.

5.2. Визначаємо загальне передаточне число редуктора.

Це можливо зробити двома способами.

1) Підрахунком обертів вхідного валу редуктора по відношенню до одного повного оберту вихідного валу. Для цього обертаємо, вручну, вхідний вал редуктора, при відключеному живленні. Одночасно підраховуємо кількість повних обертів вхідного валу доки вихідний вал не зробить один повний оберт. Кількість обертів вхідного валу це й буде передаточне число редуктора

$$u_p = \frac{n_\delta}{n_{\text{вих}}} \quad \text{якщо } n_{\text{вих}} = 1, \text{ то } n_\delta = \frac{u_p}{1}.$$

2) Знявши кришку редуктора, до включення установки, можна легко підрахувати числа зубів ведучого колеса z_1 на вхідному валу та веденого колеса z_2 на проміжному валу і визначити по формулі (1) передаточне число однієї ступені. Так як в даному редукторі використовуються однакові пари зубчатих коліс то по формулі (2) можна визначити передаточне число редуктора.

$$u_{\text{зуп}} = \frac{z_2}{z_1}, \quad u_p = u_{\text{зуп}1} \cdot u_{\text{зуп}2} \cdot u_{\text{зуп}3} \cdot u_{\text{зуп}4} \cdot u_{\text{зуп}5} \cdot u_{\text{зуп}6} = u_{\text{зуп}1}^6.$$

5.3. Проводимо тарювання вимірювальних приладів (годинникових індикаторів), щоб мати можливість трактувати їх показання. Для цього використаємо спеціальні лінійки які закріплюються на двигуні та електромагнітному гальмі, а також вантажі що має можливість пересуватися

по них. Схема тарирування індикатора швидкохідної частини представлена на рис. 4.

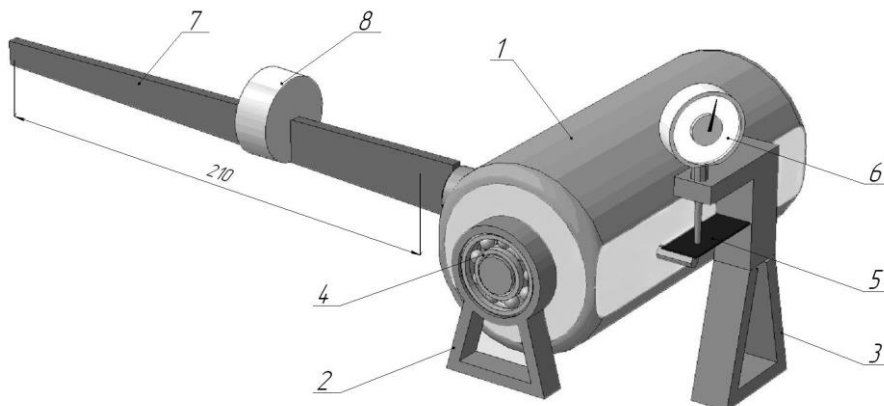


Рис. 4 Схема тарирування швидкохідної ланки

1 – електродвигун, 2 – опора електродвигуна, 3 – опора пластинчастої пружини з годинниковим індикатором – 6, 4 – підшипник кочення, 5 – пластинчаста пружина, 7 – спеціальна лінійка (важіль), 8 – вантаж.

Для створення обертового моменту при тарируванні швидкохідної частини використаємо лінійку (важіль) довжиною 210 мм з ціною розподілів по 30 мм, а також вантаж, вагою 100 гр, що дорівнює 1 Н. Цей вантаж на важелі буде створювати контрольований обертовий момент. При пересуванні (див. рис. 4) вантажу 8, пошагово, уздовж лінійці 7 буде виникати обертовий момент на корпусі двигуна 1. Під дією цього моменту двигун почне провертатися в опорі 2 проти годинникової стрілки, а важіль, закріплений на іншому борті, упреться в плоску пружину 5. Плоска пружина 5 кріпиться до корпусу за допомогою опори 3, у якій також кріпиться й годинниковий індикатор 6. Голчаста ніжка індикатора впирається у вільний кінець плоскої пружини. Пружина під впливом обертового моменту згинається тим самим переміщує ніжку індикатора яка в свою чергу змінює показання. Ці показання індикатора фіксуємо й заносимо в таблицю 1 тарирування швидкохідної частини (пружного елемента двигуна).

