

**О.О. Дереза, О.М. Леженкін, О.О. Вершков,
Є.А. Гавриленко, А.О. Смєлов, Ю.О. Дмітрієв**

ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА (ДЕТАЛІ МАШИН)

***Посібник-практикум
Частина 1***



**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

**О.О. Дереза, О.М. Леженкін, О.О. Вершков,
Є.А. Гавриленко, А.О. Смелов, Ю.О. Дмитрієв**

**ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА
(ДЕТАЛІ МАШИН)**

Посібник-практикум

Частина 1

Мелітополь
2020

Рекомендовано до друку рішенням Вченої ради механіко-технологічного факультету Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного (протокол № 4 від « 8 » грудня 2020 р.)

Рецензенти:

- С.В. Кюрчев – д.т.н., професор кафедри технології конструкційних матеріалів, Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного;
- С.М. Коломієць – к.т.н., доцент кафедри «Геоecології і землеустрою», Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного.

Дереза О.О.

Інженерна механіка (Деталі машин): посібник-практикум (Частина 1)/ О.О. Дереза, О.М. Леженкін, О.О. Вершков, Є.А. Гавриленко, А.О. Смелов, Ю.О. Дмитрієв – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2020. – 143 с.

У посібнику-практикумі зібраний, систематизований та викладений теоретичний і методичний матеріал, який охоплює практичні питання дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)». Посібник поділено на дві частини. У першій частині наведені загальні поняття про конструкції деталей машин і механізмів, розрахунки механічних передач; загальні питання проектування деталей машин з використанням традиційних розрахункових засобів.

Рекомендовано для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія».

ЗМІСТ

КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА	4
ВИБІР МАТЕРІАЛІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС	19
РОЗРАХУНОК ШВИДКОХІДНОЇ ПЕРЕДАЧІ РЕДУКТОРА.....	32
РОЗРАХУНОК ТИХОХІДНОЇ ПЕРЕДАЧІ РЕДУКТОРА	45
РОЗРАХУНОК КОНІЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ.	62
РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	83
РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ	98
РОЗРАХУНОК ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	118
ОФОРМЛЕННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ...	134
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА	142

КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА

Методичні вказівки до практичної роботи №1

Мета роботи: Закріплення знань і навичок по читанню, складанню кінематичних схем механічних передач. Оволодіння методикою визначення втрат в елементах передач (підшипниках, черв'ячних і зубчастих парах, пасових і ланцюгових ступенях, муфтах та ін.), а також у кінематичних ланцюжках приводів в цілому. Знайомство з основними типами і характеристиками електродвигунів загального призначення, методикою вибору їх по каталогу. Відпрацювання умінь, з урахуванням можливостей і особливостей кожного типу передач, які входять в привод, вибирати, розраховувати і призначати відповідно до нормативних вимог передаточні відношення (передаточні числа) цих передач, визначати кутові швидкості, потужності і обертаючі моменти на валах та інших елементах кінематичної схеми приводу.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Механічні передачі“, переглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури.

Вивчити та вміти вільно оперувати такими поняттями, як передаточне відношення передачі, передаточне число передачі, загальне передаточне відношення механічного приводу.

Знати фізичну суть і вміти визначати такі параметри на валах приводу, як потужність, частота обертання (кутова швидкість), обертаючий момент, використовувати відповідні формули для їх розрахунку.

Повторити формулювання коефіцієнта корисної дії механічної передачі (ККД), як показника втрат потужності при

роботі даної передачі, вміти знаходити значення загального ККД привода.

Користуючись літературними посібниками і методичними вказівками кафедри, ознайомитись з методикою вибору електродвигуна привода, основними параметрами двигунів загального призначення, зокрема трифазних асинхронних електродвигунів серії 4А з короткозамкненим ротором, їх типорозмірами, принципами маркування.

Крім того, вміти складати кінематичні схеми різноманітних видів механічних приводів, користуючись зображеннями умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68.

Ознайомитись з вимогами до текстових документів технічної документації на прикладі оформлення розділів пояснювальної записки технічного проекту.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Дати поняття передаточне відношення передачі, передаточне число передачі.

1.2.2 Яка методика вибору електродвигуна привода?

1.2.3 З якою метою складається кінематична схема приводу?

1.3 Рекомендована література

1. Деталі машин [Текст] : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. *Павлище В. Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

– Вибрати електродвигун з урахуванням конкретних умов роботи привода.

- Виконати розподіл загального передаточного числа по ступінях привода.
- Визначити основні параметри на валах привода.
- Зробити висновок.

Скласти звіт та захистити роботу.

2.2 Оснащення робочого місця

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.3 Теоретичні відомості

Кінематичний та силовий розрахунок привода є першим основоположним розділом розрахунку механічного привода при вивченні дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)». Результати розрахунків цього розділу звичайно застосовуються як база вихідних даних для виконання наступних розрахунків.

У якості об'єктів розрахунків традиційно приймаються механічні приводи різноманітних машин та механізмів. Як правило, потік потужності в таких приводах спрямовано від електродвигуна до приводного вала машини, який обертається з невеликою швидкістю і великим обертаючим моментом, тому кінематична схема привода має понижуючі передачі гнучким зв'язком та редуктори різних видів, типів і комплектацій.

Як вихідні дані використовуються задана потужність (P) та кутова швидкість (ω) на веденому валі привода. В цілях обмеження загального передаточного числа привода в завдання на розрахунок включають значення синхронної частоти обертання електродвигуна ($n_{\text{ес}}$).

Загальне передаточне число багатоланкового зубчастого механізму з нерухомими осями коліс, коли в зачепленні перебувають n зубчастих коліс, є добуток передаточних чисел окремих його ступіней

$$U_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} = (-1)^m \cdot U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \dots U_{(n-1)n},$$

де m - число пар зовнішнього зачеплення.

Для транспортерів найчастіше застосовують приводи, які складаються з передачі гнучким зв'язком (пасової або ланцюгової) і редуктора, причому пасова передача, яка краще працює при високих швидкостях, застосовується для передачі руху від двигуна до редуктора, а ланцюгова частіше від редуктора до робочого органа (рисунок 1).

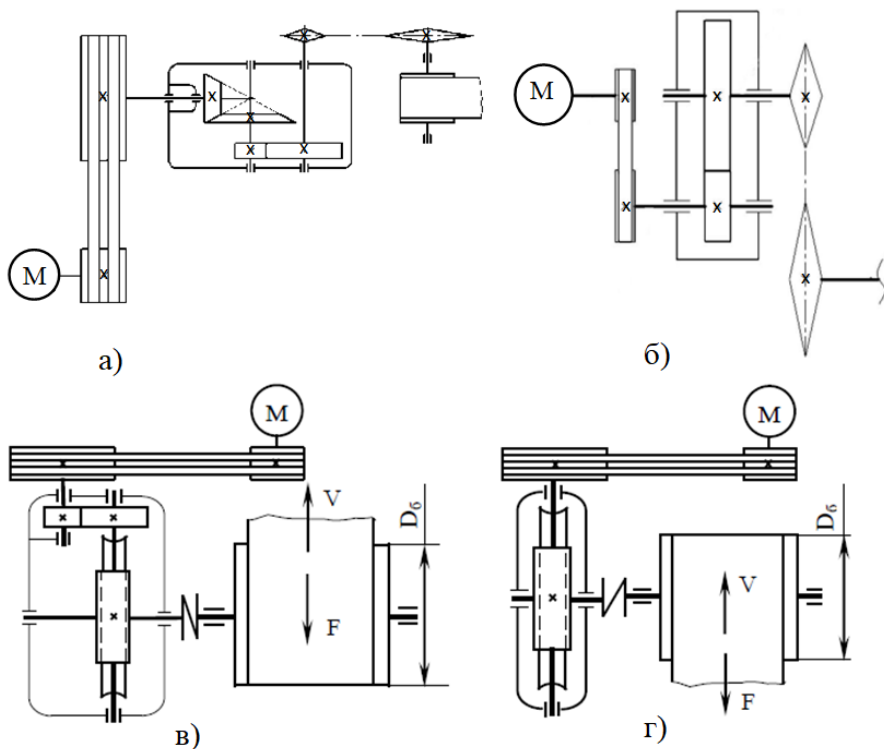


Рисунок 1 – Кінематичні схеми приводів
 а) з конічно-циліндричним редуктором, пасовою і ланцюговою передачами; б) з циліндричним редуктором, відкритою циліндричною і ланцюговою передачами; в) з циліндро-черв'ячним редуктором і пасовою передачею; г) з черв'ячним редуктором і пасовою передачею.

Редуктори зубчасті (циліндричні та конічні) або черв'ячні можуть мати одну, дві або ж три ступіні. Найбільш поширені двоступінчасті циліндричні та конічно-циліндричні редуктори, рідше черв'ячно-циліндричні та циліндрично-черв'ячні. Досить рідко у приводах застосовують триступінчасті редуктори (циліндричні та конічно-циліндричні), практично не використовують двохступінчасті черв'ячні та триступінчасті з черв'ячною парою. Цілком прийнятна схема для учбового процесу – привод з двома передачами гнучким зв'язком (пасовою та ланцюговою) і одноступінчастим редуктором. Слід відмітити, що редуктори одного типу можуть мати також певні конструктивні особливості – роздвоєні ступіні, співвісні вали, тощо.

Для зменшення розмірів найбільш габаритних передач гнучким зв'язком рекомендовано обмежити для них значення передаточного відношення, а передаточні числа швидкохідних ступіней редукторів повинні прийматися більшими за передаточні числа тихохідних ступіней. Слід враховувати, що передаточні числа зубчастих та черв'ячних передач повинні відповідати стандартам.

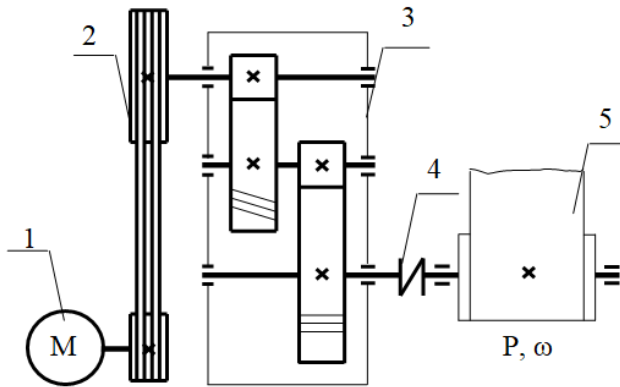
Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Вихідні дані

Призначення привода: Привод стрічкового транспортера

Вихідні дані:

- потужність на веденому валі привода $P = 5,0$ кВт;
- кутова швидкість веденого вала привода $\omega = 4,0$ рад/с;
- частота обертання електродвигуна $n_{ec} = 1500$ хв.⁻¹;
- тип редуктора циліндричний;
- передача гнучким зв'язком: пасова.



1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – циліндричний двоступіневий редуктор; 4 – муфта; 5 – стрічковий транспортер
Рисунок 1 – Кінематична схема привода

2 Загальний коефіцієнт корисної дії привода

Загальний коефіцієнт корисної дії привода визначається згідно орієнтовних значень ККД механічних передач та їх елементів (додаток А)

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{з}}^2 \cdot \eta_{\text{пш}}^4 \cdot \eta_{\text{м}}, \quad (1)$$

де $\eta_{\text{п}}$ – ККД пасової передачі;

$\eta_{\text{з}}$ – ККД зубчастої передачі;

$\eta_{\text{пш}}$ – ККД пари підшипників;

$\eta_{\text{м}}$ – ККД з'єднувальної муфти.

3 Потужність, яка потрібна на привод транспортера, кВт

$$P_{\text{едп}} = \frac{P}{\eta_{\text{заг}}}. \quad (2)$$

4 Вибір електродвигуна

Вибір типу електродвигуна проводиться з урахуванням конкретних умов роботи привода (змінення швидкісного

режиму в процесі роботи, від графіка завантаження, температура, вологість, запиленість, тощо). Для приводів загального призначення рекомендовано вибирати трифазні асинхронні двигуни серії 4А за ГОСТ 19523-81 закритого виду з обдувом (додаток Б), або виконання ІМ1081 (з лапами), виконання ІМ2081 (з лапами та фланцем) та виконання ІМ3081 (з фланцем) у бібліотеці електродвигунів КОМПАС.

По значенню потужності, яка потрібна на привод, вибирається електродвигун і перевіряється його завантаження, при цьому бажано, щоб двигун був завантажений повністю або мав деяке перевантаження (на 10...12%); експлуатація двигуна з низьким навантаженням недоцільна, до того ж при цьому збільшується матеріалоемність та вартість привода.

Завантаження електродвигуна

$$З = \frac{P_{\text{ЕД.П}}}{P_{\text{ЕД}}} 100\% , \quad (3)$$

де $P_{\text{ЕД.П}}$ – номінальна потужність електродвигуна, кВт (таблиця Б.1).

Електродвигуни допускають завантаження до 112% [1], якщо умова $З < 112\%$ не виконується, вибирають двигун більшої потужності.

5 Загальне передаточне число привода

$$U_{\text{ЗАГ}} = \frac{n_{\text{ЕД}}}{n} , \quad (4)$$

де n – число обертів на вихідному валі, об/хв.

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} . \quad (5)$$

6 Розподіл загального передаточного числа по ступінях привода

Перед розподілом загального передаточного відношення по ступінях привода потрібно провести аналіз його кінематичного ланцюжка, звернувши увагу на число його

ступіней, наявність передач гнучким зв'язком, тип та конструктивні особливості редуктора.

При розподілі загального передаточного відношення привода по ступінях потрібно додержуватись основного принципу – співрозмірності його елементів.

При проектуванні зубчастих та черв'ячних передач не рекомендують приймати їх передаточні числа близькими до граничних, тому що збільшення передаточного числа веде до збільшення габаритів передачі і, як правило, погіршення умов змащування, а для черв'ячних передач ще й до зниження ККД. Крім того потрібно враховувати, що для більшості типових компоновань редукторів, на основі досвіду їх проектування, встановлені рекомендовані та граничні діапазони передаточних чисел (додаток В), прийняття передаточних чисел поза рамками такого діапазону може привести до досить нераціональної конструкції привода.

Загальне передаточне число привода є добутком від перемноження передаточних чисел передач, які входять в його кінематичну схему

$$U_{\text{ЗАГ}} = i_{Г.З} \cdot U_{\text{Ш}} \cdot U_{\text{Т}}, \quad (6)$$

де $i_{Г.З}$ – передаточне відношення передачі гнучким зв'язком (пасової передачі);

$U_{\text{Ш}}$ і $U_{\text{Т}}$ – передаточні числа, відповідно, швидкохідної і тихохідної зубчастої передачі редуктора.

При проектуванні пасових передач у якості швидкохідної ступіні привода слід враховувати, що при високих частотах обертання габарити передачі зменшуються, але зростання відцентрових зусиль і числа пробігів паса знижують тягову спроможність та довговічність передачі.

Розподіл передаточного відношення по ступінях найбільш доцільно проводити у такій послідовності:

а) прийняти попереднє значення передаточного відношення передачі гнучким зв'язком в межах $i'_{Г.З} = 1,5 \dots 2,5$ (значення $i'_{Г.З} < 1,5$ недоцільні, а $i'_{Г.З} > 2,5$ можуть привести до неспіврозмірності елементів привода і збільшення його

габаритів). Слід ураховувати, що передаточні числа зубчастих передач повинні відповідати ГОСТ 2185-66, а передаточні відношення передач гнучким зв'язком не повинні мати значень, які виходять за рекомендовані межі (для пасових $i = 2 \dots 4$, для ланцюгових $i = 1,5 \dots 4$).

б) визначити попереднє передаточне число редуктора або, якщо він багатоступінчастий – передаточні числа його ступіней та прийняти стандартні значення цих передаточних чисел

$$U'_{\text{РЕД}} = \frac{U_{\text{ЗАГ}}}{i'_{\text{Г.З}}} . \quad (7)$$

Результат розрахунку слід звірити з передаточними числами, що рекомендуються для редукторів різних типів. Вичислити передаточне число швидкохідної ступіні і прийняти стандартні значення цих передаточних чисел.

в) визначити розрахункове передаточне число швидкохідної ступіні

$$U'_{\text{Ш}} = (1,1 \dots 1,15) \sqrt{U'_{\text{РЕД}}} . \quad (8)$$

г) прийнявши стандартне значення передаточного числа швидкохідної ступіні, визначити розрахункове передаточне число тихохідної ступіні

$$U'_{\text{Т}} = \frac{U'_{\text{РЕД}}}{U'_{\text{Ш}}} . \quad (9)$$

д) прийнявши стандартне значення $U'_{\text{Т}}$, визначити загальне передаточне число редуктора

$$U_{\text{РЕД}} = U'_{\text{Ш}} \cdot U'_{\text{Т}} . \quad (10)$$

е) визначити фактичне передаточне відношення передачі (або передач) гнучким зв'язком

$$i_{\text{Г.З}} = \frac{U_{\text{ЗАГ}}}{U_{\text{РЕД}}} . \quad (11)$$

7 Визначення основних параметрів на валах привода

Визначити частоту обертання всіх валів привода, починаючи з вала електродвигуна. Перевірити співпадання значень частоти обертання веденого вала, визначеної на початку розрахунку, з результатами даних обчислень

$$n_I = n_{ед}; \quad n_{II} = \frac{n_I}{i_{IIAC}};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{U_{III}}; \quad n_{IV} = \frac{n_{III}}{U_T}.$$

Вчислити кутові швидкості всіх валів привода, рад/с

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

$$\omega_{III} = \frac{\pi n_{III}}{30}; \quad \omega_{IV} = \frac{\pi n_{IV}}{30}.$$

Для перевірки можна порівняти результати розрахунків: числові значення $n_{IV} \approx n_{ec}$, $\omega_{IV} \approx \omega$ (у межах точності обчислювань).

Визначити значення потужності на кожному валі привода, починаючи з веденого вала з урахуванням ККД; значення потужності на ведучому валі привода (валі електродвигуна) повинне співпадати зі значенням потужності, потрібної на привод

$$P_{IV} = P; \quad P_{III} = \frac{P_{IV}}{\eta_M \cdot \eta_{III}^2 \cdot \eta_3};$$

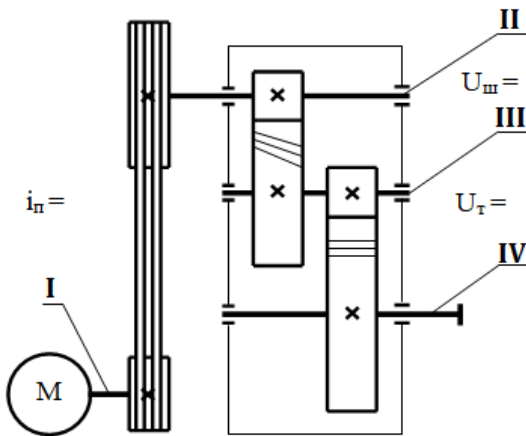
$$P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta_{III} \cdot \eta_3}; \quad P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{II} \cdot \eta_{III}}.$$

Визначити обертаючі моменти на валах привода, використовуючи значення потужностей на валах та частот обертання (кутових швидкостей) валів, Н·м

$$T = \frac{P}{\omega}$$

У даний розрахунок слід підставити значення ККД такі ж, як у п.2. Для перевірки можна порівняти результати розрахунків по п.3, числові значення $P_1 \approx P_{ед.п}$ (у межах точності обчислювань).

Наприкінці розрахунку слід привести кінематичну схему привода із зазначенням на ній значень основних кінематичних та силових параметрів та висновки по розрахунку.



Вал	Числові значення параметрів привода			
	Потужність P, кВт	Кутова швидкість ω , рад/с	Частота обертання n, об/хв.	Обертаючий момент T, Н·м
I				
II				
III				
IV				

Рисунок 2 – Результати кінематичного та силового розрахунку

Контрольні запитання

- 1 Поняття про механічний привод, призначення, область застосування.
- 2 Перерахуйте механічні передачі, які вивчаються у курсі “Інженерна механіка (Деталі машин)”.
- 3 В яких випадках найчастіше застосовують передачі гнучким зв’язком (пасові, ланцюгові)?
- 4 З якою метою виконується кінематична схема привода?
- 5 Роль і призначення передач в механічному приводі.
- 6 Назвіть основні кінематичні параметри механічного привода.
- 7 Що характеризує передаточне відношення передачі?
- 8 Вкажіть різницю між передаточним числом і передаточним відношенням.
- 9 Як визначити загальне передаточне число привода?
- 10 Як розбити загальне передаточне число привода на ступіні?

