

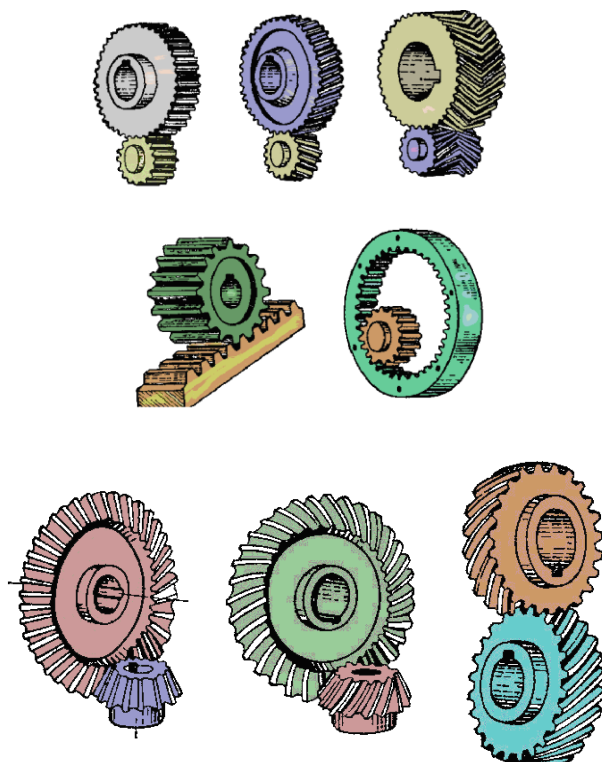
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 1

Визначення загальних енергетичних та кінематичних співвідношень у
механічних передачах обертового руху



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 1

Визначення загальних енергетичних та кінематичних співвідношень у
механічних передачах обертового руху

для студентів спеціальностей «прикладна механіка»
та
«галузеве машинобудування»

Затверджено на засіданні кафедри

„Деталі машин та прикладна механіка”

Протокол № 8 від 5. 03. 2020 р.

Кропивницький 2020

Методичні вказівки по деталях машин з лабораторної роботи № 1
Визначення загальних енергетичних та кінематичних співвідношень у
механічних передачах обертового руху

Навчальне видання /Укладач: доц. Невдаха Юрій Андрійович

Відповідальний за випуск

Невдаха Ю.А. к.т.н., доц.

Рецензент

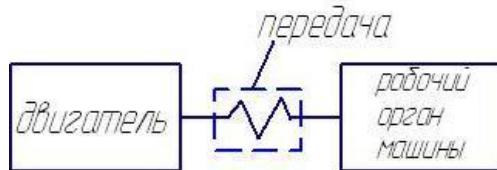
Філімоніхін Г.Б. д.т.н., проф.

1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

1.1. Призначення механічних передач та їхня класифікація.

Більшість сучасних машин і приладів створюється по схемі двигун – передача – робочий орган (виконавчий механізм). Необхідність введення передачі як проміжної ланки між двигуном і робочими органами машини пов'язана з рішенням ряду задач. Наприклад, в автомобілях і інших транспортних машинах вимагається змінювати величину швидкості і напрям руху, а на підйомах і при рушанні з місця необхідно у декілька разів збільшити обертаючий момент на провідних колесах. Сам автомобільний двигун не може виконувати ці вимоги, оскільки він працює стійко тільки у вузькому діапазоні зміни величини обертаючого моменту і кутової швидкості. При виході за межі цього діапазону двигун зупиняється. Подібно автомобільному двигуну слабо регулюються багато інших двигунів, у тому числі більшість електричних.



В деяких випадках регулювання двигуна можливо, але недоцільно з економічних міркувань, оскільки за межами номінального режиму роботи ККД двигунів істотно знижується.

Маса і вартість двигуна при однаковій потужності зменшуються із збільшенням кутової швидкості його валу.

Механічною передачею називають механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворюванням параметрів руху.

Обертовий рух найпоширеніший у машинах в порівнянні з іншими видами руху: існує можливість здійснення неперервного та рівномірного руху; невеликі втрати на тертя в спряженнях обертових деталей; порівняльна простота та компактність деталей, що забезпечують обертовий рух.