Таблиця 1.

Вантаж	100 гр. = 1 Н							
Н·мм	0	30	60	90	120	150	180	210
1. ΔT_6	0							
2. ΔT_6	0							
3. ΔT_6	0							

Для досягнення більше точних даних тарирування проводимо мінімум тир раз. При цьому кожне тарирування починаємо з того, що встановлюємо вантаж на лінійці у положення «0», а потім на індикаторі також встановлюємо шкалу на «0» відносно стрілки. Після заповнень табл. 1

будуємо тарирувальний графік для швидкохідної частини рис.5. На тарирувочному графіку розставляємо крапки з табл. 1 і проводимо через них одну пряму лінією.

Аналогічним чином діємо й з тихохідною частиною (пружним елементом електромагнітного гальма). Для її тарирування використаємо лінійку (важіль) довжиною 240 мм, ціна розподілу якої 40 мм. Силу створюємо важелем вагою 1 кг, що дорівнює 10 Н. Показання індикатора фіксуємо й заносимо в таблицю 2 тарирування тихохідної частини. Після цього будуємо тарирувальний графік для тихохідної частини рис.6, на якому розставляємо крапки з табл. 2 і проводимо через них одну пряму лінією.

Таблиця 2.

Вантаж	1000 гр. = 10 Н							
Н·мм	0	400	800	1200	1600	2000	2400	
1. ΔT_T	0							
2. ΔT_T	0							
3. ΔT_T	0							