Додаток А
ККД механічних передач

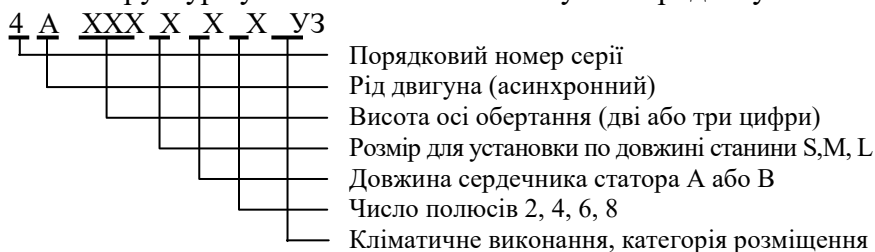
Таблиця А.1 - Орієнтовні значення ККД механічних передач та їх елементів

Передача, елемент передачі	Значення ККД
Зубчаста передача циліндрична конічна	0,96...0,98 0,95...0,97
Черв'ячна передача при передаточному числі: $U > 30$ $14 < U < 30$ $8 < U < 14$	0,70...0,80 0,75...0,85 0,80...0,90
Фрикційна передача (відкрита)	0,70...0,80
Пасова передача з пасом плоским клиновим і поліклиновим зубчастим	0,95...0,97 0,94...0,96 0,92...0,98
Ланцюгова передача закрита відкрита	0,95...0,97 0,91...0,93
Муфта з'єднувальна	0,98...0,99
Підшипники кочення (одна пара)	0,990...0,995

Додаток Б

Електродвигуни закриті з обдувом серії 4А

Структура умовних позначень типу електродвигуна



**Таблиця Б.1 - Потужність та частота електродвигунів
(марка/номінальна частота обертання)**

Потужність, кВт	Синхронна частота обертання, об/хв			
	3000	1500	1000	750
0,75	4A71A2/2840	4A71B4/1390	4A80A6/915	4A90LA8/700
1,1	4A71B2/2810	4A80A4/1420	4A80B6/920	4A90LB8/700
1,5	4A80A2/2850	4A80B4/1415	4A90L6/935	4A100L8/700
2,2	4A80B2/2850	4A90L4/1425	4A100L6/950	4A112MA8/700
3,0	4A90L2/2840	4A100S4/1435	4A112MA6/955	4A112MB8/700
4,0	4A100S2/2880	4A100L4/1430	4A112MB6/950	4A132S8/720
5,5	4A100L2/2880	4A112M4/1445	4A132S6/965	4A132M8/720
7,5	4A112M2/2900	4A132S4/1455	4A132M6/970	4A160S8/720
11,0	4A132M2/2900	4A132M4/1460	4A160S6/975	4A160M8/730
15,0	4A160S2/2940	4A160S4/1465	4A160M6/975	4A180M8/730
18,5	4A160M2/2940	4A160M4/1465	4A180M6/975	-
22,0	4A180S2/2945	4A180S4/1470	-	-
30,0	4A180M2/2945	4A180M4/1470	-	-
Відносна вартість	1,0	1,2	1,6	1,8

Додаток В

Передаточні числа редукторів і передач

Таблиця В.1 - Діапазон передаточних чисел редукторів

Редуктор	Діапазон передаточних чисел	
	рекомендований	граничний
Одноступінчастий:		
- циліндричний	2,0...6,3	1,6...8,0
- конічний	1,0...5,0	1,0...6,3
- черв'ячний	8,0...60,0	8,0...80,0
Двохступінчастий:		
- циліндричний	8,0...40,0	7,1...50,0
- конічно-циліндричний	6,3...31,5	6,3...40,0
- черв'ячно-циліндричний	40,0...250,0	25,0...400,0
- циліндрично-черв'ячний	16,0...160,0	16,0...200,0
- черв'ячний	63,0...2500	63,0...4000

Таблиця В.2 - Двохступінчасті редуктори

Р е д у к т о р	Передаточне число ступені	
	швидкохідної $U_{Ш}$)	тихохідної U_T)
Циліндричний з розгорнутою або роздвоєною схемою	$(1,1 \dots 1,15) \sqrt{U'_{РЕД}}$	$U_T = \frac{U'_{РЕД}}{U_{Ш}}$
Циліндричний співвісний	$1,05 \sqrt{U'_{РЕД}}$	
Конічно-циліндричний	$0,9 \sqrt{U'_{РЕД}}$	
Циліндрично-черв'ячний	$\sqrt[5]{U'_{РЕД}}$	
Черв'ячно-циліндричний при:		
$U_{РЕД} < 50$	8,0	
$50 < U_{РЕД} < 100$	16,0	
$100 < U_{РЕД} < 200$	32,0	
$200 < U_{РЕД} < 400$	63,0	
Черв'ячний	$\sqrt{U'_{РЕД}}$	

Таблиця В.3 - Передаточні числа зубчастих передач (ГОСТ 2185-66)

1-й ряд	1,00	-	1,25	-	1,60	-	2,00	-	2,50	-	3,15
2-й ряд	-	1,12	-	1,40	-	1,80	-	2,24	-	2,80	-
1-й ряд	-	4,00	-	5,00	-	6,30	-	8,00	10,00	-	12,50
2-й ряд	3,55	-	4,50	-	5,60	-	7,10	-	-	11,20	-

ВИБІР МАТЕРІАЛІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Методичні вказівки до практичної роботи №2

Мета роботи: Закріплення знань по критеріях роботоздатності та виходу з ладу зубчастих евольвентних передач, теорії руйнування поверхневого шару матеріалу зуба внаслідок недостатньої контактної міцності, а також об'ємного руйнування зуба внаслідок недостатньої його міцності на згин. Більш детальний розгляд залежностей контактної міцності та міцності на згин з втотою матеріалу внаслідок тривалого прикладення до поверхні та тіла зуба перемінних навантажень, врахування цього фактора коефіцієнтом довговічності. Повторення та застосування знань по матеріалознавству та термічній обробці конструкційних матеріалів, зокрема сталей, на прикладі їх вибору для виготовлення зубчастих коліс. Оволодіння методикою визначення допустимих напружень на контактну міцність та міцність на згин.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Механічні передачі“, зокрема розділ, який описує теорію контактної міцності, лекції „Зубчасті передачі“ та переглянути, та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури [1-3].

З'ясувати, які матеріали застосовують для виготовлення зубчастих коліс, зосередивши увагу на сталях, як найбільш поширеному матеріалі. Уяснити основні види руйнування зубчастих передач (поверхневе та об'ємне), причини цього руйнування (втомні процеси, пов'язані з недостатньою контактною міцністю та міцністю зуба на згин).

Проаналізувати заходи, які можуть забезпечити достатню роботоздатність зубчастого зачеплення, пов'язані з вибором матеріалів для виготовлення коліс, забезпеченням потрібних властивостей цих вибраних матеріалів, зокрема твердості

шляхом призначення раціональних методів термічної та хіміко-термічної обробки.

З'ясувати, за якими міркуваннями всі сталі для виготовлення зубчастих коліс умовно поділені на дві великі групи (з твердістю нижчою за 350 НВ і твердістю, яка більша за 350 НВ).

Ознайомитись з методикою визначення допустимих напружень для розрахунків зубчастих зачеплень на контактну міцність та міцність зубів на згин, проаналізувати розрахункові формули, вияснити фізичну суть базового числа циклів навантаження, базової границі витривалості і пов'язати ці поняття з поняттям коефіцієнта довговічності передачі.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Які матеріали застосовують для виготовлення зубчастих коліс?

1.2.2 Способи термічної обробки сталей.

1.2.3 Дати визначення допустимих напружень.

1.3 Рекомендована література

1. Деталі машин [Текст] : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Прикладне матеріалознавство: підручник для вищих навчальних закладів III-IV ступенів акредитації / Авт. колектив: Сушко О.В., Посвятенко Е.К., Кюрчев С.В., Лодяков С.І. - Мелітополь: ТПЦ «Forward press», 2019. - 352 с.: іл.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

– Вибрати матеріали для виготовлення зубчастих коліс.

– Визначити допустимі контактні напруження.

– Визначити допустимі напруження на згин.

– Зробити висновок.

Скласти звіт та захистити роботу.

2.2 Оснащення робочого місця

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.3 Теоретичні відомості

Передачі зі сталевими зубчастими колесами мають мінімальну масу і габарити. Маса і габарити тим менші, чим вища твердість робочих поверхонь зубів, що залежить від марки сталі та термічної обробки.

1 Сталі:

- вуглецеві сталі марок 40, 45, 50Г, 35Л...55Л;
- леговані сталі марок 40Х, 45Х, 40ХН і ін.

Зміцнююча обробка:

- нормалізація (НВ 187...250);
- поліпшення (НВ 235...302);
- поверхневе загартування зубів із нагріванням струмом високої частоти (СВЧ) - НРС 45...53;
- цементация (поверхневе насичення вуглецем) із наступним загартуванням (НРС 56...63);
- азотування (насичення азотом) без наступного загартування (НРС 58...65).

Високу твердість ($H > 350$ НВ) поверхневого шару матеріалу при збереженні в'язкої серцевини досягають застосуванням поверхневого термічного або хіміко-термічного зміцнення: поверхневого загартування, цементациї і нітроцементациї із загартуванням, азотування.

Поверхневе загартування зубів із нагріванням струмом високої частоти (СВЧ) доцільне для зубчастих коліс із модулем більше 2 мм. При малих модулях дрібний зуб загартовується наскрізь, що приводить до короблення і робить зуб ламким. Для загартування із нагрівом СВЧ застосовують сталі марок 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ. Твердість поверхневого шару 45...53 НРС.

Зуби коліс із твердістю більш 45 НРС нарізають до термообробки. Кінцеву обробку зубів (шліфування й ін.) виконують після термообробки. Передачі з твердими робочими поверхнями зубів погано припрацьовуються.

Несуча спроможність зубчастих передач по контактній міцності тим вище, чим вище поверхнева твердість зубів. Тому доцільне застосування поверхневого термічного або хіміко-термічного зміцнення. Ці види зміцнення дозволяють у декілька разів підвищити навантажувальну спроможність передачі в порівнянні з поліпшеними сталями. Наприклад, допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ цементованих зубчастих коліс у два рази перевищують значення $[\sigma]_H$ коліс, які піддано термічному поліпшенню, що дозволяє зменшити масу в чотири рази.

Проте, при призначенні твердості робочих поверхонь зубів слід мати на увазі, що більшій твердості відповідає більш складна технологія виготовлення зубчастих коліс і малі розміри передачі (що може привести до труднощів при конструктивній розробці вузла).

Сталеве лиття. Застосовують при виготовленні великих зубчастих коліс (діаметром більш 600 мм). Марки сталей – 35Л...55Л. Лите колесо піддають термообробці – нормалізації.

2 Чавуни. Застосовують при виготовленні зубчастих коліс тихохідних, великогабаритних і відкритих передач. Марки чавунів - СЧ20...СЧ35. Зуби чавунних коліс добре припрацьовуються, можуть працювати при мінімальному змащуванні. Мають знижену міцність на згин, тому габарити чавунних коліс значно більші, чим сталевих.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

а) сформулювати задачу розрахунку із зазначенням основних етапів;

Задача розрахунку повинна включати всі етапи проведення розрахунку циліндричної передачі.

б) записати вихідні дані розрахунку:

- тип передачі – косозуба, прямозуба, шевронна;
- момент обертаючий на колесі;
- частота обертання колеса;
- передаточне число передачі;

- розташування коліс відносно опор: симетричне, несиметричне, консольне;
 - строк служби (років);
 - число робочих змін;
 - короткочасні перевантаження, відс.;
 - тип виробництва: індивідуальний, серійний, масовий;
- в) скласти та зобразити розрахункову схему передачі;
- г) навести графік навантаження передачі.

2 Вибір матеріалів зубчастих коліс

Рекомендується вибирати середньовуглецеві сталі низького легування (типу 40X, 40XH, тощо), які допускають застосування 5...6 різних видів термічної та хіміко-термічної обробки, наприклад для сталі 40X – це нормалізація, поліпшення, гартування об’ємне, гартування СВЧ, ціанування, азотування (таблиця А.1). З метою проведення варіантного розрахунку доцільно характеристики матеріалу групувати у таблицю по типу.

Вибрати матеріал для шестірні і колеса, вписати всі його характеристики в таблицю 1 та вчислити середню твердість:

$$H_{cp} = 0,227 H_{max} + 0,773 H_{min}. \quad (1)$$

Таблиця 1 – Характеристики сталі для виготовлення зубчастих коліс

Варіант	Термо-обробка	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Твердість		Середня твердість	
				серцевини	поверхні	серцевини	поверхні

3 Визначення строку служби передачі

Визначення строку служби передачі проводиться за формулою 2, прийнявши число робочих днів у році 250...300 і тривалість робочої зміни 7...8 годин

$$L_h = t_p \cdot D_p \cdot K_{зм} \cdot t_{зм}, \quad (2)$$

де t_p – строк служби передачі в роках;
 D_p – число робочих днів у році;
 $K_{зм}$ – число робочих змін;
 $t_{зм}$ – тривалість робочої зміни, годин.

4 Визначення числа циклів навантаження зубів колеса

Визначення цього показника проводиться по формулі 3, прийнявши число зачеплень зуба за оберт колеса рівним одному

$$N = 60 \cdot n \cdot c \cdot L_h, \quad (3)$$

де n – частота обертання колеса, об/хв.;
 c – число зачеплень зуба за один оберт колеса.

5 Визначення базових границь витривалості

Значення базової границі контактної витривалості, базової границі витривалості по напруженням згину та максимально допустимих напружень знаходять за таблицею А.3, при цьому потрібно пильнувати за тим, по яких значеннях твердості (серцевини або ж поверхні) вичислюється той чи інший показник. Результати записати у формі таблиці 2.

Таблиця 2 – Базові границі витривалості та максимально допустимі напруження матеріалів зубчастих коліс

Варіант	Твердість середня		σ_{Hlim}	σ_{Flim}	$[\sigma]_{Hmax}$	$[\sigma]_{Fmax}$
	серцевини	поверхні				

6 Визначення допустимих контактних напружень

Допустимі контактні напруження при розрахунку на втому визначаються по формулі 4. При цьому рекомендується при масовому виробництві приймати коефіцієнт, який враховує шорсткість поверхні зуба, рівним одиниці, а при серійному або ж індивідуальному виробництві меншим за одиницю.

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (4)$$

де σ_{Hlim} – базова границя контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження $N_{HO} = 10^7$;

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зуба;

$Z_R = 1,0$ – при шевінгуванні зубів ($R_a = 1,25 \dots 0,63$ мкм);

$Z_R = 0,95$ – при тонкому струганні, фрезеруванні та шліфуванні ($R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм);

$Z_R = 0,9$ – при чистовому фрезеруванні або струганні ($R_a = 10,0 \dots 2,5$ мкм);

S_H – коефіцієнт запасу міцності, залежить від термообробки;

$S_H = 1,2$ – для поверхнево зміцнених зубів;

$S_H = 1,1$ – для об'ємно зміцнених зубів;

$S_H = 1,0$ – для нормалізованих та поліпшених.

K_{HL} – коефіцієнт довговічності передачі при розрахунку на контактну міцність.

Коефіцієнт довговічності враховує вплив строку служби передачі на її роботоздатність:

$$K_{HL} = \sqrt[m]{\frac{N_{HO}}{N}} \geq 1, \quad (5)$$

де m – показник степені, $m = 6$;

N_{HO} – базове число циклів навантаження, $N_{HO} = 10^7$;

N – дійсне число циклів навантаження зубів.

Згідно методики розрахунку існує обмеження на величину коефіцієнта: $1,0 \leq K_{HL} \leq 2,4$. При розрахунковому значенні $K_{HL} < 1$ слід прийняти значення $K_{HL} = 1$.

7 Визначення допустимих напружень на згин

Допустимі напруження на згин обчислюються по формулі

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot K_{FC}}{S_F} \cdot K_{FL}, \quad (6)$$

де σ_{Flim} – базова границя витривалості по напруженням згину при числі циклів навантаження $N_{\text{limF}} = 4 \cdot 10^6$;

K_{FC} – коефіцієнт, що ураховує двостороннє навантаження зуба: при односторонній роботі зубів $K_{\text{FC}} = 1$, при двосторонній $K_{\text{FC}} = 0,7 \dots 0,8$;

S_{F} – коефіцієнт запасу міцності, для поковок і штамповок

$$S_{\text{F}} = 1,7;$$

K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин.

$$K_{\text{FL}} = \sqrt[m]{\frac{N_{\text{FO}}}{N}}, \quad (7)$$

де m – показник степені: для загартованих сталей $m = 9$, для нормалізованих та поліпшених $m = 6$;

N_{FO} – базове число циклів навантаження, $N_{\text{FO}} = 4 \cdot 10^6$.

При $K_{\text{FL}} < 1$ слід прийняти $K_{\text{FL}} = 1$. Максимальне значення $K_{\text{FL}} < 2$.

8 Розрахункові значення допустимих напружень

Після знаходження значень допустимих напружень для всіх варіантів термообробки остаточно приймається вид термообробки для шестірні і колеса. Слід зауважити, що при розрахунках на контактну міцність прямозубого зачеплення у якості розрахункових приймаються допустимі напруження, визначені для варіанта термообробки колеса (менші по величині). При розрахунках косозубих та шевронних зачеплень для визначення розрахункових допустимих напружень користуються середніми значеннями (формула 6).

$$[\sigma]_n = \frac{[\sigma]_{n1} + [\sigma]_{n2}}{2}. \quad (8)$$

Для проведення розрахунків зубів на згин по критерію втоми, у якості розрахункових значень напружень використовуються відповідні показники як для шестірні, так і для колеса.

Контрольні запитання

1 Зубчасті передачі, класифікація, область застосування.

2 Види руйнувань зубів зубчастих передач, причини руйнувань.

3 Поняття контактних напружень, умови їх виникнення, особливості їх дії в зубчастих передачах.

4 Основні види розрахунків, прийняті при проектуванні закритих зубчастих передач.

5 Матеріали, які застосовують для виготовлення зубчастих коліс: сталі, основні вимоги до них.

6 Види та методи термічної та хіміко-термічної обробки зубчастих коліс, технологічні аспекти поділу зубчастих коліс на дві умовні групи (твердістю більше або менше за 350 НВ).

7 Назвіть методи вимірювання твердості, які застосовують при контролі термообробки матеріалів зубчастих коліс.

8 З яких причин твердість зуба шестірні повинна бути більшою за твердість зуба колеса?

9 Поняття базової границі витривалості, її визначення в залежності від виду термообробки і вплив на габарити передачі.

11 Яким чином впливає на розрахункові розміри зубчастої передачі коефіцієнт довговічності (з формули визначення допустимих напружень)?