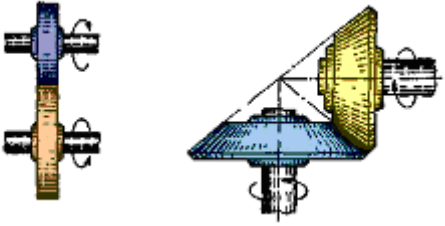
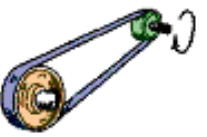
Потреба впровадження механічної передачі між двигуном та робочим органом машини як складової частини привода диктується такими міркуваннями: для вибору оптимальної швидкості руху; для регулювання швидкості руху (підвищення або пониження); для перетворення виду руху: обертального в поступальне (передачі рейкові і гвинт – гайка) і навпаки; для зміни напрямку руху (реверсування); для зміни обертаючих моментів і сил руху; для передачі потужності на відстань.

Отже, основне призначення механічних передач – це узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна.

Усі механічні передачі поділяють на дві основні групи:

- а) передачі, що базуються на використанні сил тертя (пасові, фрикційні);
- б) передачі, що базуються на зачепленні (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові).

Таблиця 1.1 Основні групи та види механічних передач.

Групи передач	Передачі з безпосереднім дотиканням	Передачі з гнучким зв'язком
Передачі тертям	Фрикційна 	Пасова 
Передачі зачепленням	Зубчаста черв'ячна гвинт-гайка 	ланцюгова 

У свою чергу, передачі тертям та передачі зачепленням можуть здійснюватись безпосереднім дотиканням ведучого та веденого елементів передачі (фрикційні, зубчасті, черв'ячні) і за допомогою проміжної гнучкої ланки – так звані передачі гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові).

1.2. Основні співвідношення для кінематичних параметрів і параметрів навантаження механічних передач.

Розглянемо загальні співвідношення між деякими параметрами всіх механічних передач на прикладі зубчастої передачі (рис. 1.1)

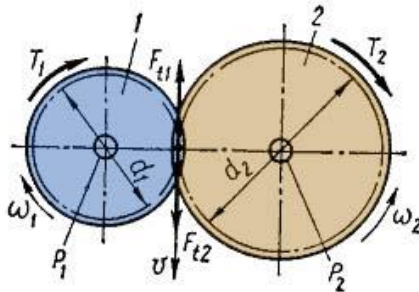


Рисунок 1.1 Розрахункові параметри механічної передачі

Усі параметри механічної передачі, що належать до ведучої ланки будемо позначати індексом 1, а до веденої ланки – відповідно індексом 2. Під ведучою або веденою ланкою будемо розуміти вал, зубчасте колесо, шків, зірочку тощо.

Переважно ведучі ланки або елементи мають більшу швидкість, а ведені – меншу. Тому перші інколи називають швидкохідними, а другі – тихохідними ланками.

Основний кінематичний параметр механічної передачі – передаточне число

$$U = \omega_1 / \omega_2 \quad (1.1)$$

яке є відношенням кутової швидкості ω_1 ведучої ланки до кутової швидкості ω_2 веденої ланки передачі.

Енергетичними параметрами механічної передачі є передавані потужності на ведучій ланці P_1 і на веденій ланці P_2 , а також коефіцієнт корисної дії (ККД) η , що визначається за співвідношенням

$$\eta = P_2/P_1. \quad (1.2)$$

ККД характеризує ступінь досконалості механічної передачі і за ним можна оцінити втрати потужності ΔP у передачі:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta). \quad (1.3)$$

Параметри ω_1 і ω_2 , а також P_1 і P_2 є мінімально потрібними для розрахунку будь-якої механічної передачі.

Передавані потужності, Вт, та кутові швидкості, рад/с, визначають обертові моменти, Нм, на валах передачі;

на ведучому валу

$$T_1 = P_1/\omega_1; \quad (1.4)$$

на веденому валу

$$T_2 = P_2/\omega_2. \quad (1.5)$$

Співвідношення між обертовими моментами на валах механічної передачі можна встановити за виразами (1.4) та (1.5) і записати у такому вигляді:

$$T_2/T_1 = U \cdot \eta \quad \text{або} \quad T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta \quad (1.6)$$

Інколи швидкості обертання ланок механічної передачі задаються у вигляді частоти обертання n , об/хв. Зв'язок між кутовою швидкістю ω , рад/с, та частотою обертання n , об/хв, виражається співвідношенням

$$\omega = \pi \cdot n / 30.$$

У розрахунках механічних передач зустрічаються такі параметри, як колова швидкість та колова сила. Колова швидкість v – це лінійна швидкість точок обертової ланки передачі, розміщених на відстані $d_1/2$ або $d_2/2$ від осі обертання (рис. 1.1):

$$v = v_1 = v_2 = \omega_1 \cdot d_1/2 = \omega_2 \cdot d_2/2. \quad (1.7)$$

Колова сила F_t – це сила, що діє на ланку передачі, спричиняючи її обертання або створюючи опір обертанню, і напрямлена по дотичній до траєкторії (кола) руху точки її прикладання (рис. 1.1):