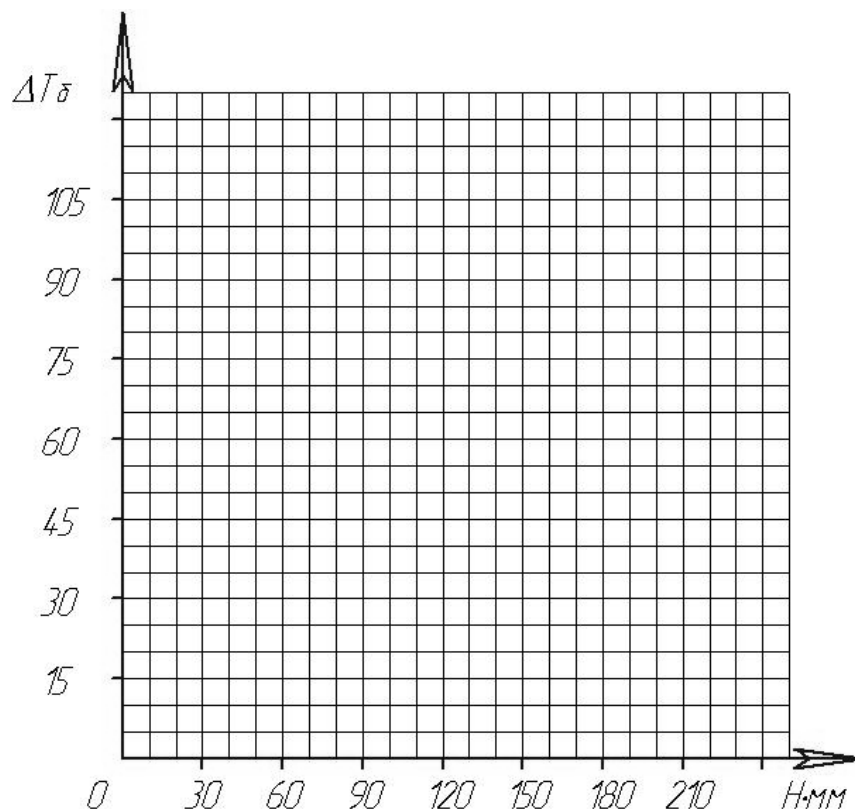


Рис. 5 Тарирувальний графік пружного елемента двигуна

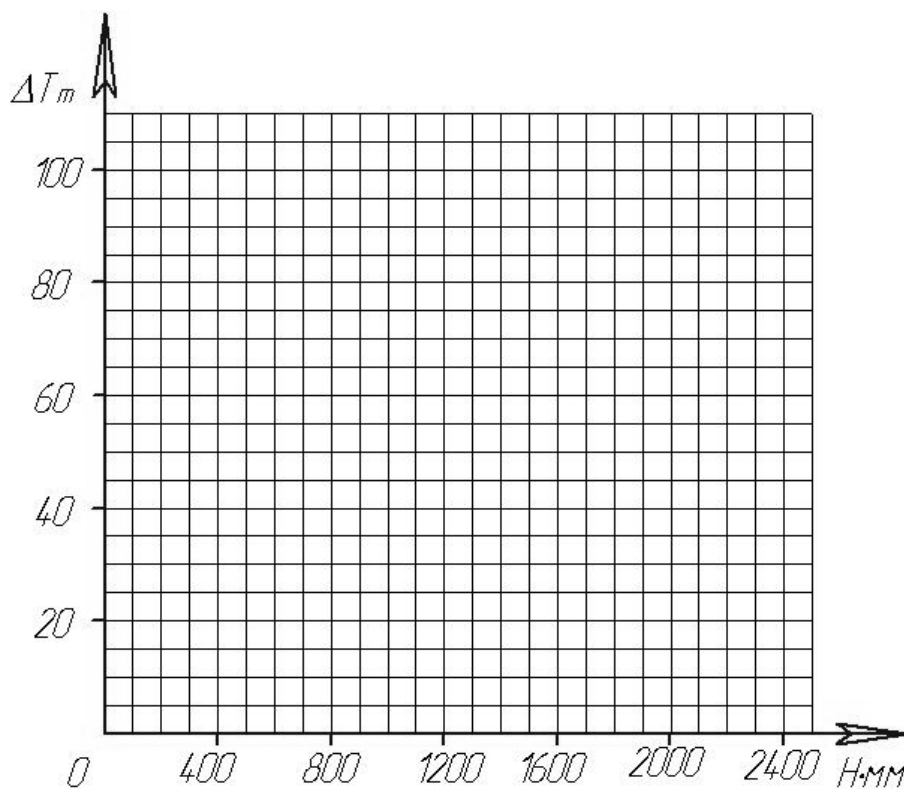


Рис. 6 Таривувальний графік пружного елемента електромагнітного гальма

5.4. Підготовляємо таблицю 3 для проведення експериментальних вимірів і подальших розрахунків.

Таблиця 3.

Параметри № досвіду	ΔT_{δ}	T_{δ} , Н·мм	ΔT_m	T_m , Н·мм	$\eta_{заг}$	$\eta_{зип}$
1	2	3	4	5	6	7
1.						
2.						
3.						
4.						
5.						

Потім, під керівництвом викладача або лаборанта включаємо установку й проводимо 5 - 6 вимірів моментів при різних сталих режимах. Показання

індикаторів швидкохідної й тихохідної частин заносимо в другий і четвертий стовпці табл. 3.

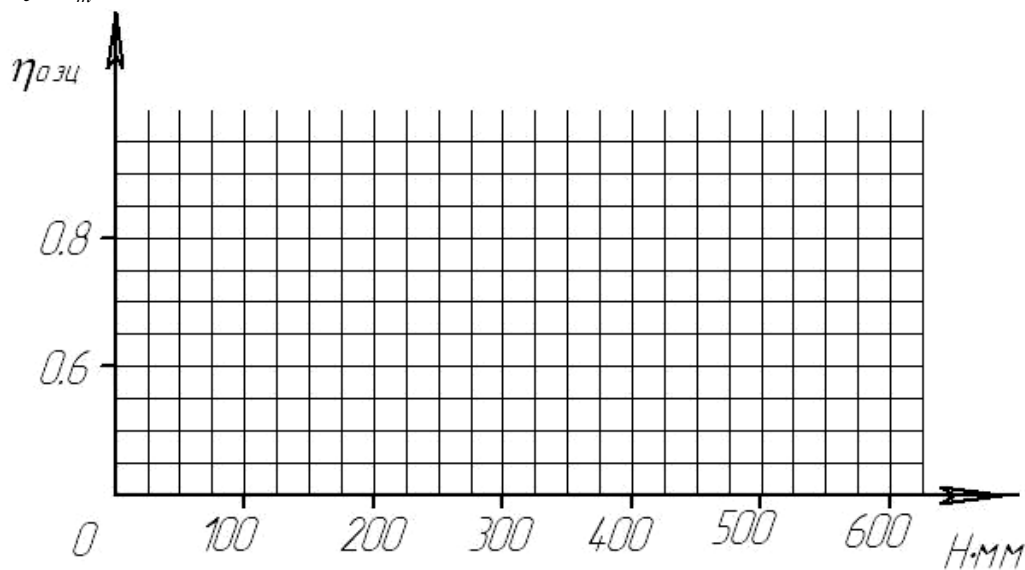
Використовуючи тарирувальні графіки розшифруємо показання відповідних індикаторів і результати заносимо в 3 і 5 стовпці таблиці 3.