Додаток А

Вибір матеріалу для виготовлення зубчастих коліс

Таблиця А.1 - Механічні характеристики сталей

Марка сталі	Діаметр заготовки	Термообробка	Границя міцності σ _В , МПа	Границя текучості σ _Т , МПа	Твердість, НВ (HRC) [HV]	
					серцевини	поверхні
1	2	3	4	5	6	
Сталь 45	до 100	Нормалізація	590	300	187-217	
	100-300		570	290		
	300-500		550	280		
	60-90	Поліпшення	800	440	207-238	
90-120	780		390	194-222		
160-260	700		340	180-207		
-	Гартування об'ємне	900	650	(40-50)		
-	Гартування СВЧ	750	450	207-238	(45-55)	
Сталь 50	до 100	Нормалізація	610	330	180-220	
	100-300		590	300		
	300-500		570	280		
	до 200	Поліпшення	790	540	253-310	
-	Гартування об'ємне	910	650	(41-53)		
любий	Гарт. СВЧ	760	460	353-310	(50-57)	
Сталь 30ХГС	до 80	Нормалізація	980	740	215-229	
	100-180		900	690		
180-250	780		640			
до 140	Поліпшення	1080	840	235-280		
150-300		930	740			
Сталь 35Х	до 80	Нормалізація	940	740	190-241	
	80-100		740	490		
	100-200		690	440		
	до 200	Поліпшення	740	490	220-260	
-	Ціанування	820	790	220-250	(48-66)	

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7
Сталь 40Х	до 60	Нормалізація	980	790	200-230	
	100-200		760	490		
	200-300		740	490		
	до 120	Поліпшення	930	690	257-285 243-271 215-248	
	120-150		880	590		
	180-250		780	490		
-	Гарт. об'ємне	980	830	(45-50)	(50-55)	
-	Гарт. СВЧ	740	490	257-285	(48-66)	
-	Ціанування	880	640	257-285	(48-66)	
-	Азотування	840	700	(30-35)	[550-750]	
Сталь 40ХН	до 60	Нормалізація	980	790	220-250	
	60-100		840	590		
	100-300		790	570		
	до 150	Поліпшення	930	690	265-295 250-280 235-265	
	150-180		880	590		
	180-250		840	540		
-	Гарт. об'ємне	980	830	(45-50)		
-	Гарт. СВЧ	790	540	250-280	(51-62)	
-	Ціанування	905	690	250-280	(50-64)	
Сталь 50Г	до 150	Нормалізація	840	400	190-229	
	150-400		800	370		
	до 100	Поліпшення	890	600	241-285	
	100-200		830	560		
20Г, 12ХН2, 18Х, 18ХГТ, 20Х	-	Цементация	410	240	(30-35)	(58-63)
	-		450	270		(58-63)
	-		780	590		(53-58)
	-		690	490		(58-63)
	-		980	830		(58-60)
	-		780	640		(54-62)
	-		790	590		(54-62)
А 40ХФ	-	Азотування	880	740	(30-35)	[700-950]
	-		840	700		[550-750]
25ХГМ 30ХГТ	-	Нітроцементация	860	690	(30-35)	(56-63)
	-		870	680		

Таблиця А.2 – Механічні характеристики відливок з вуглецевої і легованої сталі

Марка сталі	Термообробка	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Твердість, НВ
35Л	Нормалізація	490	270	145-155
40Л		520	290	147-156
45Л		540	310	155-170
50Л		570	330	175-186
55Л		590	340	156-217
35ГЛ	Поліпшення	590	340	174-217
35ХГСЛ		790	590	202-220
35ХНЛ		690	490	219-269
40Г2Л		630	320	190-225

Таблиця А.3 – Визначення базової границі витривалості сталі

Спосіб термічної або хіміко-термічної обробки	Твердість зубів		σ_{Hlim}	σ_{Flim}	$[\sigma]_{Hmax}$	$[\sigma]_{Fmax}$
	серцевини	поверхні				
Нормалізація, поліпшення	≤ 350		2НВ+70	НВ+260	2,8 σ_T	2,7НВ
Гартування об'ємне	38-50HRC		18HRC+ +150	500-550		1400
Гартування поверхневе	27-35 HRC	40-50 HRC	17HRC	600-700	40HRC**	1260
Цементация	30-45 HRC	57-62 HRC	23HRC	750-800		1200
Азотування	24-40 HRC	550-750 HV	1.5HV	12HRC *+43		1000

Примітки: * твердість серцевини зуба

** твердість поверхні зуба

Середнє значення твердості при визначенні базових границь витривалості обчислюється по формулі:

$$H = 0,227 H_{max} + 0,773 H_{min}$$

Таблиця А.4 – Рекомендації щодо вибору варіантів матеріалів для шестірні та колеса

Варіант	Шестірня			Колесо		
	Марка сталі	Термообробка	Твердість	Марка сталі	Термообробка	Твердість
1	40Х, 45, 40ХН	Поліпшення	269...302 НВ	40Х, 45, 40ХН	Поліпшення	235...262 НВ
2	40Х, 40ХН, 35ХМА	Поліпшення та гартування СВЧ	40...53 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ А	Поліпшення	269...302 НВ
3	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення та гартування СВЧ	45...53 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення та гартування СВЧ	45...53 HRC
4	20Х, 20ХНМ	Поліпшення, цементация та гартування	57...63 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення та гартування СВЧ	45...53 HRC
5	20Х, 20ХНМ	Поліпшення, цементация та гартування	57...63 HRC	20Х, 20ХН М	Поліпшення та гартування СВЧ	56...63 HRC

РОЗРАХУНОК ШВИДКОХІДНОЇ ПЕРЕДАЧІ РЕДУКТОРА

Методичні вказівки до практичної роботи №3

Мета роботи: Закріплення знань по критеріях роботоздатності та виходу з ладу зубчастих евольвентних передач, теорії руйнування поверхневого шару матеріалу зуба внаслідок недостатньої контактної міцності, а також геометричному і кінематичному розрахунку циліндричних зубчастих евольвентних зачеплень. Практичне оволодіння методикою розрахунку зубчастих передач на контактну міцність з вибором і обґрунтуванням, на підставі вихідних даних до проектування і нормативних документів, основних параметрів, що впливають на міцність закритих зубчатих передач. Вирішення задачі по визначенню основних співвідношень і розмірів зубчатих коліс пари, визначення зусиль в зачепленні.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Зубчасті передачі“ та переглянути, та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури [1-3] у частині геометрії та силових співвідношень циліндричних зубчастих зачеплень.

З'ясувати, які матеріали застосовують для виготовлення зубчастих коліс, зосередивши увагу на сталях, як найбільш поширеному матеріалі. Уявити основні види руйнування зубчастих передач (поверхневе та об'ємне), причини цього руйнування (втомні процеси, пов'язані з недостатньою контактною міцністю та міцністю зуба на згин).

Проаналізувати заходи, які можуть забезпечити достатню роботоздатність зубчастого зачеплення, пов'язані з вибором матеріалів для виготовлення коліс, забезпеченням потрібних властивостей цих вибраних матеріалів, зокрема твердості

шляхом призначення раціональних методів термічної та хіміко-термічної обробки.

Проаналізувати формулу розрахунку міжосьової відстані з умови контактної міцності і вияснити, яким чином впливають на розміри передачі основні фактори впливу, що входять до формули у виді коефіцієнта концентрації навантаження по довжині зуба та коефіцієнта ширини колеса. Вияснити порядок вибору значень цих коефіцієнтів.

Ознайомитись з геометричним розрахунком косозубої циліндричної передачі, порядком визначення зусилля в передачі, розподілом його на складові сили, впливом цих зусиль на роботоздатність передачі.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Аналіз формули розрахунку міжосьової відстані.

1.2.2 Як визначити геометричні розміри циліндричних коліс?

1.2.3 Порядок визначення зусилля в циліндричній передачі.

1.3 Рекомендована література

1. Деталі машин [Текст] : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

– Визначити геометричні параметри косозубих зубчастих коліс.

– Визначити сили в зачепленні.

– Виконати перевірочні розрахунки косозубої циліндричної передачі.

– Зробити висновок.

Скласти звіт та захистити роботу.

2.2 Оснащення робочого місця

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.3 Теоретичні відомості

Зубчасті редуктори – механізми, які складаються з однієї або більшого числа пар зубчастих зачеплень та призначені для пониження кутових швидкостей (частот обертання) і одночасного збільшення обертаючих моментів на веденому валі по відношенню до ведучого вала. Як правило, зубчасті редуктори виконуються у виді окремих агрегатів, які виготовляються централізовано і мають досить високий ступінь стандартизації та уніфікації.

Основна силова характеристика редуктора – це обертаючий момент на веденому валі. Основна кінематична характеристика – передаточне число. Для досягнення різноманітних значень передаточних чисел промисловість випускає одно-, дво- і триступінчасті редуктори. Діапазон рекомендованих передаточних чисел одноступінчастого редуктора складає від 2 до 6,3 (8), двоступінчастого 8...40, триступінчастого 31,5...180 і більше.

В залежності від величини, умов і режимів навантаження, жорсткості валів, виду термообробки зубів коліс використовуються розгорнуті, роздвоєні або співвісні схеми взаємного розташування зубчастих коліс і опор редуктора. Кінематичні схеми найбільш розповсюджених циліндричних редукторів представлено на рисунку 1.

Слід відмітити, що серед них, завдяки своїй простоті і компактності (найменший габарит по ширині), найбільш поширені двоступінчасті редуктори з розгорнутою схемою. Саме тому подібні редуктори розглядаються у даній роботі.

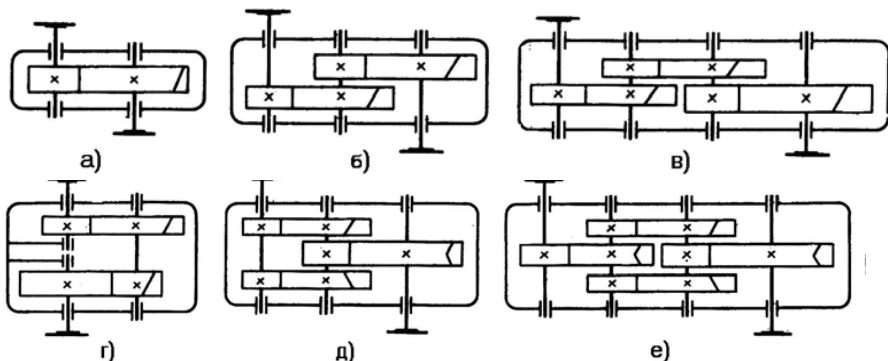


Рисунок 1 – Кінематичні схеми найбільш розповсюджених циліндричних редукторів:

- а) одноступіневий; б) двоступіневий; в) тріступіневий;
- г) співвісний; д) двоступіневий з роздвоєною швидкохідною ступінню; е) тріступіневий з роздвоєною проміжною ступінню.

Ступіні у двоступінчастих циліндричних редукторах поділяють на швидкохідну і тихохідну, вали іменують як ведучий (швидкохідний), проміжний і ведений (тихохідний). У зв'язку з тим, що вали редуктора розраховані на передачу різних значень обертаючого моменту, то їх легко відрізнити по діаметрах. При визначенні геометричних параметрів зубчастих зачеплень прийнято позначати параметри, що відносяться до шестірни індексом "1", а до колеса індексом "2".

Для діаметрів кіл стандартом встановлені позначення: ділильний діаметр (коло, яке ділить зуб на головку і ніжку) – d , діаметр початкового кола (кола, які перекочуються одне по одному без ковзання) – d_w , діаметр основних кіл (кола, які утворюють евольвенти зубів) – d_b , діаметри кіл западин і кіл виступів відповідно d_f і d_a . Для некоригованих зубчастих зачеплень початкові та ділильні кола коліс співпадають.

Міжосьова відстань зубчастої пари являє собою суму початкових (ділильних) радіусів і, як правило, повинна відповідати стандартному значенню.

Відстань між однойменними точками профілів сусідніх зубів по дузі кола називають коловим (торцевим) кроком зубів. Для косозубих і шевронних зубів крім колового розрізняють нормальний крок зубів – найкоротшу відстань між зубами.

Лінійна величина, що в π разів менша за коловий крок (по ділльному колу) називається коловим (торцевим) модулем зачеплення, а лінійна величина, що в π разів менша за нормальний крок – нормальним модулем.

Модуль – основна характеристика розмірів зубчастих коліс. Для прямозубих коліс значення колового і нормального модулів співпадають і модуль позначається літерою m .

Модулі евольвентних зубчастих зачеплень стандартизовано, причому для косозубих і шевронних коліс по стандарту вибирають значення тільки нормального модуля, а величина колового модуля залежить тільки від кута нахилу зуба. Для косозубих коліс кут нахилу зуба рекомендують приймати в межах $8...22^\circ$, для роздвоєних схем і шевронних зачеплень він може бути 30° і більшим.

Важливим параметром зубчастих коліс є ширина зубчастого вінця, для різних видів розрахунків застосовуються коефіцієнти відносної ширини колеса b_{av} . Слід також відмітити, що коефіцієнт b_{av} приймається по стандарту.

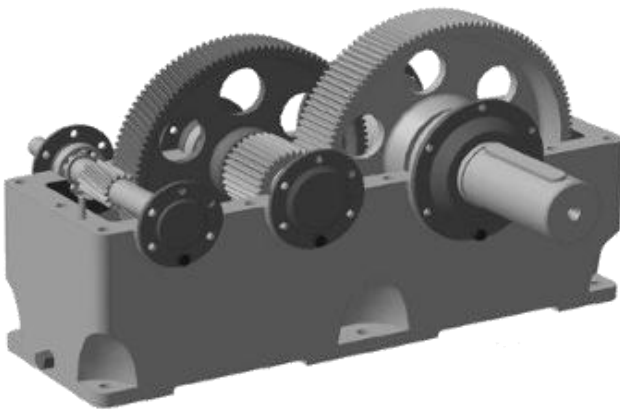


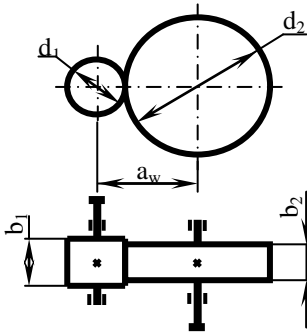
Рисунок 2 – Двоступіневий циліндричний редуктор

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

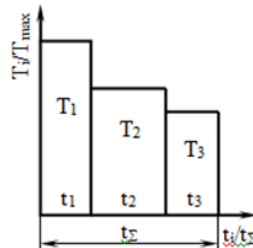
Розрахунок швидкохідної передачі редуктора:

- тип передачі косозуба;
- момент, обертаючий на колесі $T_{2ш} = 411 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- частота обертання колеса $n_{2ш} = 123 \text{ об/хв.}$;
- передаточне число передачі $U_{ш} = 5,0$;
- розташування коліс відносно опор несиметричне;
- строк служби $t_p = 5 \text{ років}$;
- число робочих змін $K_{ЗМ} = 1$;
- короткочасні перевантаження $\Pi = 120 \%$;
- тип виробництва: індивідуальний, серійний, масовий.



d_1, d_2 – ділильні діаметри шестірни і колеса відповідно, мм; b_1, b_2 – ширина шестірни і колеса відповідно, мм; a_w – міжосьова відстань, мм.

Рисунок 1 – Розрахункова схема передачі



T_1	t_1	T_2	t_2	T_3	t_3
0,9	0,5	0,8	0,3	0,7	0,2

t – строк служби передачі, год;
 t_1, t_2, t_3 – час дії змінних напружень на 1, 2, 3-му ступені циклограми, год; T_1, T_2, T_3 – найбільший момент з відповідним числом циклів зміни напружень;
 $T_{\max} > T_1$ – максимальний момент.

Рисунок 2 – Графік завантаження передачі

2 Визначення розрахункового обертаючого моменту

При проектуванні зубчастої передачі в обчисленнях використовується значення розрахункового обертаючого моменту (формула 1). Якщо режим роботи описаний графіком завантаження, значення розрахункового обертаючого моменту

визначається по його номінальному значенню з урахуванням коефіцієнта еквівалентності навантаження, який вичислюється по формулі 2.

$$T_{2p} = T_{H2} \cdot K_E, \quad (1)$$

$$K_E = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (T_i')^3 \cdot t_i'}, \quad (2)$$

де T_i – момент на i -му ступені циклограми;

t_i – час дії змінних напружень на i -му ступені циклограми;

n – кількість ступенів циклограми.

3 Визначення міжосьової відстані передачі

При обчисленні міжосьової відстані передачі з умови контактної міцності по формулі 3 рекомендується провести розрахунок по різним значенням допустимих напружень шестірні та колеса. Прийняте для подальшого розрахунку значення міжосьової відстані потрібно привести у відповідність до стандартного значення згідно ГОСТ 2185-66 (таблиця Б.1). Стандартне значення міжосьової відстані слід приймати по правилах округлення з перевагою меншого значення. Розрахунок ведеться окремо для швидкохідної (косозубої) та тихохідної (прямозубої) передач редуктора.

$$a_w = K_a \cdot (U \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2p} \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot [\sigma]_H^2 \cdot \Psi_{ва}}}, \quad (3)$$

де K_a – коефіцієнт міжосьової відстані, для косозубих сталевих коліс $K_a = 43,45$;

T_{2p} – розрахунковий момент на колесі, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба, $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$;

$\Psi_{ва}$ – коефіцієнт ширини колеса (додаток А).

Примітка: Знак "-" у формулі (3) застосовують при розрахунку зубчастої передачі з внутрішнім зачепленням.

4 Визначення модуля зачеплення

Модуль зачеплення рекомендується приймати по ГОСТ 9563-60 (таблиця Б.2) в межах, визначених по формулі 4.

Для косозубих зачеплень попереднє значення кута нахилу зуба бажано приймати ближче до меншого значення діапазону $8 \dots 10^\circ$. Коловий (торцевий) модуль рекомендується вичислити з точністю до четвертого знака після коми.

$$m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w. \quad (4)$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (5)$$

де β – кут нахилу зубів, для косозубих коліс приймають в межах $8 \dots 22^\circ$.

5 Визначення числа зубів шестірні та колеса

Сумарне число зубів шестерні та колеса

$$Z_c = \frac{2a_w}{m_t}. \quad (6)$$

При розрахунку прямозубих коліс слід пам'ятати, що для них $m_t = m_n$, причому значення модуля рекомендують вибирати так, щоб Z_c було б, по можливості, цілим числом.

Для косозубої передачі сумарне число зубів округлюється до цілого по правилах округлення. Після прийняття цілого числа зубів уточнюється торцевий модуль і кут нахилу зуба (з точністю до кутових хвилин і секунд).

Уточнене значення колового (торцевого) модуля

$$m_t = \frac{2a_w}{Z_c}; \quad (7)$$

де Z_c – прийняте сумарне число зубів (ціле число).

Уточнене значення кута нахилу зубів

$$\beta = \arccos \frac{m_n}{m_t}. \quad (8)$$

Значення кута нахилу визначити у градусах, кутових хвилинах і секундах.

Число зубів шестерні і колеса

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U \pm 1}. \quad (9)$$

$$Z_2 = Z_c - Z_1. \quad (10)$$

Число зубів шестерні округляють до цілого числа по правилам округлення. Слід витримувати співвідношення $Z_1 \geq Z_{\min}$, де Z_{\min} – мінімальне число зубів із умови не підрізання ніжки зуба. Для косозубих коліс $Z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$. Щоб уникнути застосування висотної корекції при розрахунковому значенні числа зубів, меншому за 17, можна дещо зменшити модуль (у межах рекомендованого діапазону) і таким чином збільшити сумарне число зубів.

Фактичне передаточне число не повинне відрізнитись від заданого більш ніж на 2,5% при передаточному числі меншому або рівному чотирьом і на 4,5% при більшому за чотири передаточному числі.

При висотному корегуванні, яке застосовують щоб не допустити підрізання зубів шестерні і підвищити їх зламну міцність, інструмент зміщують на величину $X_1 \cdot m$, де X_1 – коефіцієнт зміщення для шестірні. Його значення визначається по формулі:

$$X_1 = \frac{17 - Z_1}{17} \leq 0,6. \quad (11)$$

Для колеса зовнішнього зачеплення коефіцієнт корегування $X_2 = -X_1$. При висотному корегуванні значення міжосьової відстані не змінюється.

6 Геометричний розрахунок передачі

При геометричному розрахунку визначаються ділильні діаметри та діаметри виступів та западин обох зубчастих коліс, ширина зубчастого вінця колеса і шестірні (на 2...5 мм

більше), а також потрібний для подальших розрахунків коефіцієнт ширини шестірні.

Ділильні діаметри, мм

$$d_1 = m_t \cdot Z_1; \quad d_2 = m_t \cdot Z_2; \quad (12)$$

Діаметри виступів, мм

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n; \quad (13)$$

Діаметри западин, мм

$$d_{f1} = d_{a1} - 2,5m_n; \quad d_{f2} = d_{a2} - 2,5m_n; \quad (14)$$

Ширина зубчастого вінця колеса і шестірні, мм

$$b_2 = \psi_{\text{вав}} \cdot a_w; \quad (15)$$

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 4) \text{ мм}. \quad (16)$$

7 Колова швидкість і степінь точності

Значення колової швидкості, вчислене на ділильному колі зубчастого колеса, потрібне для призначення ступені точності та подальшому визначенню коефіцієнтів, що враховують динаміку навантажень. Степінь точності передачі приймається по значенню колової швидкості та виходячи з призначення передачі.

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}. \quad (17)$$

Для підвищення кінематичних показників передачі не рекомендують приймати її нижчою за 8 степінь (таблиця Б.3).