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2. \quad (1.8)$$

Потужність, κBm , що затрачається на рух ланки передачі із швидкістю v , m/c , у напрямі, протилежному дії на ланку зовнішньої сили F , H , визначають за формулою

$$P = F \cdot v / 10^3. \quad (1.9)$$

У приводах машин можуть застосовуватись кілька послідовно розміщених механічних передач 1– 4 (рис. 1.2). У цьому разі загальне передаточне число U привода та його ккд визначаються за наведеними нижче формулами:

$$\omega_2 = \omega_1 / U_1; \quad \omega_3 = \omega_2 / U_2 = \omega_1 / (U_1 \cdot U_2);$$

$$\omega_4 = \omega_3 / U_3 = \omega_1 / (U_1 \cdot U_2 \cdot U_3).$$

Загальне передаточне число привода

$$U = \omega_1 / \omega_4 = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3.$$

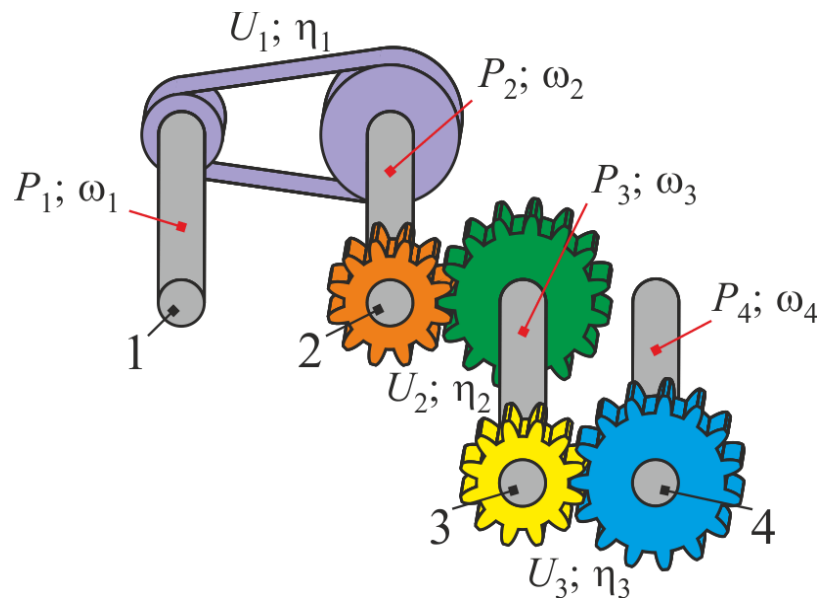


Рисунок 1.2 Послідовне розміщення механічних передач

Отже, загальне передаточне число привода, що складається з кількох механічних передач, дорівнює добутку передаточних чисел його складових передач, тобто

$$u = U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_n. \quad (1.10)$$

Зв'язок між потужностями на окремих валах привода (рис. 1.2) запишемо у вигляді

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \quad P_3 = P_2 \cdot \eta_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2; \quad P_4 = P_3 \cdot \eta_3 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

Відповідно ККД всього приводного механізму

$$\eta = P_4/P_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

ККД привода, що складається з кількох механічних передач, дорівнює добутку ККД всіх його складових передач, тобто

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (1.11)$$

2. ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА

Лабораторна робота № 1

Визначення загальних енергетичних та кінематичних співвідношень у механічних передачах обертового руху.

Мета роботи - вивчити принцип роботи, конструкції, класифікацію, розробити кінематичні схеми і виконати загальний енергетичний і кінематичний аналіз механічних передач обертового руху.

2.1. Теоретична частина.

Механічні передачі обертового руху призначені для передавання енергії на відстань, як правило, з перетворенням швидкостей обертових моментів, зусиль або характеру і закону руху.

В залежності від способу передачі руху від ведучої ланки до веденої відрізняють:

передачі тертям із безпосереднім дотиканням ведучого та веденого елементів, або з допомогою проміжної гнучкої ланки (фрикційні передачі та варіатори, пасові передачі та варіатори);

передачі зачеплення із безпосереднім дотиканням ведучого та веденого елементів (зубчасті, черв'ячні) або з допомогою проміжної гнучкої ланки (ланцюгові і зубчастопасові).