Після цього приступаємо до розрахунку загального ККД установки по (6) і ККД однієї ступені відкритої циліндричної зубчастої передачі по (9) і заносимо результати у відповідні стовпці.

$$\eta_{\text{обц}} = \frac{T_m}{T_d \cdot u_p} \cdot \quad (6)$$

$$\eta_{\text{зцп}} = \sqrt[6]{\frac{\eta_{\text{обц}}}{0,933}} \cdot \quad (9)$$

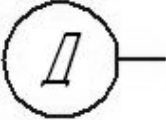




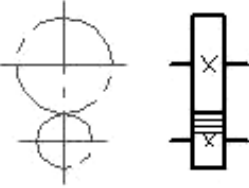
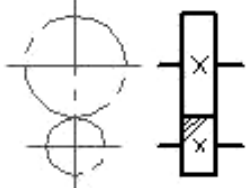
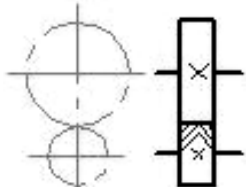
5.4. За результатами розрахунків будуюмо графік зміни ККД в залежності від моменту T_m



5.5. Порівнюємо отримані результати з довідковими даними в таблиці 4 й робимо підсумковий висновок.

Таблиця 4.

Основні елементи кінематичних схем

Зображення на кінематичних схемах	Назва	ККД передачі	Передаточне відношення передачі
1	2	3	4
	Двигун (джерело руху)	–	–
	Вали, осі	–	–
	Підшипник катання і ковзання	0,99...0,995 одна пара	–
	Корпус (редуктор)	–	–
	Муфти	0,98...0,995	1
	Зубчаста циліндрична прямозуба передача	відкритої	
		0,92...0,94	4...6
		закритої	
		0,96...0,98	3...6
	Зубчаста циліндрична косозуба передача	відкритої	
		0,92...0,94	4...6
		закритої	
		0,96...0,98	3...6
	Зубчаста циліндрична шевронна передача	відкритої	
		0,91...0,93	4...6
		закритої	
		0,95...0,97	3...6

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Киркач Н.Ф. Розрахунок і проектування деталей машин : учеб. пособ. / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. – Х. : Основа, 1991. – 276 с.
2. Кулик Г.Г Аналіз кінематичних схем, та вибір двигуна до приводу: метод. вказів. / Г.Г. Кулик., В.В. Клітної – Х. НТУ“ХП”, 2010. – 24 с.

Навчальне видання
Методичні вказівки
для виконання практичних робіт
**«ВИЗНАЧЕННЯ ККД ВІДКРИТОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАТОЇ
ПЕРЕДАЧІ»**
з дисциплін «Деталі машин» та «Основи конструювання»
для студентів усіх спеціальностей

Укладачі:
БОРОДІН Дмитро Юрійович
СЕМЕНОВА-КУЛІШ Вікторія Володимирівна
КУЛИК Геннадій Григорович

Відповідальний за випуск доц. Клітний В. В.
Роботу до видання рекомендував проф. Гайдамака А. В.
В авторській редакції

План 2023 р., поз 263.

Підп. до друку Гарнітура Times New Roman. Видавничий центр НТУ
«ХП», вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002 Свідоцтво про державну
реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

Електронна версія