8 Зусилля в зачепленні

Визначення складових зусилля в зачепленні потрібно починати з колового зусилля по формулі 18, крім колового зусилля для прямозубого зачеплення визначається радіальне зусилля, а для косозубого – і осьове. Значення колового зусилля буде використовуватись у даному розрахунку при

подальшій перевірці зубів на згин, а радіального та осьового при розрахунках валів і підшипників.

Зусилля у зачепленні
Колові

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (18)$$

де T_2 – момент, обертаючий на колесі, Н·мм;

d_2 – дільний діаметр колеса, мм.

Радіальні

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (19)$$

де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$ ГОСТ 13755-81.

Осьові (для косозубих передач)

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (20)$$

9 Перевірка передачі по контактних напруженнях

Перевірка проводиться по умові контактної міцності, тобто порівнянні діючих контактних напружень з допустимими їх значеннями. Для цього у формулу 21 підставляються уточненні значення коефіцієнту концентрації навантаження по довжині зуба, динамічного коефіцієнту та коефіцієнту розподілу навантаження між зубами (додаток В).

$$\sigma_H = \frac{K_H}{a_w \cdot u_\phi} \sqrt{\frac{(u_\phi + 1)^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot T_2}{b_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (21)$$

де σ_H – контактні напруження в зачепленні;

K_H – коефіцієнт, для прямозубих коліс $K_H = 320$, для косозубих $K_H = 270$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині

зуба;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубами.

Раціонально спроектованою передачею слід вважати передачу, завантаження якої по контактних напруженнях знаходиться у межах 90...105%, якщо ж завантаження сягає 110...115% можна знизити діючі напруження за рахунок деякого збільшення ширини колеса. При більших значеннях завантаження слід прийняти більшу стандартну міжосьову відстань і повторити розрахунок.

При перевірці зачеплення при перевантаженнях порівнюються напруження, діючі при короткочасних перевантаженнях, і максимально допустимі при перевантаженнях напруження.

Перевірка проводиться по умові міцності зубів колеса на згин за формулою 22. Основним силовим фактором, що діє на зуб, є колова сила, розміри зуба представлені модулем та шириною колеса.

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_{F2}}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma]_{F2}, \quad (22)$$

де σ_{F2} – напруження згину в поперечному перетині зуба, МПа;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба;

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубами;

Y_{F2} – коефіцієнт форми зуба колеса, для косозубих передач вибирається у залежності від еквівалентного числа зубів $Z_e = Z/\cos^3\beta$.

Умови і особливості навантажень характеризуються трьома уточнюючими коефіцієнтами, такими як: коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба, коефіцієнт динамічності навантаження та коефіцієнт розподілу навантаження поміж зубами (додаток Г). Після перевірки міцності на згин зубів колеса перевіряються на згин зуби шестірні.

По результатах розрахунку формулюються висновки, в яких коротко і ясно констатується хід розрахунку і позитивні якості передачі, яку спроектували.

Контрольні запитання

1. Які розрізняють види зубчастих передач і де вони застосовуються?
2. Яке призначення циліндричного редуктора?
3. Від чого залежить кількість ступіней редуктора?
4. Які переваги та недоліки мають редуктори, що виконані по розгорнутій схемі, з роздвоєними ступінями, співвісні та інші?
5. Перерахуйте деталі і вузли, з яких складається циліндричний редуктор. Яке їх призначення?
6. Чому кут нахилу зуба косозубої циліндричної передачі розраховується до секунди?
7. Назвіть основну характеристику зубчастого колеса.
8. Дайте визначення поняття «передаточне число» зубчастої передачі.
9. Як визначити сили у зачепленні косозубої циліндричної передачі?

РОЗРАХУНОК ТИХОХІДНОЇ ПЕРЕДАЧІ РЕДУКТОРА

Методичні вказівки до практичної роботи №4

Мета роботи: Закріплення знань по критеріях роботоздатності та виходу з ладу зубчастих евольвентних передач, теорії руйнування поверхневого шару матеріалу зуба внаслідок недостатньої контактної міцності, а також геометричному і кінематичному розрахунку циліндричних зубчастих евольвентних зачеплень. Вирішення задачі по визначенню основних співвідношень і розмірів зубчатих коліс пари, визначення зусиль в зачепленні.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Зубчасті передачі“ та переглянути, та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури [1-3] у частині геометрії та силових співвідношень циліндричних зубчастих зачеплень.

З'ясувати, які матеріали застосовують для виготовлення зубчастих коліс, зосередивши увагу на сталях, як найбільш поширеному матеріалі. Уявити основні види руйнування зубчастих передач (поверхневе та об'ємне), причини цього руйнування (втомні процеси, пов'язані з недостатньою контактною міцністю та міцністю зуба на згин).

Проаналізувати заходи, які можуть забезпечити достатню роботоздатність зубчастого зачеплення, пов'язані з вибором матеріалів для виготовлення коліс, забезпеченням потрібних властивостей цих вибраних матеріалів, зокрема твердості шляхом призначення раціональних методів термічної та хіміко-термічної обробки.

Проаналізувати формулу розрахунку міжосьової відстані з умови контактної міцності і в'яснити, яким чином впливають на розміри передачі основні фактори впливу, що входять до формули у виді коефіцієнта концентрації

навантаження по довжині зуба та коефіцієнта ширини колеса. Вияснити порядок вибору значень цих коефіцієнтів.

Ознайомитись з геометричним розрахунком прямозубої циліндричної передачі, порядком визначення зусилля в передачі, розподілом його на складові сили, впливом цих зусиль на роботоздатність передачі.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Аналіз формули розрахунку міжосьової відстані.

1.2.2 Як визначити геометричні розміри прямозубих циліндричних коліс?

1.2.3 Порядок визначення зусилля в циліндричній передачі.

1.3 Рекомендована література

1. Деталі машин [Текст] : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

– Визначити геометричні параметри прямозубих зубчастих коліс.

– Визначити сили в зачепленні.

– Виконати перевірочні розрахунки циліндричної прямозубої зубчастої передачі.

– Зробити висновок.

Скласти звіт та захистити роботу.

2.2 Оснащення робочого місця

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.3 Теоретичні відомості

Прямозуба евольвентна циліндрична зубчаста передача є найпростішою передачею. Але така передача має, порівняно з косозубою передачею такого ж модуля m і таких же чисел зубів z_1 і z_2 , значно нижчу навантажувальну здатність. Це обумовлено тим, що у цій передачі у порівнянні з косозубою передачею одночасно знаходиться у зачепленні менша кількість пар зубців. Але поряд з цим прямозуба зубчаста передача крім вказаного суттєвого недоліку має і перевагу в порівнянні з косозубою передачею – це відсутність осьового зусилля.

З метою розширення області застосування циліндричної прямозубої зубчастої передачі необхідно збільшити її навантажувальну здатність. Відомо, що навантажувальну здатність прямозубої зубчастої передачі, яка визначається її контактною міцністю, можна підвищити, якщо використовувати у передачі зубчасті колеса, нарізані з позитивними зміщеннями.

В прямозубій передачі зуби входять в зачеплення зразу по всій довжині. Через неточність виготовлення передачі і її зносу процес виходу однієї пари зубів із зачеплення і початок зачеплення іншої пари супроводжується ударами і шумом, сила яких зростає із збільшенням колдової швидкості коліс. Прямозубі передачі використовують при невисоких та середніх колдових швидкостях; відкриті передачі, як правило, роблять прямозубими.

Розрахунок циліндричних прямозубих передач виконують за напруженнями контактної витривалості і згину з урахуванням абразивного зношування. Розрахунком на міцність визначають розміри зубчастої передачі, при яких не виникає небезпека пошкодження зубів коліс.

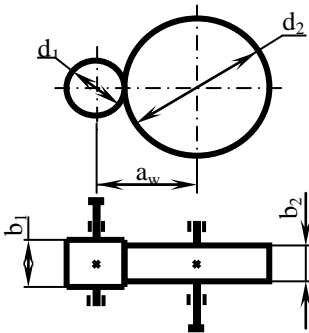
Закриті передачі розраховують на попередження викришування робочих поверхонь зубів і їх поламки (згину). Розміри передачі визначають розрахунком на контактну міцність, а розрахунок зубів несе перевіірочний характер з ціллю визначення мінімально можливого значення модуля.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

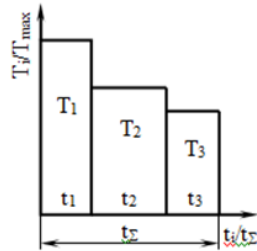
Розрахунок тихохідної передачі редуктора

- тип передачі прямозуба;
- момент, обертаючий на колесі $T_{2T} = 1560 \text{ Н}\cdot\text{м};$
- частота обертання колеса, об/хв. $n_{2T} = 38,2 \text{ об/хв.};$
- передаточне число передачі $U_T = 4,0;$
- розташування коліс відносно опор несиметричне;
- строк служби $t_p = 5 \text{ років};$
- число робочих змін $K_{3M} = 1;$
- короточасні перевантаження $\Pi = 120 \%$;
- тип виробництва: індивідуальний, серійний, масовий.



d_1, d_2 – ділильні діаметри шестірні і колеса відповідно, мм;
 b_1, b_2 – ширина шестірні і колеса відповідно, мм;
 a_w – міжосьова відстань, мм.

Рисунок 1 – Розрахункова схема передачі



T_1	t_1	T_2	t_2	T_3	t_3
0,9	0,5	0,8	0,3	0,7	0,2

t – строк служби передачі, год;
 t_1, t_2, t_3 – час дії змінних напружень на 1, 2, 3-му ступені циклограми, год; T_1, T_2, T_3 – найбільший момент з відповідним числом циклів зміни напружень;
 $T_{max} > T_1$ – максимальний момент.

Рисунок 2 – Графік завантаження передачі

2 Визначення розрахункового обертаючого моменту

При проектуванні зубчастої передачі в обчисленнях використовується значення розрахункового обертаючого моменту (формула 1). Якщо режим роботи описаний графіком

завантаження, значення розрахункового обертаючого моменту визначається по його номінальному значенню з урахуванням коефіцієнта еквівалентності навантаження, який вичислюється по формулі 2.

$$T_{2p} = T_{H2} \cdot K_E, \quad (1)$$

$$K_E = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (T'_i)^3 \cdot t'_i}, \quad (2)$$

де T_i – момент на i -му ступені циклограми;

t_i – час дії змінних напружень на i -му ступені циклограми;

n – кількість ступенів циклограми.

3 Визначення міжосьової відстані передачі

При обчисленні міжосьової відстані передачі з умови контактної міцності по формулі 3 рекомендується провести розрахунок по різним значенням допустимих напружень шестірні та колеса. Прийняте для подальшого розрахунку значення міжосьової відстані потрібно привести у відповідність до стандартного значення згідно ГОСТ 2185-66 (таблиця Б.1). Стандартне значення міжосьової відстані слід приймати по правилах округлення з перевагою меншого значення.

$$a_w = K_a \cdot (U \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2p} \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot [\sigma]_H^2 \cdot \Psi_{ba}}}, \quad (3)$$

де K_a – коефіцієнт міжосьової відстані, для прямозубих сталевих коліс $K_a = 49,5$;

T_{2p} – розрахунковий момент на колесі, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба, $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$;

Ψ_{ba} – коефіцієнт ширини колеса (додаток А).

Примітка: Знак "–" у формулі (3) застосовують при розрахунку зубчастой передачі з внутрішнім зачепленням.

4 Визначення модуля зачеплення

Модуль зачеплення рекомендується приймати по ГОСТ 9563-60 (таблиця Б.2) в межах, визначених по формулі 4.

$$m_n = (0,01...0,02)a_w. \quad (4)$$

5 Визначення числа зубів шестірни та колеса

Сумарне число зубів шестерні та колеса

$$Z_c = \frac{2a_w}{m_n}. \quad (5)$$

При розрахунку прямозубих коліс слід пам'ятати, що для них $m_t = m_n$, причому значення модуля рекомендують вибирати так, щоб Z_c було б, по можливості, цілим числом, або сумарне число зубів округлюється до цілого по правилах округлення.

Число зубів шестерні і колеса

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U \pm 1}. \quad (6)$$

$$Z_2 = Z_c - Z_1. \quad (7)$$

Число зубів шестерні округляють до цілого числа по правилам округлення. Слід витримувати співвідношення $Z_1 \geq Z_{\min}$, де Z_{\min} – мінімальне число зубів із умови не підрізання ніжки зуба. Для прямозубих коліс $Z_{\min} = 17$. Щоб уникнути застосування висотної корекції при розрахунковому значенні числа зубів, меншому за 17, можна дещо зменшити модуль (у межах рекомендованого діапазону) і таким чином збільшити сумарне число зубів.

Фактичне передаточне число не повинне відрізнятись від заданого більш ніж на 2,5% при передаточному числі меншому або рівному чотирьом і на 4,5% при більшому за чотири передаточному числі.

При висотному корегуванні, яке застосовують щоб не допустити підрізання зубів шестерні і підвищити їх зламну міцність, інструмент зміщують на величину $X_1 \cdot m$, де X_1 – коефіцієнт зміщення для шестірни. Його значення визначається по формулі:

$$X_1 = \frac{17 - Z_1}{17} \leq 0,6. \quad (8)$$

Для колеса зовнішнього зачеплення коефіцієнт корегування $X_2 = -X_1$. При висотному корегуванні значення міжосьової відстані не змінюється.

6 Геометричний розрахунок передачі

При геометричному розрахунку визначаються ділильні діаметри та діаметри виступів та западин обох зубчастих коліс, ширина зубчастого вінця колеса і шестірні (на 2...5 мм більше), а також потрібний для подальших розрахунків коефіцієнт ширини шестірні.

Ділильні діаметри, мм

$$d_1 = m_n \cdot Z_1; \quad d_2 = m_n \cdot Z_2; \quad (9)$$

Діаметри виступів, мм

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n; \quad (10)$$

Діаметри западин, мм

$$d_{f1} = d_{a1} - 2,5m_n; \quad d_{f2} = d_{a2} - 2,5m_n; \quad (11)$$

Ширина зубчастого вінця колеса і шестірні, мм

$$b_2 = \psi_{\text{Bav}} \cdot a_w; \quad (12)$$

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 4) \text{ мм}. \quad (13)$$

7 Колова швидкість і степінь точності

Значення колової швидкості, вчислене на ділильному колі зубчастого колеса, потрібне для призначення ступені точності та подальшому визначенню коефіцієнтів, що враховують динаміку навантажень. Степінь точності передачі приймається по значенню колової швидкості та виходячи з призначення передачі.

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}. \quad (14)$$

Для підвищення кінематичних показників передачі не рекомендують приймати її нижчою за 8 степенів (таблиця Б.3).

8 Зусилля в зачепленні

Визначення складових зусилля в зачепленні потрібно починати з колового зусилля по формулі 15, крім колового зусилля для прямозубого зачеплення визначається радіальне зусилля. Значення колового зусилля буде використовуватись у даному розрахунку при подальшій перевірці зубів на згин, а радіального при розрахунках валів і підшипників.

Зусилля у зачепленні

Колові

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (15)$$

де T_2 – момент, обертаючий на колесі, Н·мм;

d_2 – дільний діаметр колеса, мм.

Радіальні

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (16)$$

де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$ ГОСТ 13755-81.

9 Перевірка передачі по контактних напруженнях

Перевірка проводиться по умові контактної міцності, тобто порівнянні діючих контактних напружень з допустимими їх значеннями. Для цього у формулу 21 підставляються уточненні значення коефіцієнту концентрації навантаження по довжині зуба, динамічного коефіцієнту та коефіцієнту розподілу навантаження між зубами (додаток В).

$$\sigma_H = \frac{K_H}{a_w \cdot u_\phi} \sqrt{\frac{(u_\phi + 1)^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot T_2}{b_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (17)$$

де σ_H – контактні напруження в зачепленні;

K_H – коефіцієнт, для прямозубих коліс $K_H = 320$, для косоозубих $K_H = 270$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині

зуба;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубами.

Рационально спроектованою передачею слід вважати передачу, завантаження якої по контактних напруженнях знаходиться у межах 90...105%, якщо ж завантаження сягає 110...115% можна знизити діючі напруження за рахунок деякого збільшення ширини колеса. При більших значеннях завантаження слід прийняти більшу стандартну міжосьову відстань і повторити розрахунок.

При перевірці зачеплення при перевантаженнях порівнюються напруження, діючі при короткочасних перевантаженнях, і максимально допустимі при перевантаженнях напруження.

Перевірка проводиться по умові міцності зубів колеса на згин за формулою 18. Основним силовим фактором, що діє на зуб, є колова сила, розміри зуба представлені модулем та шириною колеса.

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_{F2}}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma]_{F2}, \quad (18)$$

де σ_{F2} – напруження згину в поперечному перетині зуба, МПа;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба;

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубами;

Y_{F2} – коефіцієнт форми зуба колеса.

Умови і особливості навантажень характеризуються трьома уточнюючими коефіцієнтами, які вибираються за додатком Г. Після перевірки міцності на згин зубів колеса перевіряються на згин зуби шестірні.

При розрахунку циліндричних зубчастих передач двоступеневого редуктора виконується розрахунки швидкохідної та тихохідної передач. Для порівняння основних параметрів циліндричних зубчастих передач рекомендується закінчити розрахунок таблицею по формі таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунків зубчастих передач

Параметри передач	Передачі			
	швидкохідна		тихохідна	
	шестірня	колесо	шестірня	колесо
1 Діаметр дільного кола, мм	$d_{1ш} =$	$d_{2ш} =$	$d_{1т} =$	$d_{2т} =$
2 Діаметр кола виступів, мм	$d_{a1ш} =$	$d_{a2ш} =$	$d_{a1т} =$	$d_{a2т} =$
3 Діаметр кола западин, мм	$d_{f1ш} =$	$d_{f2ш} =$	$d_{f1т} =$	$d_{f2т} =$
4 Ширина вінця, мм	$b_{1ш} =$	$b_{2ш} =$	$b_{1т} =$	$b_{2т} =$
5 Число зубів	$Z_{1ш} =$	$Z_{2ш} =$	$Z_{1т} =$	$Z_{2т} =$
6 Модуль нормальний, мм	$m_{нш} =$		$m_{нт} =$	
7 Модуль торцевий, мм	$m_{тш} =$			
8 Кут нахилу зубів, град., хв., сек.	$\beta_{ш} =$			
9 Міжосьова відстань, мм	$a_{вш} =$		$a_{вт} =$	
10 Сили в зачепленні, Н				
колова	$F_{тш} =$		$F_{тт} =$	
радіальна	$F_{гш} =$		$F_{гт} =$	
осьова	$F_{аш} =$			

По результатах розрахунку формулюються висновки, в яких коротко і ясно констатується хід розрахунку і позитивні якості передачі, яку спроектували.

Контрольні запитання

1. Чим відрізняється розрахунок прямозубої циліндричної передачі від косозубої?
2. Як визначити сили у зачепленні прямозубої циліндричної передачі?

3. Дайте визначення поняття «передаточне число» редуктора.

4. По яких напруженнях виконується розрахунок прямозубої циліндричної передачі?

5. По яких напруженнях виконується перевірка прямозубої циліндричної передачі?

Додаток А

Коефіцієнти відносної ширини колеса

Методика розрахунків циліндричних зубчастих передач передбачає застосування двох коефіцієнтів відносної ширини колеса $\psi_{ba} = b_2/a_w$ і $\psi_{bd} = b_2/a_w$. Значення цих коефіцієнтів впливають на габарити та масу передачі, але, разом з цим, їх вибір залежить від жорсткості конструкції і твердості поверхні зубів.

Коефіцієнт ψ_{ba} входить до формули (10) і його значення стандартизовано ГОСТ 2185-66:

0.1; 0.125; 0.16; 0.20; 0.25; 0.315; 0.4; 0.5; 0.63; 0.8; 1.0; 1.25

При виборі ψ_{ba} слід додержуватись такої послідовності:

1) По таблиці Е.1 вибрати діапазон значень ψ_{ba} , що рекомендовано;

2) По ГОСТ 2185-66 вибрати значення, яке входить у діапазон;

3) По формулі $\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (U \pm 1)$ визначити ψ_{bd} і його значення звірити із значенням $\psi_{bd \max}$ таблиці А.1.

Якщо $\psi_{bd} > \psi_{bd \max}$ слід вибрати менше стандартне значення коефіцієнта ψ_{ba} і повторити перевірку.