В залежності від розміщення валів передачі тертям і за чепленням поділяються на передачі в яких геометричні осі валів паралельні, перетинаються і мимобіжні.

В залежності від зміни передаточного відношення (передаточного числа) передачі поділяються на ступінчасті та без ступінчасті.

Правила визначень умовних графічних в схемах елементів кінематики регламентовані ДСТУ 2776-68 (Додаток 1, табл. 2.4).

Втрати потужності від валу двигуна до вихідного валу приводу робочих органів і навпаки оцінюють з допомогою коефіцієнтів корисної дії (ККД).

На кінематичних схемах вали позначаються римськими цифрами. Цифри пишуть на виносній лінії, яка біля валу закінчується стрілочкою (рис. 2.1).

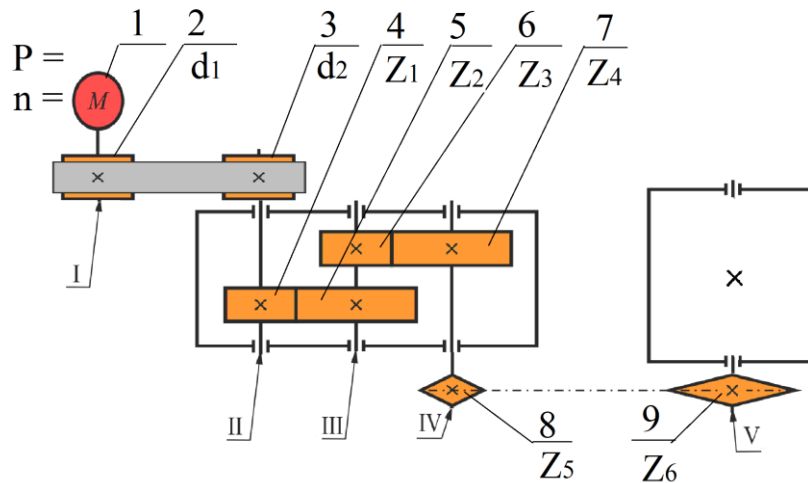


Рисунок 2.1 Кінематична схема приводу загального призначення.

Потужність двигуна (див. рис. 2.1) який працює довгий час з постійним навантаженням залежить від потужності на вихідному валу робочих органів P_v і втрат на тертя в кінематичному ланцюгу від п'ятого до першого валу.

$$P_d = P_I = \frac{P_v}{\eta_{III}} \quad \text{або} \quad P_v = P_I \cdot \eta_{зг}$$

де $\eta_{зг}$ - загальний ККД привода (табл. 2).

$$\eta_{зг} = \eta_{пп} \cdot \eta_{пк} \cdot \eta_{\omega 1} \cdot \eta_{\omega 2} \cdot \eta_{лп}$$

$\eta_{пп}$, $\eta_{пк}$, $\eta_{\omega 1}$, $\eta_{\omega 2}$, $\eta_{лп}$ — ККД пасової, передачі підшипників кочення, зубчастих передач і ланцюгової передачі відповідно.

Зв'язок між потужностями на окремих валах має вигляд:

$$\begin{aligned} P_{II} &= P_I \cdot \eta_{лп} \cdot \eta_{пк}; & P_{III} &= P_{II} \cdot \eta_{\omega 1} \cdot \eta_{пк}; \\ P_{IV} &= P_{III} \cdot \eta_{\omega 2} \cdot \eta_{пк}; & P_v &= P_{IV} \cdot \eta_{лп} \cdot \eta_{пк} = P_I \cdot \eta_{зг}. \end{aligned}$$

Таблиця 2.1 Орієнтовні значення ККД

Зубчаста передача закрита:	
циліндрична	0,96... 0,98
конічна	0,95... 0,97
Зубчаста передача відкрита	
циліндрична	0,92... 0,94
конічна	0,91... 0,93
Черв'ячна передача з циліндричним черв'яком при числі витків:	
1	0,70... 0,75
2	0,75... 0,80
3	0,80... 0,85
4	0,85... 0,90
Самогальмівна черв'ячна передача	0,40... 0,45
Ланцюгова передача:	
Зубчастим, втулковим або втулково-роліковим ланцюгом:	
закрита	0,95... 0,97
відкрита	0,91... 0,93
Пасова передача:	
шпоно-пасова	0,95... 0,97
клино-пасова	0,94... 0,96
поліклинопасова	0,94... 0,96
зубчастопасова	0,94... 0,96
Фрикційна передача:	
закрита	0,90... 0,95
відкрита	0,70... 0,88
Підшипники (одна пара):	
кочіння	0,99... 0,995
ковзання:	
при рідинному терті	0,99... 0,995
при напіврідинному терті	0,975... 0,985

Частоту обертання вихідного вала визначають із співвідношення:

$$\frac{n_D}{n_V} = \frac{n_I}{n_V} = u_{\text{заг}} \quad \text{або} \quad n_V = \frac{n_I}{u_{\text{заг}}}$$

де $u_{\text{заг}}$ – загальне передаточне число привода.

В багатоступінчастих механічних передачах обертового руху загальне передаточне число:

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{ПП}} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot u_{\text{ЛП}}$$

$u_{\text{ПП}}$, u_1 , u_2 , $u_{\text{ЛП}}$ – передаточні числа ступеней передач (пасової, зубчастих та ланцюгової), які визначаються із співвідношень:

$$u_{III} = \frac{\partial_2}{\partial_1}; \quad u_1 = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_2 = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{III} = \frac{z_6}{z_5}$$

де ∂_1, ∂_2 - діаметри ведучого та веденого шківів пасових передач,

z_1, z_2, z_3, z_4 - числа зубців зубчастих коліс,

z_5, z_6 - числа зубців зірочок ланцюгових передач.

Частоти обертання валів визначають по аналогії:

$$\frac{n_I}{n_{II}} = \frac{\partial_2}{\partial_1} = u_{III} \quad \text{відповідно} \quad n_{II} = \frac{n_I \partial_1}{\partial_2} = \frac{n_I}{u_{III}};$$

$$\frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{z_2}{z_1} = u_1;$$

$$n_{III} = \frac{n_{II} z_1}{z_2} = \frac{n_{II}}{u_1};$$

$$\frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{z_4}{z_3} = u_2;$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III} z_3}{z_4} = \frac{n_{III}}{u_2};$$

$$\frac{n_{IV}}{n_V} = \frac{z_6}{z_5} = u_{III};$$

$$n_V = \frac{n_{IV} z_5}{z_6} = \frac{n_I}{u_{III} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot u_{III}}.$$

Зв'язок між кутовою швидкістю ω , рад/с, та частотою обертання n об/хв, виражається співвідношенням $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ відповідно:

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30}; \quad \omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30}; \quad \omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30};$$

$$\omega_{IV} = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30}; \quad \omega_V = \frac{\pi \cdot n_V}{30} = \frac{\pi \cdot n_I}{30 \cdot u_{III} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot u_{III}}$$

Передавані потужності, Вт, та кутові швидкості, рад/с, визначають обертові моменти, Н·м, на валах привода:

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I}; \quad T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}}; \quad T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}}; \quad T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}};$$

$$T_V = \frac{P_V}{\omega_V} = \frac{30 \cdot P_I \cdot \eta_{3\Lambda\Gamma} \cdot u_{3\Lambda\Gamma}}{\omega_I \cdot n_I}.$$

2.2. Експериментальна частина.

Оснащення і прилади.

При виконанні роботи використовуються діючі макети приводів загального призначення і діючі установки за вказівкою керівника.

2.2.1. Методика виконання лабораторної роботи.

1. Вивчити конструкцію, принцип роботи привода і його складових частин (передач, складальних одиниць і деталей, які забезпечують їх роботу).

2. Познайомитися із характерами руху окремих деталей і законами передачі руху від ведучої до веденої ланки.

3. Розробити кінематичну схему привода.

4. Визначити потужність, частоту обертання, обертовий момент на кожному валу привода (потужність і частота обертання на одному із валів задається керівником).

Розрахункові значення звести в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 Розрахункові значення

Порядковий номер	Потужність на валах, кВт	Частота обертання,	Обертовий момент, Нм

2.3. Висновки.

В висновках необхідно обґрунтувати розходження значень потужності, частоти обертання і обертових моментів в напрямі силового потоку від двигуна до вихідного вала і пояснити причину такого розходження.

2.4. Оформлення звіту.

Звіт повинен бути виконаним на листах формату А4. В верхній правій частині першого листа вказати шифр групи, прізвище і ініціали студента.

В звіті необхідно привести: тему, мету роботи, кінематичну схему і короткий опис привода, вихідні дані, розрахункові залежності для визначення основних енергетичних і кінематичних параметрів привода, результати обчислень (табл. 2.3), висновки.