Таблиця А.1 – Значення коефіцієнтів відносної ширини колеса

Розташування зубчастих коліс відносно опор	Позначення коефіцієнтів	Твердість поверхні зубів	
		$H_2 \leq 350$ або H_1 і $H_2 \leq 350$	H_1 і $H_2 > 350$
Симетричне	ψ_{ba}	0,315...0,5	0,25...0,315
	$\psi_{bd \max}$	1,2...1,6	0,9...1,0
Несиметричне	ψ_{ba}	0,25...0,4	0,2...0,25
	$\psi_{bd \max}$	1,0...1,25	0,63...0,8
Консольне	ψ_{ba}	0,2...0,25	0,16...0,20
	$\psi_{bd \max}$	0,63...0,71	0,45...0,55

Примітка:

1. Для шевронних коліс при b , що дорівнює сумі напівшевронів, значення ψ_{ba} слід збільшити у 1,3...1,4 рази;

2. При постійних навантаженнях варто приймати більші значення ψ_{ba} ;

3. Для багатоступінчастих редукторів у кожній подальшій ступіні приймати значення ψ_{ba} і ψ_{bd} на 20...30% більші чим у попередній

Додаток Б

Параметри зубчастих передач. Витяги з Держстандартів

Таблиця Б.1 - Міжосьові відстані циліндричних зубчастих передач по ГОСТ 2185-66, мм

1-ий ряд	40	50	63	80	100	125	–	160	–	200	–	250
2-ий ряд	–	–	–	–	–	–	140	–	180	–	225	–

1-ий ряд	–	315		400		500		630		800		1000
2-ий ряд	280	–	355	–	450	–	560	–	710	–	900	–

Таблиця Б.2 - Ряди модулів зачеплення по ГОСТ 9563-60, мм

1-ий ряд	1,0	–	1,25	–	1,5	–	2,0	–	2,5	–	3,0
2-ий ряд	–	1,125	–	1,375	–	1,75	–	2,25	–	2,75	–

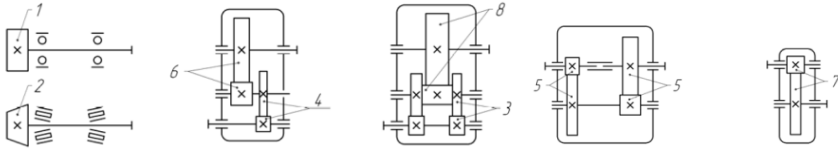
1-ий ряд	–	4	–	5	–	6	–	8	–	10	–	12	–
2-ий ряд	3,5	–	4,5	–	5,5	–	7	–	9	–	11	–	14

Таблиця Б.3 – Степінь точності зубчастих передач

Степінь точності по ГОСТ 1643-81	Колова швидкість, м/с		Область застосування
	прямозубі	косозубі	
6-а (підвищена точність)	20	30	Швидкісні передачі, ділильні механізми
7-а (нормальна точність)	12	20	Передачі при підвищених швидкостях і помірних навантаженнях, або навпаки
8-а (понижена точність)	6	10	Передачі загального машинобудування
9-а (грубі передачі)	3	5	Тихохідні передачі машин низької точності

Додаток В

Коефіцієнти концентрації навантаження по довжині зуба



Таблиця В.1 – Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$

b/d ₁ *	Рівень твердості	Схема передач							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	а	1,70	1,40	1,30	1,18	1,08	1,04	1,02	1,00
	б	1,35	1,20	1,15	1,09	1,05	1,02	1,01	1,00
0,4	а	2,40	1,90	1,60	1,36	1,20	1,12	1,08	1,02
	б	1,70	1,45	1,30	1,18	1,10	1,06	1,05	1,01
0,6	а	3,10	2,40	2,00	1,60	1,34	1,24	1,14	1,06
	б	2,05	1,70	1,50	1,30	1,17	1,12	1,07	1,03
0,8	а	4,00	3,00	2,40	1,86	1,54	1,40	1,26	1,10
	б	2,50	2,00	1,70	1,43	1,27	1,20	1,13	1,05
1,0	а	–	3,60	2,80	2,12	1,80	1,60	1,40	1,20
	б	–	2,30	1,90	1,56	1,40	1,30	1,20	1,10
1,2	а	–	–	3,20	2,44	2,08	1,80	1,60	1,30
	б	–	–	2,10	1,72	1,54	1,40	1,30	1,15
1,4	а	–	–	–	2,80	2,40	2,00	1,80	1,42
	б	–	–	–	1,90	1,70	1,52	1,40	1,21
1,6	а	–	–	–	–	2,80	2,40	2,00	1,60
	б	–	–	–	–	1,90	1,70	1,50	1,30

* Для циліндричних передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$;

для конічних передач $\frac{b}{d_1} = 0,166\sqrt{u^2+1}$.

** а – $HВ_2 \leq 350$; б – $HRC_2 \geq 40$.

Примітка: У визначенні коефіцієнтів використовують інтерполяцію. Наприклад, якщо $b/d_1 = 1,073$, то згідно з 5-ю схемою передачі та твердістю «а» з таблиці знаходять значення діапазону, в якому перебуває шукана величина, тоді $b/d_1 = 1,2 - 1,0 = 0,2$ і $2,08 - 1,80 = 0,28$. Потім визначають відхилення від початку діапазону: $1,073 - 1,0 = 0,073$. Далі знаходять приріст шуканого параметра, таким чином: $0,073 \cdot 0,28 = 0,102$. І нарешті одержують результат: $1,8 + 0,102 = 1,902$.

Таблиця В.2 – Значення коефіцієнта $K_{F\beta}$

b/d_1^*	Рівень твердості	Схема передачі							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	а	1,53	1,31	1,23	1,15	1,07	1,04	1,04	1,04
	б	1,25	1,16	1,12	1,08	1,04	1,04	1,04	1,04
0,4	а	2,01	1,67	1,46	1,27	1,16	1,09	1,06	1,04
	б	1,53	1,34	1,23	1,13	1,08	1,05	1,04	1,04
0,6	а	2,47	2,01	1,74	1,46	1,26	1,16	1,08	1,06
	б	1,75	1,53	1,38	1,23	1,14	1,08	1,06	1,04
0,8	а	3,03	2,41	2,01	1,62	1,41	1,31	1,21	1,08
	б	2,08	1,74	1,53	1,32	1,21	1,16	1,08	1,04
1,0	а	–	2,80	2,28	1,82	1,60	1,46	1,31	1,16
	б	–	1,95	1,67	1,42	1,31	1,23	1,16	1,08
1,2	а	–	–	2,54	2,04	1,80	1,60	1,46	1,23
	б	–	–	1,81	1,53	1,42	1,31	1,23	1,11
1,4	а	–	–	–	2,28	2,01	1,74	1,60	1,32
	б	–	–	–	1,67	1,53	1,40	1,31	1,16
1,6	а	–	–	–	–	2,23	2,01	1,74	1,46
	б	–	–	–	–	1,67	1,53	1,38	1,23

* Для циліндричних передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$; для конічних передач $\frac{b}{d_1} = 0,166\sqrt{u^2+1}$.

** а – $HВ_2 \leq 350$; б – $HRC_2 \geq 40$. Примітка: У визначенні коефіцієнтів використовують інтерполяцію.

Додаток Г

Коефіцієнти для перевірного розрахунку зубчастих передач

Таблиця Г.1 – Коефіцієнт динамічного навантаження

Степінь точності по ГОСТ1643-81	Твердість поверхонь зубів	K_{HV}					K_{FV}				
		Колова швидкість зачеплення V , м/с									
		1	2	3	5	10	1	2	3	5	10
6	H_1 і H_2 >350HB	<u>1.02</u>	<u>1.04</u>	<u>1.06</u>	<u>1.10</u>	<u>1.20</u>	<u>1.02</u>	<u>1.04</u>	<u>1.06</u>	<u>1.10</u>	<u>1.20</u>
	H_1 і H_2 ≤350HB	1.01	1.02	1.03	1.06	1.08	1.01	1.02	1.03	1.06	1.08
7	H_1 і H_2 >350HB	<u>1.02</u>	<u>1.05</u>	<u>1.08</u>	<u>1.12</u>	<u>1.25</u>	<u>1.02</u>	<u>1.05</u>	<u>1.07</u>	<u>1.12</u>	<u>1.25</u>
	H_1 і H_2 ≤350HB	1.01	1.02	1.03	1.05	1.10	1.01	1.02	1.03	1.05	1.10
8	H_1 і H_2 >350HB	<u>1.03</u>	<u>1.06</u>	<u>1.09</u>	<u>1.15</u>	<u>1.30</u>	<u>1.03</u>	<u>1.06</u>	<u>1.09</u>	<u>1.15</u>	<u>1.30</u>
	H_1 і H_2 ≤350HB	1.01	1.02	1.03	1.06	1.12	1.01	1.03	1.04	1.06	1.12
9	H_1 і H_2 >350HB	<u>1.03</u>	<u>1.07</u>	<u>1.10</u>	<u>1.17</u>	<u>1.35</u>	<u>1.03</u>	<u>1.07</u>	<u>1.10</u>	<u>1.17</u>	<u>1.35</u>
	H_1 і H_2 ≤350HB	1.01	1.05	1.06	1.07	1.14	1.01	1.03	1.04	1.07	1.14
	H_1 і H_2 ≤350HB	<u>1.06</u>	<u>1.11</u>	<u>1.16</u>	<u>1.28</u>	<u>1.56</u>	<u>1.11</u>	<u>1.22</u>	<u>1.33</u>	<u>1.56</u>	-
		1.02	1.05	1.07	1.11	1.22	1.04	1.08	1.13	1.22	1.45

Примітка: У чисельнику значення коефіцієнтів для прямозубих коліс у знаменнику – для косозубих

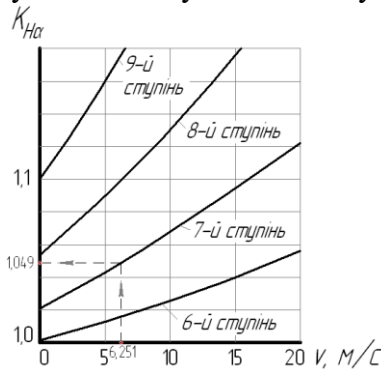


Рисунок Г.1 – Коефіцієнт розподілу навантаження між зубами

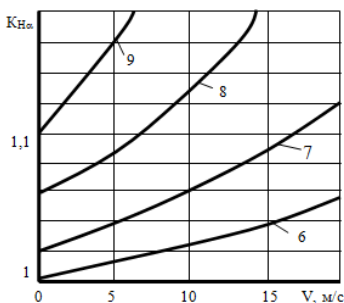


Рисунок Г.2 – Графік визначення коефіцієнта $K_{H\alpha}$

Таблиця Г.2 – Коефіцієнт точності виготовлення коліс передачі $K_{F\alpha}$

Ступінь точності	6-й	7-й	8-й	9-й
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Таблиця Г.3 – Коефіцієнт форми зуба Y_{Fi}

Еквівалентне число зубів Z_E	Коефіцієнт зміщення колеса										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12									3,9	3,67	3,46
14							4,24	4,00	3,78	3,59	3,46
17					4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20				4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39
25		4,6	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,06	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,66	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Примітка: Для визначення коефіцієнтів використовують інтерполяцію. Наприклад, якщо $Z_E = 33$, а коефіцієнт зміщення $x = +0,2$, то в даній таблиці знаходять значення діапазону, в якому перебуває шукана величина, тоді $Z_E = 40 - 30 = 10$ і $3,58 - 3,62 = -0,04$. Потім визначають відхилення від початку діапазону: $33 - 30 = 3$. Далі обчислюють приріст шуканого параметра: $3 \cdot (-0,04) / 10 = -0,012$ і, нарешті одержують результат: $3,62 + (-0,012) = 3,608$.

РОЗРАХУНОК КОНІЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Методичні вказівки до практичної роботи №5

Мета роботи: Закріплення знань по теорії, особливостях геометричного і кінематичного розрахунку конічних зубчастих зачеплень. Практичне оволодіння методикою розрахунку закритих конічних зубчастих передач на контактну міцність. Вирішення практичних задач по визначенню основних співвідношень і розмірів зубчатих коліс пари, по визначенню зусиль в зачепленні, аналізу дії цих зусиль. Закріплення методики перевірки зачеплення по діючих контактних напруженнях та перевірки зубів спроектованих зубчатих коліс по місцевих напруженнях згину, аналіз особливостей цієї методики (у порівнянні з циліндричними зубчастими зачепленнями). Аналіз результатів розрахунку.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекцій „Зубчасті передачі“, лекції „Конічні зубчасті передачі“, проглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури [1-3], звернувши увагу на суттєві особливості геометрії та силових співвідношень конічних зубчастих зачеплень.

Уявити призначення, область застосування конічних зубчастих передач і які типи зачеплень по формі зуба (прямозубі, тангенціальні та з круговою формою зуба) є найбільш технологічними і найбільш поширеними.

Виходячи з особливостей геометрії конічного зубчастого зачеплення з кутом між осями 90° , з'ясувати, яким чином можна встановити залежність між кутами ділільних конусів шестірні і колеса та значенням передаточного числа.

Розглянути особливості просторового розташування та особливості визначення основних складових сили у зачепленні

(колових, радіальних та осьових), зв'язок їх значень зі значеннями кутів ділительних конусів.

Вивчити, з якою метою конічне зубчасте колесо приводиться до еквівалентного циліндричного і для чого визначаються значення еквівалентного діаметра та еквівалентного числа зубів.

З'ясувати, з яких міркувань для конічного зачеплення введені такі поняття, як зовнішній модуль та середній модуль, в яких розрахунках їх застосовують.

Провести порівняльний аналіз (переваги і недоліки) конічних зубчастих передач по відношенню до циліндричних у питаннях складності виготовлення, навантажувальної спроможності, вимог до компоновальних схем (осьові навантаження на опори, консольне розташування шестірні, тощо), вимог до експлуатації (потреби в регулюванні).

Ознайомитись з методикою розрахунку зачеплення на контактну міцність та перевірки зубів коліс на згин.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Які типи зачеплень по формі зуба конічної передачі є найбільш технологічними і найбільш поширеними?

1.2.2 Особливості геометрії конічного зубчастого зачеплення.

1.2.3 Чому навантажувальна спроможність конічної зубчастої передачі менше ніж циліндричної?

1.3 Рекомендована література

1. Деталі машин [Текст] : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- Виконати кінематичний та силовий розрахунок передачі.
- Виконати проєктний розрахунок з умови контактної міцності.
- Визначити зусилля в зачепленні, перевірити передачу з умов міцності.
- Зробити висновок.

Скласти звіт та захистити роботу.

2.2 Оснащення робочого місця

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.3 Теоретичні відомості

Конічна зубчаста передача (рисунок 1) складається з двох зубчастих коліс, початковими поверхнями яких є бічні поверхні прямих кругових конусів, вписаних у сферу радіуса R_c так, що їхні вершини знаходяться у центрі сфери. Зубці на бічних поверхнях конусів відрізняються від зубців циліндричних коліс тим, що їхні розміри в поперечному перерізі поступово зменшуються з наближенням до вершин конусів.

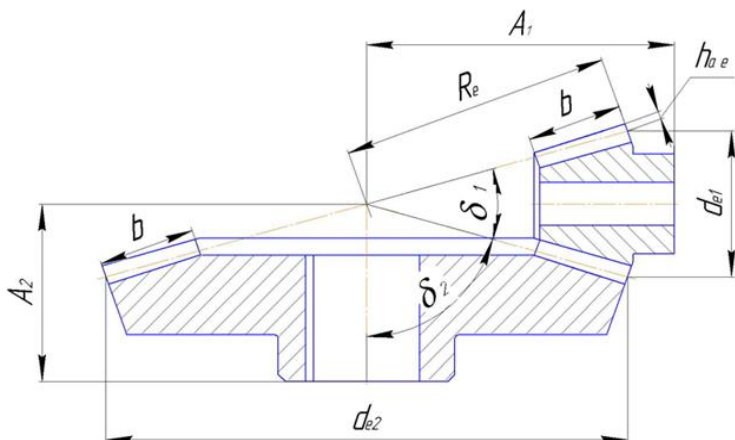
Конічні зубчасті передачі застосовують для передачі механічної енергії між валами з осями, що пересікаються. Найбільше поширення мають ортогональні (із кутом $\Sigma = 90^\circ$) передачі. Конічні колеса бувають із **прямими**, **тангенціальними** і **круговими** зубами. Лінії зуба в конічних колесах із круговими зубами являються дугами кола.

Передачі з прямими зубами мають початковий **лінійний**, а з круговими зубами – **точковий** контакт у зачепленні. Кут β_n нахилу лінії зуба визначають у середньому перетині по ширині зубчастого вінця. Для передачі з прямим зубом $\beta_n = 0$, з тангенціальним зубом $\beta_n = 25\dots30^\circ$, для передачі з круговим зубом $\beta_n = 35^\circ$.

Наявність нахилу лінії зуба підвищує плавність роботи, контактну міцність, а також міцність зуба на згин, але збільшує навантаження на опори і вали. Конічні колеса з круговими зубами, у порівнянні з прямозубими, мають більшу несучу спроможність, а також працюють плавно та зі значно меншим шумом.

Аналогами початкових циліндрів циліндричних зубчастих передач у конічних передачах є ділильні конуси, що співпадають з початковими. При обертанні коліс ділильні конуси котяться один по одному без ковзання.

Конічні зубчасті передачі необхідно регулювати, домагаючись співпадіння вершин ділильних конусів коліс.



A_1, A_2 – відстань від точки перетину осей до торця шестірні і колеса відповідно; R_e – зовнішня конусна відстань; d_{e1}, d_{e2} – зовнішні ділильні діаметри шестірні і колеса відповідно; h_{ae} – зовнішня висота головки зуба колеса; b – ширина колеса; δ_1, δ_2 – кути ділильних конусів шестірні і колеса відповідно

Рисунок 1 – Параметри конічної зубчастої передачі

Перевага конічних передач – можливість передачі механічної енергії між валами з пересічними осями.

Недоліки (у порівнянні з циліндричними):

– складніші у виготовленні (необхідно витримати допуски на кути конусності) й монтажі (необхідно забезпечувати співпадіння вершин конусів);

- необхідність регулювання передач;
- одно з коліс, як правило, розміщується консольно (навантажувальна здатність складає 85 % від циліндричних).

Для зручності виміру розміри конічних коліс прийнято визначати по зовнішньому торцю зуба.

Максимальний модуль зубів – **зовнішній коловий модуль** m_{te} – одержують на зовнішньому торці колеса.

Для конічних зубчастих коліс із прямими зубами в якості розрахункового приймають зовнішній коловий модуль m_{te} , для конічних зубчастих коліс із круговими зубами – середній нормальний модуль m_n у середині зубчастого вінця.

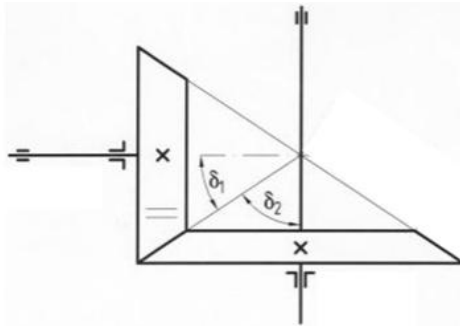
Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

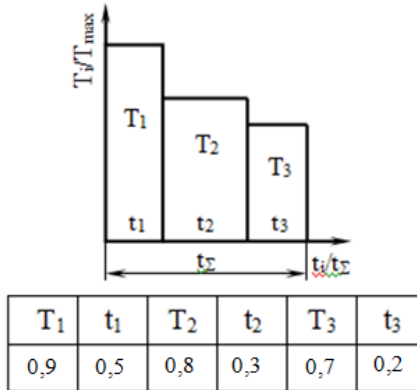
Розрахунок конічної зубчастої передачі

Призначення передачі: Конічна закрита передача загального призначення

- | | |
|------------------------------|-------------------------|
| - тип передачі | прямозуба; |
| - потужність на шестірні | $P_1 = 2,1$ кВт; |
| - кутова швидкість шестірні | $\omega_1 = 149$ рад/с; |
| - передаточне число передачі | $U = 4,0$; |
| - режим роботи | нереверсивний; |
| - строк служби | $L_h = 12000$ год. |



δ_1, δ_2 – кути ділильних конусів шестірні і колеса
Рисунок 1 – Розрахункова схема конічної передачі



t – строк служби передачі, год; t_1, t_2, t_3 – час дії змінних напружень на 1, 2, 3-му ступені циклограми, год; T_1, T_2, T_3 – найбільший момент з відповідним числом циклів зміни напружень; $T_{\max} > T_1$ – максимальний момент.

Рисунок 2 – Графік завантаження передачі

2 Кінематичний та силовий розрахунок передачі

По значеннях потужності на кіничному колесі, кутової швидкості шестерні і передаточного числа, наведених в вихідних даних, з урахуванням ККД передачі по формулах 1-3 визначається кутова швидкість колеса та обертаючі моменти, що діють на колесі і шестерні.

Потужність на кіничному колесі P_i , кВт

$$P_2 = P_1 \cdot \eta, \quad (1)$$

де η – ККД кіничної зубчастої прямозубої передачі,
 $\eta = 0,95 \dots 0,97$.

Кутова швидкість обертання колеса ω_2 , рад/с

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U}. \quad (2)$$

Номінальні обертаючі моменти на шестірні і колесі T_i' , Н·м

$$T_1' = \frac{P_1}{\omega_1}; \quad T_2' = \frac{P_2}{\omega_2}. \quad (3)$$

3 Визначення коефіцієнта еквівалентності навантаження та еквівалентних обертаючих моментів на шестерні та колесах

На основі заданого в вихідних даних графіка режиму роботи визначається коефіцієнт еквівалентності навантаження і значення еквівалентних обертаючих моментів на шестерні та колесах (формули 4, 5).

$$K_E = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (T_i')^3 \cdot t_i'} , \quad (4)$$

де T_i – момент на i -му ступені циклограми;

t_i – час дії змінних напружень на i -му ступені циклограми.

n – кількість ступенів циклограми.

Еквівалентний обертаючий момент на шестерні та колесах T_i , Н·м

$$T_1 = T_1' \cdot K_E ; \quad T_2 = T_2' \cdot K_E . \quad (5)$$

4 Проектний розрахунок з умови контактної міцності

Зубчасті колеса виготовляють з вуглецевих і легованих сталей, сірих і високоміцних чавунів, текстоліту та інших матеріалів. Вибір матеріалу і розрахунок допустимих напружень виконується аналогічно циліндричним зубчастим колесам (див. практичне заняття «Вибір матеріалів зубчастих коліс»).

На відміну від розрахунку циліндричної зубчастої передачі, для якої при проектному розрахунку визначається міжосьова відстань, основним параметром, що визначається при проектному розрахунку для конічної передачі, звичайно приймають зовнішній дільний діаметр колеса.

Визначають цей параметр по формулі 6, в яку крім еквівалентного моменту, передаточного числа і допустимих контактних напружень входить така важлива характеристика матеріалу, як модуль пружності першого роду та два коефіцієнти. Перший з них – коефіцієнт концентрації

напружень по довжині зуба, який визначається по спеціальних графіках або таблицях в залежності від коефіцієнту ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані та з урахуванням твердості матеріалів зубчастих коліс. Другий – експериментальний коефіцієнт, що характеризує зниження міцності конічної прямозубої передачі у порівнянні з циліндричною, і дорівнює 0,85.

Зовнішній ділильний діаметр колеса d_{e2} , мм

$$d_{e2} = 2,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot u \cdot k_{H\beta} \cdot E_{пр}}{\theta_H \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (6)$$

де $E_{пр}$ – приведений модуль пружності. Для сталей

$$E_{пр} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

θ_H – експериментальний коефіцієнт, що характеризує зниження міцності конічної прямозубої передачі в порівнянні з циліндричною, $\theta_H = 0,85$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації напружень по довжині зуба (додаток А).

Для стандартизованих зубчастих передач приймається найближче номінальне значення зовнішнього ділильного діаметра колеса (d_{e2} відповідно до ГОСТ 12289-76 (додаток А). За даними зазначеного додатка, у залежності від обраного d_{e2} і передаточного відношення U визначається ширина вінця конічного колеса b .

Для зручності подальших геометричних та інших розрахунків стандартне значення зовнішнього ділильного діаметра колеса рекомендують приймати за рахунок округлення в більшу сторону, по можливості з першого ряду стандартних значень.

5 Визначення числа зубів шестірні та колеса

Попереднє число зубів колеса підраховують по формулі 7 з урахуванням способу зміцнення зубів за допомогою спеціального коефіцієнта і не округлюють до цілого числа.

Попереднє число зубів колеса

$$Z_2'' = K \cdot \sqrt[5]{U^2} \cdot \sqrt[6]{d_{e2}}, \quad (7)$$

де K – коефіцієнт, що залежить від засобу зміцнення зубів

При нормалізованих і поліпшених зубах шестерні та колеса $K = 18$. При загартованих або цементованих зубах шестерні та поліпшених

колеса

$K = 14$. При загартованих зубах і шестерні і колеса $K = 11,2$.

Число зубів шестерні

$$Z_1' = \frac{Z_2''}{U}. \quad (8)$$

Потім знайдене по формулі 8 число зубів шестерні округляють до цілого і остаточно знаходять число зубів колеса.

Число зубів колеса

$$Z_2' = U \cdot Z_1'. \quad (9)$$

Отримане значення округляють до найближчого цілого числа.

Для прямозубих конічних передач мінімальне число зубів шестерні може бути (в залежності від потрібного передаточного числа передачі) від 12 до 17.

На відміну від циліндричних, для конічних зачеплень ширше рекомендують застосовувати методи висотного коригування. Застосовують також і тангенційне коригування, яке полягає у потовщенні зуба шестерні і відповідному потоншенні зуба колеса. Саме для конічних коліс, які виготовляють за допомогою немодульного інструменту, такий прийом використовувати дуже зручно.

Фактичне передаточне число U_ϕ

$$U_\phi = \frac{Z_2'}{Z_1'}. \quad (10)$$

Відхилення передаточного числа від заданого ΔU , %

$$\Delta u = \frac{|U_{\phi} - U|}{U} \cdot 100\% \leq [\Delta U]. \quad (11)$$

Фактичне передаточне число, яке уточнюється після остаточного прийняття числа зубів шестірні та колеса, для силових передач не повинне відрізнятись від заданого більш ніж на 4%.

6 Визначення модуля зачеплення

Зовнішній модуль зачеплення визначається по формулі 12, при цьому слід зауважити, що можна використовувати передачі з нестандартним модулем (значення модуля звичайно округлюють до другого знаку після коми).

Зовнішній модуль m_{te} , мм

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{Z_2}. \quad (12)$$

7 Основні параметри передачі

Кути ділительних конусів δ_i , град., хв., сек.

– шестірні

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{U_{\phi}}; \quad (13)$$

– колеса

$$\delta_2 = \arctg(U_{\phi}). \quad (14)$$

Обчислення виконуються з точністю до 10 кутових секунд. Потім, з точністю до 0,01 мм підраховують розміри зовнішньої та середньої конусних відстаней.

Зовнішня конусна відстань R_e , мм

$$R_e = \frac{Z_1 \cdot m_{te}}{2 \cdot \sin(\delta_1)}; \quad R_e = \frac{Z_2 \cdot m_{te}}{2 \cdot \sin(\delta_2)}. \quad (15)$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - \frac{b}{2}. \quad (16)$$

Для проведення силового розрахунку підраховують середній модуль та діаметри середніх ділільних кіл шестірні та колеса.

Середній нормальний модуль m_{nm} , мм

$$m_{nm} = m_{te} \cdot \frac{R_m}{R_e}. \quad (17)$$

Діаметр середнього ділільного кола шестерні та колеса d_{mi} , мм

$$d_{m1} = Z_1 \cdot m_{nm}; \quad d_{m2} = Z_2 \cdot m_{nm}. \quad (18)$$

При використанні висотного коригування шестірню виконують з позитивним зміщенням інструменту, а колесо з рівним по абсолютному значенню але негативним зміщенням. Значення коефіцієнтів для прямозубих конічних зачеплень встановлені ГОСТ 19624-74 і вибираються по таблиці А.2.

Відносний зсув колеса $x_{e2} = -x_{e1}$, мм.

8 Колова швидкість і ступінь точності

Значення колової швидкості обчислюється на середньому ділільному колі зубчастого колеса.

$$V_{cp} = \frac{\pi \cdot m_{nm} \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (19)$$

Ступінь точності конічних передач як і для циліндричних передач приймається по значенню колової швидкості та виходячи з призначення передачі.

9 Зусилля в зачепленні

Визначення складових зусилля в зачепленні, як і для циліндричних передач, починають з колового зусилля; умовно приймається, що це зусилля дотичне середньому ділільному колу шестірні та колеса.

Слід зауважити, що для прямозубого кінцевого зачеплення значення осьової сили на колесі та радіальної сили на шестірні, а також радіальної сили на колесі та осьової сили на шестірні попарно співпадають, але направлені у протилежні сторони.

Значення колового зусилля буде використовуватись у даному розрахунку при подальшій перевірці зубів по напруженнях згину, а радіального та осьового при розрахунках валів і підшипників.

10 Перевірка передачі по контактних напруженнях

Перевірка проводиться по умові контактної міцності – порівнянні діючих контактних напружень з допустимими їх значеннями. Для цього у формулу 20 підставляються уточненні (з урахуванням швидкості та степені точності) значення коефіцієнту концентрації навантаження по довжині зуба, динамічного коефіцієнту та коефіцієнту розподілу навантаження між зубами (таблиця А.4).

Коефіцієнт розрахункового навантаження

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{H\alpha}, \quad (20)$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зубчатого вінця;

$K_{H\nu}$ – коефіцієнт динамічного навантаження, що залежить від колової швидкості коліс і ступеня точності передачі;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами колеса.

Розрахункові контактні напруження σ_H , МПа

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{\theta_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \left(\frac{\sqrt{U^2 + 1}}{U} \right)}, \quad (21)$$

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

Раціонально спроектованою передачею слід вважати передачу, завантаження якої по контактних напруженнях

знаходиться у межах 90...105%; якщо ж завантаження сягає 110...115% можна знизити діючі напруження за рахунок деякого збільшення ширини зубчастого вінця. При більших перевантаженнях слід прийняти більший зовнішній ділильний діаметр колеса і повторити розрахунок.

11 Перевірка міцності зубів коліс на згин

Перевірка проводиться по умові міцності зубів колеса по напруженнях згину. Умови і особливості навантажень характеризуються трьома уточнюючими коефіцієнтами (додаток А).

Коефіцієнт навантаження при згині K_F

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha}, \quad (22)$$

де $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубів;

K_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічні дії навантаження;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. У зв'язку з недостатньою розробкою методів розрахунку конічних передач на тривкість можна приблизно прийняти для прямозубих передач $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$.

Еквівалентне число зубів Z_V

– шестірні

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}; \quad (36)$$

– колеса

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}. \quad (37)$$

Коефіцієнт форми зуба Y_F визначається по таблиці М.4 у залежності від коефіцієнта зсуву x_{ei} та еквівалентного числа зубів Z_V для колеса і шестірні.

Порівняна тривкість зубів, Н/мм²

– шестірні

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}}, \quad (38)$$

– колеса

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}. \quad (39)$$

Напруження згину зубів колеса σ_{F2} і шестірні σ_{F1} , Н/мм²

– колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot F_t \cdot K_F}{0,85 \cdot b \cdot m_{nm}} \leq [\sigma_{F2}], \quad (40)$$

де $F_t = 2 \cdot T_2' / d_{m2}$ – колова сила в зачепленні, Н;

– шестірні

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}], \quad (41)$$

Основним силовим фактором, що діє на зуб, є колова сила, розміри зуба представлені середнім модулем та шириною зубчастого вінця. Геометричні ж особливості зуба характеризує коефіцієнт форми зуба, який визначається у залежності від еквівалентного числа зубів відповідного колеса (таблиця А.5).

12 Геометричний розрахунок

Початковий контур конічних зубчастих коліс стандартизований. Згідно з ГОСТ 13754-81 для $m_e \geq 1$ мм регламентують такі параметри початкового контура: кут профілю зубця $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнти – висоти головки зубця $h_a^* = 1$, радіального зазору $c^* = 0,2$, висоти ніжки зубця $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,2$.

При проведенні остаточного геометричного розрахунку прямозубої конічної зубчастої передачі рекомендується визначити:

- зовнішня висота головки зубця $h_{ae} = h_a^* \cdot m_e = m_e$;
- зовнішня висота ніжки зубця $h_{fe} = h_f^* \cdot m_e = 1,2 \cdot m_e$;
- зовнішня висота зубця $h_e = h_{ae} + h_{fe} = 2,2 \cdot m_e$;
- радіальний зазор $c = c^* \cdot m_e = 0,2 \cdot m_e$.

Розміри вінців конічних шестірні та колеса:

- зовнішні ділильні діаметри

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1, d_{e2} = m_e \cdot z_2;$$
- зовнішні діаметри вершин зубців:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1,$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2,$$
- зовнішні діаметри впадин:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = d_{e1} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = d_{e2} - 2,4m_e \cdot \cos \delta_2;$$
- зовнішня конусна відстань

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot z_c;$$
- коефіцієнт ширини зубчастого вінця

$$K_{\beta e} = b/R_e = 0,25 \dots 0,30;$$
- ширина зубчастого вінця $b = K_{\beta e} \cdot R_e$, але за умови, що

$$b \leq 10m_e;$$
- середня конусна відстань $R_m = R_e - 0,5b$;
- середній коловий модуль зубців $m_m = m_e \cdot R_m / R_e$;
- середні ділильні діаметри шестірні та колеса

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1; d_{m2} = m_m \cdot z_2;$$
- кути головки θ_a та ніжки θ_f , зубця

$$\operatorname{tg} \theta_a = h_{ae} / R_e; \operatorname{tg} \theta_f = h_{fe} / R_e;$$
- кути конуса вершин зубців шестірні та колеса

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a;$$
- кути конуса впадин шестірні та колеса

$$\delta_{f1} = \delta_1 + \theta_f; \delta_{f2} = \delta_2 + \theta_f.$$

По результатах розрахунку формулюються висновки, в яких коротко і ясно констатується хід розрахунку і позитивні якості передачі, яку спроектували.

Контрольні запитання

1 Призначення та область застосування конічних зубчастих передач.

2 Які типи передач конічними колесами з прямим, тангенціальним або круговим зубом одержали найбільше розповсюдження?

3 Поняття основного та додаткового конусів зубчастого колеса. Які співвідношення існують між твірними лініями конусів та діаметрами відповідних кіл?

4 Поняття середнього і зовнішнього модуля, середньої та зовнішньої конусної відстані, з якою метою введені ці поняття?

5 Що характеризує ширина зубчастого вінця, як її можна заміряти? Коефіцієнт ширини зубчастого вінця, його рекомендовані значення.

6 Для чого при розрахунках теоретично приводять зубчасте конічне колесо до еквівалентного йому прямозубого циліндричного?

7 Чим можна пояснити зменшення навантажувальної спроможності прямозубих конічних передач у порівнянні з циліндричними?

8 Яким чином по значенню передаточного числа конічної пари можна вчислити кути ділільних конусів кожного з коліс?

9 Коригування конічних зубчастих передач, основні причини його застосування.

10 Сили, що діють в конічному зачепленні, особливості визначення їх напрямків і величин.

11 Особливості практичного розрахунку конічних зубчастих передач на контактну міцність.

12 З якою метою застосовують середні значення модуля колеса конічної передачі?

13 Як визначити конусну відстань конічної передачі?

Додаток А

Таблиця А.1 – Ширина вінця конічних зубчастих коліс

Номинальні діаметри	Ширина зубчастих вінців b, мм при номінальних передаточних числах u																	
	1,00	(1,12)	1,25	(1,40)	1,60	(1,80)	2,00	(2,24)	2,50	(2,80)	3,15	(3,55)	4,00	(4,50)	5,00	(5,60)	6,30	
50	10	9,5	9	9	8,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(56)	11	10,5	10	10	9,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(71)	14	14	13	12	12	11,5	11,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(90)	18	17	16	16	15	15	14	14	14	-	-	-	-	-	-	-	-	-
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	-	-	-	-	-	-	-
(112)	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	-	-	-	-	-	-	-
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	19	18	-	-	-	-
(140)	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	21	20	-	-	-
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24	24
(180)	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26	26
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	30	30	28
(225)	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	34	32	32	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36	36
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40	40	40	40
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	48	45	45	45	45	45
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52	52
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65
500	100	95	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75	75	75	70

Таблиця А.2 – Коефіцієнт зсуву x_{e1} для шестерень конічних передач

Кількість зубів, Z_1	Передаточне число U				
	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	–	0,50	0,53	0,56	0,57
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27

Таблиця А.3 – Степінь точності конічних зубчастих передач

Степінь точності, не нижче	Колова швидкість, м/с, не більш		Приклади застосування
	прямозубих	косозубих	
6 (високої точності)	15	30	Високошвидкісні передачі, механізми точного кінематичного зв'язку – ділильні, відлікові і т.п.
7 (точні)	10	15	Передача при підвищених швидкостях і помірних навантаженнях або при підвищених навантаженнях і помірних швидкостях
8 (середньої точності)	6	10	Передачі загального машинобудування, які не вимагають підвищеної точності
9 (зниженої точності)	2	4	Тихохідні передачі зі зниженими вимогами до точності

Таблиця А.4 – Значення коефіцієнтів K_{HV} та K_{FV} для прямих зубних передач

Ступінь точності	Коефіцієнт	$V, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
При твердості $H_1 \leq 350 \text{ HB}$ та $H_2 \leq 350 \text{ HB}$, або $H_1 \geq 45 \text{ HRC}$, а $H_2 \leq 350 \text{ HB}$							
6	K_{HV}	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
	K_{FV}	1,06	1,13	1,26	1,40	1,53	1,67
7	K_{HV}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
	K_{FV}	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
8	K_{HV}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
	K_{FV}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
9	K_{HV}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
	K_{FV}	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
При твердості $H_1 \geq 45 \text{ HRC}$ і $H_2 \geq 45 \text{ HRC}$							
6	K_{HV}	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
	K_{FV}	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
7	K_{HV}	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
	K_{FV}	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
8	K_{HV}	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
	K_{FV}	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
9	K_{HV}	1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32
	K_{FV}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34

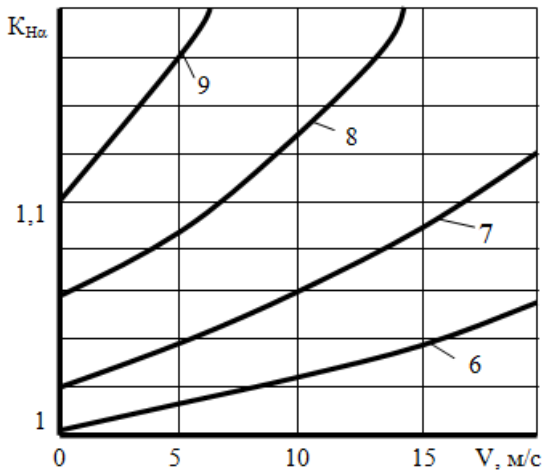
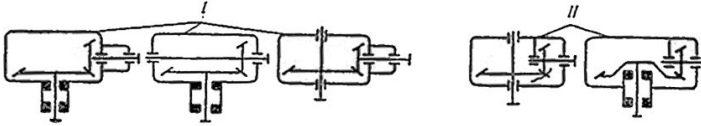
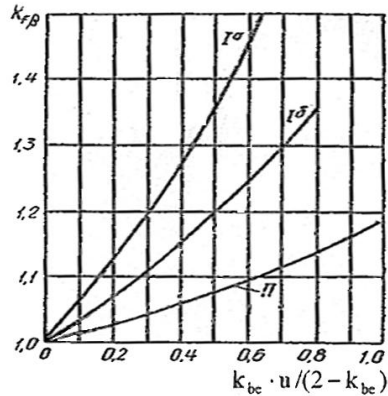
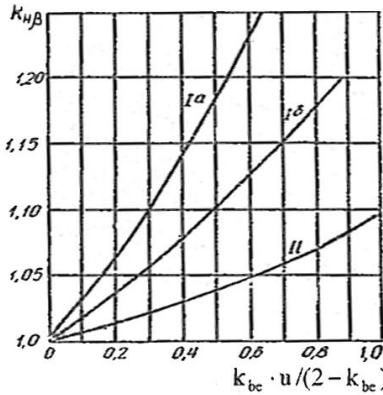


Рисунок А.1 – Графік визначення коефіцієнта $K_{H\alpha}$

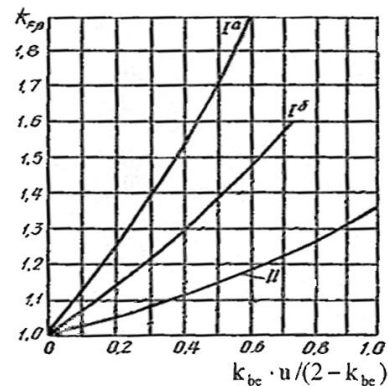
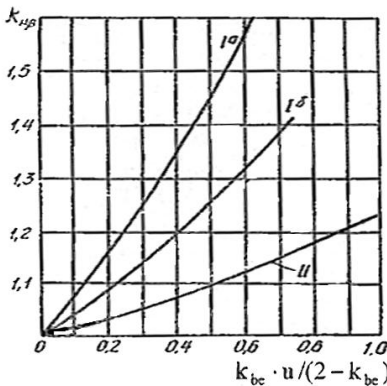
Значення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ та $K_{F\beta}$ для конічних передач



Твердість робочих поверхонь зубів $HВ_1 \leq 350$ $HВ_2 \leq 350$ $HВ$
(або $HВ_1 > 350$ $HВ$ і $HВ_2 \leq 350$ $HВ$)



Твердість робочих поверхонь зубів $HВ_1 > 350$ $HВ$ і $HВ_2 > 350$ $HВ$



а – опори кулькові; б – опори роликові;

k_{be} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця щодо зовнішньої конусної відстані. Найбільше поширене значення $k_{be} = 0,285$.