2.5. Запитання для контролю знань.

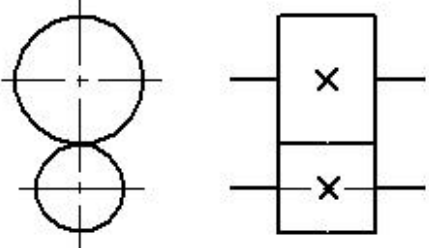
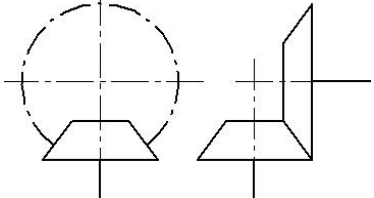
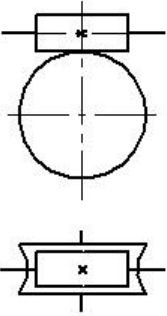
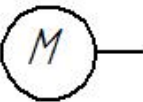
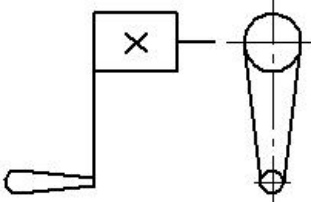
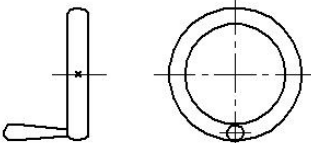
2.5.1. Як визначити обертовий момент на другому валу T_{II}^* , якщо відома потужність на п'ятому валу P_V^* , а частота обертання n_{IV} на четвертому валу (значення к.к.д., числа зубців і діаметрів шківів відомі в загальному вигляді). * - дані змінюються студентам індивідуально при одержанні типової схеми привода.

2.5.2. Як позначаються елементи кінематики в схемах передач: Вали, підшипники ковзання, підшипники кочіння, муфти, ланцюгові, зубчасті, черв'ячні, фрикційні та ін. передачі?

Додаток 1

Таблиця 2.4 Позначення умовні графічні в схемах ДСТУ 2770- 68 (фрагменти)

Найменування	Позначення
1 Вал, валик, вісь, стрижень	
2 Підшипники ковзання (без уточнення типу)	
3 Підшипники кочіння	
4. Муфти (без уточнення типу)	
а) муфта пружна	
5 Передачі фрикційні:	
а) з циліндричними котками	
б) з конічними котками	
6. Передачі пасом (ременем) без уточнення типу паса	
7. Передачі ланцюгом без уточнення типу ланцюга	

8. Передачі зубчасті (циліндричні) без уточнення типа зубців	
9. Передачі конічні без уточнення типа зубців	
10. Передачі черв'ячні з циліндричним черв'яком	
11 . Мотор	
12. Рукоятка	
13. Маховик	
14. Гайка на гвинті, що передає рух	
15. Пружини	

ЛІТЕРАТУРА

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник - К. : Вища школа, 19-93 – 556 с.
2. Расчет и проектирование деталей машин, ч. 1. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А.— 2-е изд., перераб. и доп.— Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1987.—136 с.
3. Детали машин в примерах и задачах: [Учеб. пособие, В.Ф. Калачев и др.]; под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. — 2-е изд. — Мн.: Вища шк. 1981. — 432 с., ил.

Зміст

1. Теоретична частина. Механічні передачі.....	4
1.1. Призначення механічних передач та їхня класифікація.....	4
1.2. Основні співвідношення для кінематичних параметрів і параметрів навантаження механічних передач.....	6
2. Практична частина. Лабораторна робота № 1. Визначення загальних енергетичних та кінематичних співвідношень у механічних передачах обертового руху.....	10
2.1. Теоретична частина.....	10
2.2. Експериментальна частина.....	14
2.3. Висновки.....	14
2.4. Оформлення звіту.....	15
2.5. Запитання для контролю знань.....	15
Додаток 1.....	15
Література.....	18

Методичні вказівки з лабораторної роботи по деталях машин.
Лабораторна робота №1. Визначення загальних енергетичних та
кінематичних співвідношень у механічних передачах обертового руху

Укладач: к.т.н., доц. Невдаха Ю.А.

Підписано до друку 5.03.2020р

Формат А4 Ум. друк. арк. Тираж прим. Зам. №
РВЛ ЦНТУ, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8.
Тел. 597-541, 390-551, 559-245.