Рисунок А.2 – Визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ та $K_{F\beta}$ для конічних коліс

Таблиця А.5 – Коефіцієнт форми зубів Y_F

Z_v	Коефіцієнт зсуву ріжучого інструменту x_{ei}										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12	–	–	–	–	–	–	–	–	3,9 0	3,6 7	3,4 6
14	–	–	–	–	–	–	4,2 4	4,0 0	3,7 8	3,5 9	3,4 2
17	–	–	–	–	4,5	4,2 7	4,0 3	3,8 3	3,6 7	3,5 3	3,4 0
20	–	–	–	4,5 5	4,2 8	4,0 7	3,8 9	3,7 5	3,6 1	3,5 0	3,3 9
25	–	4,6	4,3 9	4,2 0	4,0 4	3,9 0	3,7 7	3,6 7	3,5 7	3,4 8	3,3 9
30	4,6	4,3 2	4,1 5	4,0 5	3,9 0	3,8 0	3,7 0	3,6 2	3,5 5	3,4 7	3,4 0
40	4,1 2	4,0 2	3,9 2	3,8 4	3,7 7	3,7 0	3,6 4	3,5 8	3,5 3	3,4 8	3,4 2
50	3,9 7	3,8 8	3,8 1	3,7 6	3,7 0	3,6 5	3,6 1	3,5 7	3,5 3	3,4 9	3,4 4
60	3,8 5	3,7 9	3,7 3	3,7 0	3,6 6	3,6 3	3,5 9	3,5 6	3,5 3	3,5 0	3,4 6
80	3,7 3	3,7 0	3,6 8	3,6 5	3,6 2	3,6 1	3,5 8	3,5 6	3,5 4	3,5 2	3,5 0
100	3,6 8	3,6 7	3,6 5	3,6 2	3,6 1	3,6 0	3,5 8	3,5 7	3,5 5	3,5 3	3,5 2

Таблиця А.6 – Нормальні лінійні розміри

Ряд R_a 40	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9				
	2,0	2,1	2,2	2,4	2,5	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0			
	4,2															
	4,5	4,8	5,0	5,3	5,6	6,0	6,3	6,7	7,1	7,5	8,0	8,5	9,0			
	9,5	10	10,5	11	11,5	12	13	14	15	16	17	18	19			
	20	21	22	24	25	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48
	50	53	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	105	110	
	120	125	130	140	150	160	170	180	190							

РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Методичні вказівки до практичної роботи №6

Мета роботи: Закріплення знань по теорії, особливостях геометричного і кінематичного розрахунку черв'ячних передач. Практичне оволодіння методикою вибору матеріалів та проєктного розрахунку закритих черв'ячних передач. Вирішення практичної задачі по визначенню основних співвідношень і геометричних розмірів пари черв'як-колесо, по розрахунку зусиль в зачепленні, аналізу дії цих зусиль на елементи передачі, вали, опори. Закріплення методики перевірки зачеплення по діючих контактних напруженнях та перевірки зубів черв'ячного колеса по місцевих напруженнях згину, аналіз результатів розрахунку. Проведення практичного теплового розрахунку передачі, знайомство з методами запобігання перегріву черв'ячного зачеплення.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції „Черв'ячні передачі“ [1], проглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури [1-3], звернувши увагу на відмінності кінематики, геометрії та силових співвідношень черв'ячних зачеплень від зубчастих.

З'ясувати переваги та недоліки черв'ячних передач, які визначають їх область застосування. Вияснити і класифікувати типи зачеплень по формі та розташуванню черв'яка та профілю (лінійчатого або ж нелінійчатого) його витка, способами виготовлення черв'яків та черв'ячних коліс, упевнитись, які з них є найбільш технологічними і найбільш поширеними у сучасному вітчизняному та закордонному машинобудуванні.

Виходячи з особливостей черв'ячного зачеплення, уявити, у який спосіб можна одержати розрахункові значення

передаточного числа (від 8 до 80 і більше), які прийняті і стандартизовані для силових черв'ячних передач.

Встановити, за рахунок яких чинників черв'ячні передачі мають найнижче серед передач зачепленням значення ККД, ознайомитись з конструктивними та експлуатаційними заходами його підвищення. Вивчити основні критерії роботоздатності та методи проектного та перевірного розрахунків передач на міцність та особливості теплового розрахунку.

Ознайомитись з принципами і методикою вибору матеріалів черв'яка та вінця черв'ячного колеса.

Розглянути особливості просторового розташування та особливості визначення основних складових сили у зачепленні (колових, радіальних та осьових), зв'язок значень цих сил з геометричними параметрами передачі.

Ознайомитись з методами коригування черв'ячних передач.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Переваги та недоліки черв'ячних передач.

1.2.2 З яких матеріалів виготовляють черв'як та вінець черв'ячного колеса?

1.2.3 Особливості просторового розташування складових сили у зачепленні черв'ячних передач.

1.3 Рекомендована література

1. Деталі машин [Текст] : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Конспект лекцій з інженерної механіки (Деталі машин) для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» спеціальності 122 «Комп'ютерні науки» / О. О. Дереза. – Мелітополь. – ВПЦ «Люкс», 2019. – 70 с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- Вибрати матеріали черв'яка та черв'ячного колеса.
- Виконати проєктний розрахунок передачі.
- Визначити зусилля в зачепленні, перевірити передачу з умов міцності.
- Виконати тепловий розрахунок передачі.
- Зробити висновок.

Скласти звіт та захистити роботу.

2.2 Оснащення робочого місця

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.3 Теоретичні відомості

Черв'ячна передача – зубчаста передача, що призначена для передавання обертового руху між валами, осі яких мимобіжні в просторі і утворюють прямий кут.

Черв'ячна передача складається із черв'яка, що має форму гвинта, та черв'ячного колеса, яке нагадує зубчасте колесо з косими зубцями угнутої форми. Передавання обертового руху здійснюється за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як, а гайкою є колесо-сектор, вирізаний із довгої гайки і зігнутий по колу.

За формою профілю витків черв'яка у торцевій площині вони поділяються на конв'юльні (черв'як ZN), евольвентні (черв'як ZI) та архімедові (черв'як ZA).

У зачепленні контакт витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса відбувається по лінії (на відміну від гвинтових зубчастих передач, де є точковий контакт зубців), до того ж із значним ковзанням.

Черв'яки виготовляють з вуглецевих або легованих сталей із відповідною термічною або хіміко-термічною обробкою, яка забезпечує високу твердість робочих поверхонь витків.

Найкращу якість роботи черв'ячної передачі забезпечують черв'яки з цементованих (12ХНЗА, 15Х, 18ХГТ,

20Х та ін.) або азотованих (38ХМЮА і 40ХНМА) сталей, шліфовані або поліровані і які мають твердість 58...63 НРС.

Дещо гірше працюють середньовуглецеві конструкційні сталі (45, 40Х, 40ХН та ін.), що піддаються поверхневому, рідше об'ємному загартуванню. Ці сталі мають твердість 45...55 НРС і застосовуються в тихохідних і мало навантажених передачах, а також при відсутності устаткування для шліфування черв'яків. Черв'яки, виготовлені з цих сталей, дешевші ніж із зазначених вище сталей.

Цементацію і загартування застосовують для конволютних і евольвентних черв'яків, тому що конволютні можна шліфувати кругами з прямолінійними утворюючими на різьбошліфувальних верстатах, а евольвентні – плоскою стороною круга на черв'ячно-шліфувальних верстатах.

Сталеві черв'яки з термічною обробкою до невеликих значень твердості (зокрема поліпшення) застосовують у випадку відсутності на виробництві обладнання для шліфування або при необхідності взаємної приробітки черв'яка і колеса, а також для тихохідних мало навантажених передач. Ці черв'яки так само, як і загартовані, рекомендують полірувати. Механічні властивості сталей, які застосовують для виготовлення черв'яків, приведені в додатку А.

Для виготовлення вінців черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання $v_{ск} > 5$ м/с і тривалій роботі без перерви звичайно застосовують олов'яно-фосфористу бронзу марки БрОф 10-1. При підвищених навантаженнях застосовують олов'яно-фосфористу бронзу, відлиту в кокіль, олов'яно-нікелеву бронзу БрОНФ 10-1-1, відлиту відцентровим способом, а також сурм'яно-нікелеву бронзу, наприклад БрСу7-2.

При невеличких швидкостях ($v_{ск} < 2...3$ м/с) використовують вінці з твердих марок бронзи або латуней, наприклад БрАЖ 9-4, у парі з черв'яком, загартованим до високої твердості (не нижче 45 НРС) та полірованим.

При невеличких швидкостях ковзання і малих навантаженнях допускається застосовувати колеса з чавунів

марок СЧ 10, СЧ 15, СЧ 18. При колесі з чавуна найбільше працездатна передача з черв'яком із чавуна.

Комбінація матеріалів сталь по чавуну не надійна. Такі передачі можуть швидко вийти з ладу внаслідок заїдання. Вони потребують ретельної приробітки зубів.

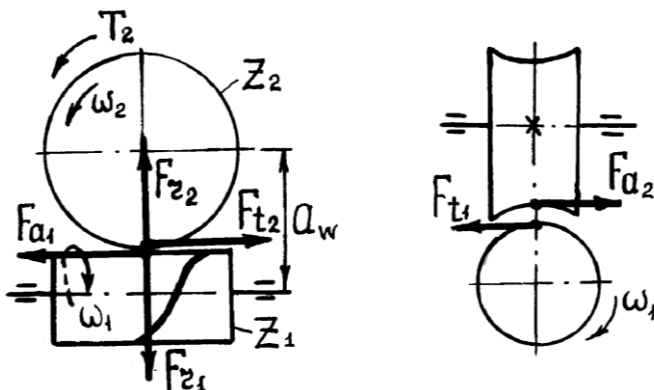
Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок

Розрахунок черв'ячної передачі

Призначення передачі: Закрита редукторна черв'ячна передача

- | | |
|-------------------------------|-------------------------|
| - потужність на валу черв'яка | $P_1 = 3,0$ кВт; |
| - кутова швидкість черв'яка | $\omega_1 = 149$ рад/с; |
| - передаточне число передачі | $U = 12,5$; |
| - розташування черв'яка | нижнє; верхнє; |
| - режим роботи | нереверсивний; |
| - строк служби | $t_p = 5$ років; |
| - змінність роботи | $K_{3M} = 2$. |



ω_1, ω_2 – кутова швидкість вала черв'яка та колеса;
 Z_1, Z_2 – число заходів черв'яка та зубів колеса; T_2 –
 обертаючий момент на колесі; a_w – міжосьова відстань;

$F_{t1}, F_{t2}, F_{r1}, F_{r2}, F_{a1}, F_{a2}$ – сили в зачепленні.

Рисунок 1 – Розрахункова схема черв'ячної передачі

2 Визначення терміну служби передачі

Визначення терміну служби передачі в годинах проводиться, прийнявши число робочих днів у році 250...300 і тривалість робочої зміни 7...8 годин. Слід прийняти до уваги те, що термін служби стандартних черв'ячних редукторів відповідно до нормативів, наведених ГОСТ 16162-78, складає 20 тисяч годин.

3 Попередні параметри передачі

З метою одержання в результаті розрахунку найбільш раціональної компоновки передачі слід вибрати рекомендовані (таблиця А.1) значення числа заходів черв'яка Z_1 , число зубів колеса Z_2 та коефіцієнта діаметра черв'яка q в залежності від передаточного числа передачі U .

4 Вибір матеріалу черв'яка та вінця черв'ячного колеса

Матеріали для виготовлення черв'яка та вінця черв'ячного колеса вибираються за рекомендаціями (таблиці А.5, А.6) з урахуванням попереднього значення діапазону швидкості ковзання витка черв'яка по зубу колеса, яке визначається за формулою:

$$v_k = (0,41 \dots 0,62) \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot U \cdot \omega_1^2}{Z_2^2}}, \quad (1)$$

де P_1 – потужність на валу черв'яка, кВт;

U – передаточне число передачі;

ω_1 – кутова швидкість вала черв'яка, рад/с;

Z_2 – число зубів колеса.

При виборі матеріалу для вінця черв'ячного колеса крім значення швидкості ковзання потрібно враховувати тип виробництва, його серійність, масовість з метою визначення способу відливки вінця (відцентрова, у кокіль, у землю).

5 Розрахунок допустимих напружень

Допустимі контактні напруження та напруження на згин визначаються для черв'ячного колеса, як для елемента, що є

менш міцним і більше зношується. При визначенні обв'язково враховується коефіцієнт зносу.

Рекомендується визначати коефіцієнт зносу як для меншої, так і для більшої межі діапазону попередньо вчисленої швидкості ковзання та в результаті одержувати певний діапазон розрахункових значень допустимих напружень.

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma_H] = C_v \cdot 0,9\sigma_B,$$

де C_v – коефіцієнт, що враховує знос;

σ_B – границя міцності, МПа.

Допустимі напруження згину

$$[\sigma_F] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B,$$

де σ_T – границя текучості, МПа.

Вибір конкретного значення допустимих напружень звичайно проводять уникаючи значень близьких до верхньої межі діапазону; це забезпечить достатній запас міцності. Вибране значення розрахункових допустимих напружень можна округлювати до значень, що відповідають стандартному ряду чисел.

6 Прокстний розрахунок міжосьової відстані

Попереднє значення міжосьової відстані з умови контактної міцності проводиться по формулі:

$$a_w \geq \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \frac{170 \cdot 10^3}{Z_2 [\sigma_H]} } \cdot T_2 \cdot K_\beta, \quad (2)$$

де $[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження, Па;

T_2 – обертаючий момент на колесі, Н·м;

K_β – коефіцієнт концентрації навантаження.

Силowym фактором, який визначає розміри передачі, є обертаючий момент на черв'ячному колесі. На відміну від розрахунків зубчастих передач, для яких обертаючий момент задається у вихідних даних, при розрахунку черв'ячної пари цей параметр вичислюється по значеннях потужності на валу черв'яка, кутової швидкості черв'яка та передаточного числа з обов'язковим урахуванням ККД передачі, значення якого у значній мірі залежать від попередньо прийнятих параметрів черв'ячної передачі, зокрема числа заходів черв'яка і визначається по таблиці А.2.

Одержане значення міжосьової відстані приводиться у відповідність з стандартними значеннями за ГОСТ 2144-76 (таблиця А.3).

Примітка: Для одержання в результаті проектного розрахунку компактної передачі стандартне значення міжосьової відстані вибирається по правилах округлення (тобто ближче менше або більше значення); для зручності подальших обчислень вибір рекомендується здійснювати, по можливості, з першого ряду стандартних значень.

7 Визначення модуля зачеплення

Модуль зачеплення визначається по формулі:

$$m = \frac{2a_w}{q + Z_2} \quad (3)$$

і його стандартне значення приймається у відповідності до ГОСТ 2144-76 (таблиця А.4).

8 Коригування передачі

Після прийняття стандартних значень міжосьової відстані та модуля передачі визначається коефіцієнт зміщення інструменту:

$$X = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + Z_2). \quad (4)$$

Величину X вибирають не більш ± 1 , на практиці рекомендують до $\pm 0,7$.

Примітка: На відміну від зубчастих передач, для яких зміщення інструменту обов'язкове при нарізанні обох елементів зачеплення (шестірні та колеса), для черв'ячних передач черв'як виготовляють без зміщення, а при нарізанні зубів колеса черв'ячну фрезу (аналог черв'яка) зміщують на відповідну величину. Цей захід виконують з метою „вписування“ в стандартне або задане значення міжосьової відстані. Значення коефіцієнту зміщення допускають до $\pm 1,0$, але це веде до підрізання та загострення зубів черв'ячного колеса.

9 Основні геометричні параметри передачі

При визначенні основних геометричних параметрів передачі вчисляють:

- фактичне значення міжосьової відстані a_w ;
- ділильні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса d_1, d_2 ;
- початковий діаметр черв'яка;
- ділильний кут підйому витка черв'яка (до кутових секунд) γ ;
- початковий кут підйому витка черв'яка (до кутових секунд) γ_w ;
- діаметр вершин витків черв'яка та зубів колеса d_{a1}, d_{a2} ;
- діаметр западин витків черв'яка та зубів колеса d_{f1}, d_{f2} ;
- найбільший діаметр черв'ячного колеса d_{am2} ;
- ширину вінця черв'ячного колеса (округлюють до нормального ряду) b_2 ;
- довжину нарізаної частини черв'яка (округлюють до нормального ряду) b_1 ;
- умовний кут обхвату черв'яка колесом (до кутових секунд) δ .

10 Дійсна швидкість ковзання

Значення швидкості ковзання обчислюється на ділильному колі черв'яка за формулою, м/с:

$$v_k = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3 \cdot \cos \gamma} \quad (5)$$

Якщо дійсна швидкість ковзання не виходить за межі її попереднього значення, перерахунок діючих значень допустимих напружень не проводять.

11 Уточнений ККД та обертаючий момент

При уточненні загального ККД передачі враховуються втрати на тертя в зачепленні, в підшипниках та втрати на розбризування мастила. Розрахунок проводиться по уточненому значенню ділильного кута підйому витка черв'яка.

$$\eta_{\text{чп}} = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{з}}, \quad (6)$$

де $\eta_{\text{п}}$ – ККД пари підшипників, $\eta_{\text{п}} = 0,99$;

$\eta_{\text{р}}$ – ККД, що характеризує втрати на розбризування мастила, $\eta_{\text{р}} = 0,97$;

$\eta_{\text{з}}$ – ККД, що враховує втрати в зачепленні.

Уточнення номінального обертаючого моменту на черв'ячному колесі проводять по тій же формулі, що і для попереднього значення, але з урахуванням уточненого значення ККД.

12 Зусилля в зачепленні

Визначення складових зусилля в зачепленні починають з колового зусилля на черв'ячному колесі (йому дорівнює осьове зусилля на черв'яку), потім визначають колове зусилля на ділильному колі черв'яка (відповідне йому значення осьового зусилля на колесі) і потім – радіальні зусилля.

Колове на колесі (осьове на черв'яку), Н

$$F_{t_2} = F_{a_1} = 10^3 \frac{2T_2}{d_2}. \quad (7)$$

Колове на черв'яку (осьове на колесі), Н

$$F_{t_1} = F_{a_2} = 10^3 \frac{2P_1 \cdot 10^3}{\omega_1 \cdot d_1}. \quad (8)$$

Радіальні зусилля, Н

$$F_{t_1} = F_{t_2} = F_{t_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (9)$$

Значення колового зусилля на черв'ячному колесі буде використовуватись у даному розрахунку при подальшій перевірці зубів колеса по напруженнях згину, а радіального та осьового – при розрахунках валів і підшипників.

13 Перевірка передачі по контактних напруженнях та на згин

Перевірка проводиться по умові контактної міцності – порівнянні діючих контактних напружень з допустимими їх значеннями. Для цього у формулу підставляються уточнені значення обертаючого моменту та ділильні діаметри черв'яка та колеса.

$$\sigma_H = \frac{480 \cdot 10^3}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_\beta}{d_1}} \leq [\sigma_H]. \quad (10)$$

Перевірка проводиться по умові міцності зубів колеса по напруженнях згину за формулою:

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \cdot \frac{F_{t_2}}{b_2 \cdot m} K_\beta. \quad (11)$$

Коефіцієнт форми зуба визначають по значенню еквівалентного числа зубів колеса $Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}$ (таблиця А.7).

14 Тепловий розрахунок

Площа поверхні редуктора потрібна для передачі в навколишнє середовище теплоти, що виникає при роботі черв'ячної передачі. Вичислюється по значенню потужності на валу черв'яка з урахуванням ККД передачі та середнього коефіцієнту теплопередачі.

$$S = \frac{P_1 \cdot (1 - \eta_{\text{чп}})}{K \cdot [\Delta T]}, \quad (12)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі (11...17) Вт/(м²·К);

$[\Delta T]$ – допустимий перепад температур мастила і навколишнього повітря $[\Delta T] = (313...333)$ К.

15 Висновки по розрахунку

По результатах розрахунку формулюються висновки, в яких коротко і ясно констатується хід розрахунку і позитивні якості передачі, яку спроектували.

Контрольні запитання

1 Призначення та область переважного застосування черв'ячних силових та кінематичних передач.

2 Які типи передач за формою профілю витка черв'яка одержали найбільше розповсюдження?

3 Передаточне число черв'ячної пари, поняття про число заходів черв'яка, його мінімальне та максимальне значення.

4 Поняття осьового модуля черв'ячної передачі, метод визначення.

5 Поняття коефіцієнта діаметра черв'яка.

6 Основні геометричні параметри передачі, черв'яка та черв'ячного колеса, які з них стандартизовано?

7 Чим можна пояснити низьке значення ККД черв'ячної пари (у порівнянні з іншими передачами зачепленням)?

8 Основні види руйнування і причини виходу з ладу елементів черв'ячної передачі, заходи по запобіганню руйнуванню.

9 Сили, що діють у черв'ячному зачепленні, особливості визначення їх напрямків і величин.

10 Критерії вибору матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса.

11 Фізична суть теплового розрахунку черв'ячної передачі.

Додаток А

Таблиця А.1 – Параметри рекомендованих черв'ячних передач

U	Z_1	Z_2	q
8	4	32	8
10		40	10
12,5		50	12,5
16	2	32	8
20		40	10
25		50	12,5
31,5	1	32	8
40		40	10
50		50	12,5
63		63	16
80		80	20

Таблиця А.2 – ККД черв'ячних передач у залежності від числа витків черв'яка

Z_1	1	2	4
$\eta_{чп}$	0,70...0.....0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

Таблиця А.3 – Міжосьова відстань по ГОСТ 2144-76

Ряди	Міжосьова відстань a_w , мм										
	1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	315	400
2-й ряд						140	180	225	280	355	450

Таблиця А.4 – Значення осьового модуля по ГОСТ 2144-76

Ряди	Осьовий модуль m , мм							
	1-й ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0
6,3		8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0	
2-й ряд			1,5			3,0	3,5	
	6,0	7,0		12,0				

Таблиця А.5 – Механічні властивості сталей, які застосовують для виготовлення черв'яків

Марка	Термо-обробка	Діаметр заготовки, мм	Границі, МПа			Твердість поверхні
			міцності, σ_B	текучості, σ_T	витривалості, σ_{-1}	
12ХНЗА	Цементация	до 200	1000	800	446	56...63 HRC
20Х	Цементация	до 120	780	640	370	56...63 HRC
18ХГТ	Цементация	до 200	1000	800	-	56...63 HRC
45	Нормалізація	до 100	590	300	-	167...217HB
		100...300	570	290	-	
		300...500	550	280	-	
45	Поліпшення	до 90	780	440	-	207...250HB
		90...120	730	390	315	194...222HB
		180...250	690	340	295	180...207HB
		250...350	660	300	285	180...192HB
40Х	Поверхнє загартування	до 120	930	690	420	45...50 HRC
40ХН	Поліпшення	до 200	920	750	415	269...302 HB
		200...315	800	630	375	235...262 HB
40ХН	Поверхнє загартування	до 200	920	750	415	48...53 HRC
40ХНМА	Азотування	до 200	980	786	440	47...50 HRC
38ХМЮА	Азотування	до 200	1050	900	460	63...65 HRC

Таблиця А.6 – Матеріали для вінців черв'ячних коліс

Груп а	Матеріал	Спосіб вилівки	Механічні властивості, МПа	
			σ_b	σ_m
1 а	Бр О1ОН1Ф1	В	285	165
	Бр О1ОФ1	К	275	200
		З	230	140
1 б	Бр О5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
2 а	Бр А1ОЖЧНЧ	В	700	460
		К	650	430
	Бр А1ОЖ3Му1,5	К	550	360
		З	450	300
	Бр А9Ж3Л	В	530	245
		К	500	230
З		425	195	
2 б	ЛЦ23А6Ж3Му2	В	500	330
		К	450	295
		З	400	260
3	СЧ 18	З	$\sigma_{\text{вн}} = 355$	
	СЧ 15	З	$\sigma_{\text{вн}} = 315$	

Матеріали розділені на групи по опорі заїданню.

В таблиці прийняті позначення способу відливки вінця:

В – відцентрова;

К – у кокіль;

З – у землю.

Таблиця А.7 – Коефіцієнти форми зуба Y_F черв'ячних коліс

Z_{v_2}	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_{F_2}	1,98	1,88	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61
Z_{v_2}	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F_2}	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27	1,24

РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Методичні вказівки до практичної роботи №7

Мета роботи: Закріплення знань по теорії і розрахунку клинопасових передач. Практичне оволодіння методикою розрахунку приводної пасової передачі по тяговій спроможності (вибір типу перерізу клинового паса і його розмірів, визначення діаметрів шківів, міжосьової відстані, розрахункової довжини паса, кута обхвату меншого шківа, поправочних коефіцієнтів, розрахункової потужності, яку передає один пас та визначення кількості пасів в комплекті). Закріплення знань по визначенню зусиль, що діють в передачі, розмірів пристосування для натягу пасів. Відпрацювання методики інженерного варіантного розрахунку з аналізом одержаних результатів та вибором раціонального варіанту передачі. Рішення практичних задач по конструюванню шківів для клинових пасів.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекцій „Передачі гнучким зв'язком“, простудіювати та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури [1-3], звернувши увагу на відмінність принципу дії та конструктивного оформлення передач тертям від передач зачепленням.

Уяснити, які саме переваги пасових передач визначають їх пріоритетну область застосування, та які саме недоліки обмежують, або ж зовсім не дають можливості використання подібних передач у певних конструктивних та експлуатаційних умовах.

Класифікувати передачі по розташуванню шківів у просторі та по формі перерізу паса, зокрема проаналізувати конструкцію та особливості пасів з клиновою (трапецеїдальною) формою перерізу: вузьких (вентиляторних),

широких (варіаторних) та з нормальним перерізом (приводних), уточнити принципи та порядок їх умовних позначень.

Переглянути та проаналізувати основні формули, за якими проводиться розрахунок геометричних та кінематичних співвідношень найбільш поширеної (відкритої) пасової передачі.

Встановити, які сили діють в передачі: нерухомій, на холостому ході, під навантаженням, взаємодія цих сил, які напруження виникають у перерізі паса і як ці напруження впливають на роботоздатність та довговічність паса.

Розглянути фізичну сутність та природу пружного ковзання в передачі, уявити зв'язок між цим явищем та тяговою спроможністю передачі, принципи побудови графіків кривої ковзання та ККД, вибору оптимальної зони.

Ознайомитись з основними видами пристроїв для натягу пасових передач.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Область застосування пасових передач.

1.2.2 З яких матеріалів виготовляють паси?

1.2.3 Поясніть непостійність передаточного числа пасових передач.

1.3 Рекомендована література

1. Деталі машин [Текст] : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Конспект лекцій з інженерної механіки (Деталі машин) для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» спеціальності 122 «Комп'ютерні науки» / О. О. Дереза. – Мелітополь. – ВПЦ «Люкс», 2019. – 70 с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

– Вибрати переріз клинового паса та діаметр ведучого шківів.

- Виконати геометричний розрахунок передачі.
- Визначити число пасів у передачі.
- Вибрати раціональне рішення варіантного розрахунку.
- Зробити висновок.

Скласти звіт та захистити роботу.

2.2 Оснащення робочого місця

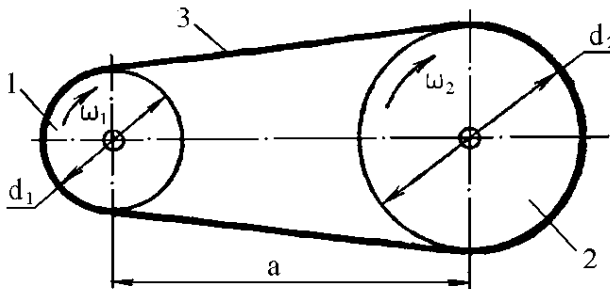
2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.3 Теоретичні відомості

Пасові передачі – це передачі приводів гнучкою ланкою, призначені для передавання потужності від одного вала на другий при значних міжосьових відстанях.

Пасова передача (рисунок 1) складається з ведучого 1 та веденого 2 шківів, жорстко закріплених на валах, і паса 3, що охоплює шківів.



d_1, d_2 – діаметри ведучого та веденого шківів;
 ω_1, ω_2 – кутові швидкості шківів; a – міжосьова відстань

Рисунок 1 – Схема пасової передачі

Пасові передачі застосовуються в усіх галузях машинобудування, можуть передавати потужність до 50 кВт.

Переваги пасових передач порівняно із зубчастими:

- можливість передачі потужності на значну відстань (до 15 м);
- простота конструкції та експлуатації, легкість ходу і невелика вартість;
- плавність і безшумність роботи;
- можливість без поломок та аварій витримувати значні перевантаження;
- відносно високий ККД.

Недоліки пасових передач:

- несталість передаточного числа;
- великий тиск на вали і опори від натягу пасів (у 2...3 рази більше, ніж у зубчастих);
- порівняно великі габарити;
- низька довговічність паса при порушенні умов роботи.

Пасові передачі класифікують за типом пасів: плоскопасова, клинопасова, круглопасова, зубчастопасова, поліклінова передача.

Клинові паси нормальних перетинів по ГОСТ 1284.1-89 позначають (у порядку збільшення поперечного перетину): Z, А, В, С, D, Е, Е0 (О, А, Б, В, Г, Д, Е).

Для створення між пасом та шківками необхідної сили тертя пас має бути притиснутим до шківків. Це притиснення досягається за рахунок попереднього натягу паса F_0 , величина якого вибирається такою, щоб пас міг зберігати цей натяг достатньо довго. Чим більше F_0 , тим вища тягова спроможність передачі.

Пружне ковзання, що залежить від значення колової сили F_t , є причиною деякої мінливості передаточного числа пасових передач. Передаточне число пасової передачі:

$$U = v_1 d_2 / (v_2 d_1) = d_2 / [d_1 (1 - \xi)], \quad (1)$$

де n_1, n_2 – частота обертання ведучого та веденого шківків;

v_1, v_2 – колові швидкості ведучого і веденого шківків;

ξ – коефіцієнт пружного ковзання.

Оскільки передаточне число пасових передач мінливо,

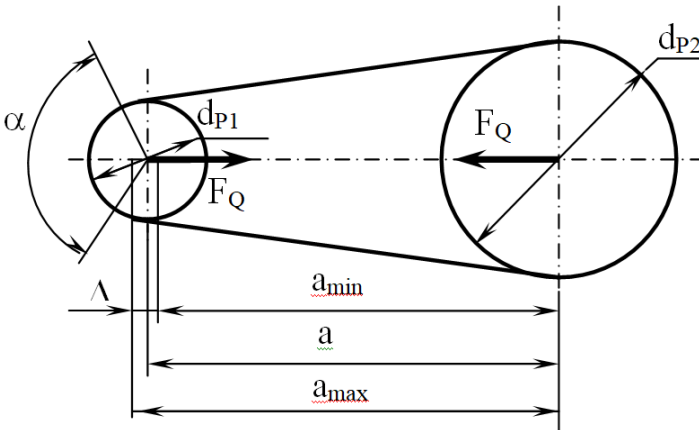
користуються поняттям передаточне відношення, яке знаходиться як відношення кутових швидкостей або частот обертання ведучого та веденого шківів.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

Клинопасова передача загального призначення

- потужність на ведучому шківі $P_1 = 7,4$ кВт;
- частота обертання ведучого шківів $n_1 = 2900$ хв.⁻¹;
- обертаючий момент на ведучому шківі $T_1 = 25$ Н·м;
- передаточне відношення передачі $i = 2,8$;
- режим роботи (вид двигуна) 4A112M2;
- короточасні перевантаження $\Pi = 180\%$;
- число змін роботи $K_{зМ} = 2$.



d_{p1} , d_{p2} – розрахункові діаметри ведучого та веденого шківів;
 F_Q – сила, що діє на вали передачі; α – кут обхвату меншого шківів;
 a_{max} , a_{min} – максимальна і мінімальна міжосьові відстані;
 Δ – діапазон регулювання міжосьової відстані

Рисунок 2 – Розрахункова схема передачі

2 Вибір перерізу клинового паса та діаметра ведучого шківів

Типорозмір перерізу клинового паса вибирають у залежності від потужності, яку потрібно буде передати, та частоти обертання ведучого (меншого) шківів (рисунок А.1).

Діапазон орієнтовного розрахункового діаметра меншого шківів визначається по формулі 1 і на основі цього розрахунку приймається ряд стандартних значень меншого шківів для проведення варіантного (по 3...5 варіантах) розрахунку. Результати варіантного розрахунку передачі доцільно групувати у формі таблиці.

$$d_{p1} = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T_1}. \quad (1)$$

Розрахункові діаметри d_p , мм шківів для клинових пасів:
63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180;
200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 680;
710; 800; 900; 1000.

Вибрані розрахункові діаметри шківів занести до таблиці 1.

3 Швидкість паса

Швидкість паса обчислюється як колова швидкість на меншому шківі по формулі 2. Для варіанту розрахунку, швидкість паса якого перевищує 30 м/с, подальший розрахунок не проводиться.

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (2)$$

4 Діаметр більшого шківів та передаточне відношення

Діаметр більшого шківів визначається по формулі 3 і вибирається його стандартне значення, по значенню якого вичислюється фактичне передаточне відношення. При цьому рекомендується приймати значення пружного ковзання 0,01...0,02.

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot i_n. \quad (3)$$

У випадку відхилення значення фактичного передаточного відношення від заданого більш ніж $\pm 5\%$ дозволяється застосування шківів нестандартного діаметра.

5 Міжосьова відстань

На величину міжосьової відстані пасової передачі при її попередньому визначенні можуть впливати такі дві наступні умови:

а) клинопасову передачу потрібно „вписати“ в існуючу конструкцію (при її модернізації), або в конструкцію, що проектується (для нової машини, положення валів якої в просторі визначається специфічними (технологічними, конструктивними, тощо) умовами, закріпленими попереднім ескізним компонуванням);

б) розміри клинопасової передачі нічим особливо не лімітуються.

У першому випадку необхідно взяти у якості попереднього значення міжосьової відстані конкретний розмір між осями валів, а для другого випадку керуватись умовами раціональної роботи передачі і призначати міжосьову відстань по діаметру більшого шківів у залежності від передаточного числа. Якщо розміри міжосьової відстані нічим особливо не лімітуються, то її значення приймається із умови достатньої величини кута обхвату малого шківів по співвідношенню:

$$a' = K_a \cdot d_{p2}, \quad (4)$$

де K_a – коефіцієнт міжосьової відстані, який залежить від значення передаточного відношення (таблиця А.1).

6 Довжина паса

Попереднє значення розрахункової довжини паса визначається по формулі 5. Потім з номенклатури пасів вибирається найближче значення у відповідності з ГОСТ 1284.1-89 стандартної довжини паса (додаток А). Після вибору уточнюється значення міжосьової відстані та визначається кут обхвату меншого шківів.

Попереднє значення розрахункової довжини паса:

$$L_p' = 2a' + w + \frac{y}{a'}, \quad (5)$$

$$\text{де } w = 0,5 \cdot \pi(d_{P1} + d_{P2}), \quad y = \frac{(d_{P2} - d_{P1})^2}{4}.$$

Кут обхвату меншого шківa

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_1 - d_2}{a}. \quad (6)$$

7 Визначення числа пасів у передачі

Згідно з довідковими даними ГОСТ 1284.3-9 номінальна потужність, яку може передати один пас відповідного типорозміру, призначається по таблицях або ж графіках в залежності від частоти обертання меншого шківa з урахуванням його розрахункового діаметра.

Реальні умови експлуатації передачі враховуються за допомогою коефіцієнтів: кута обхвату, довжини паса, передаточного числа і режиму роботи. В результаті розрахунку потужність, яка може передаватися одним пасом, дещо відрізняється від номінальної, як правило в меншу сторону.

Розрахункова потужність, яка передається одним пасом, визначається по формулі:

$$P_p = P_{OH} \frac{C_\alpha \cdot C_L \cdot C_i}{C_p}, \quad (7)$$

де C_α – коефіцієнт кута обхвату (рисунок А.6);

C_L – коефіцієнт довжини паса (рисунок А.7);

C_i – коефіцієнт передаточного відношення (рисунок А.8);

C_p – коефіцієнт режиму роботи (таблиця А.5).

Попереднє число пасів визначається як частка від ділення потужності, яку потрібно передати, на розрахункову потужність, що передається одним пасом.

$$Z_{\text{лп}} = \frac{P_1}{P_p} \cdot \quad (8)$$

З урахуванням нерівномірності навантаження пасів комплекту (за допомогою коефіцієнту числа пасів) визначається розрахункове число пасів, яке потім потрібно прийняти цілим числом.

$$Z_p = \frac{Z_{\text{лп}}}{C_z}, \quad (9)$$

де C_z – коефіцієнт числа пасів у комплекті (таблиця А.4).

Прийняття кінцевого числа пасів рекомендується проводити по правилах округлення, оцінку правильності вибору дає відсоток завантаження, який для клинопасових передач може досягати 115%.

8 Зусилля в передачі

Для проєктного розрахунку клинопасової передачі звичайно визначаються два види зусиль, які можуть конкретно характеризувати передачу: зусилля попереднього натягу гілки паса і сила, що діє на вали передачі.

Зусилля попереднього натягу гілки паса вчисляють за формулою 9 з урахуванням впливу відцентрових сил.

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_i} + \Theta \cdot V^2, \quad (10)$$

де Θ – коефіцієнт, що враховує вплив відцентрових сил (таблиця А.2).

Сила, що діє на вали передачі

$$F_Q = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin(\alpha_1/2). \quad (11)$$

9 Основні габаритні розміри шківів

У якості оціночного критерію варіантного розрахунку пасової передачі визначаються зовнішні діаметри більшого і меншого шківів та їх ширина. Розрахунки проводяться по даних таблиці А.3.

Таблиця 1 – Результати розрахунку клинопасової передачі

Позначення параметра	Розмірність	Результати розрахунку по варіантах				
		1	2	3	4	5
d_{p1}	мм					
V_1	м/с					
d_{p2}	мм					
i_ϕ	-					
a'	мм					
L'_P	мм					
L_P	мм					
a	мм					
α_1	град					
P_{OH}	кВт					
C_α	-					
C_L	-					
C_i	-					
C_P	-					
P_P	кВт					
Z_{np}	шт					
C_Z	-					
Z_P	шт					
Z	шт					
S	%					
F_O	Н					
F_Q	Н					
B	мм					
d_{e1}	мм					
d_{e2}	мм					
ζ	грн.					

Ширина шківів:

$$B = 2s + t (Z-1). \quad (12)$$

Зовнішній діаметр шківів:

$$d_e = d_p + 2c. \quad (13)$$

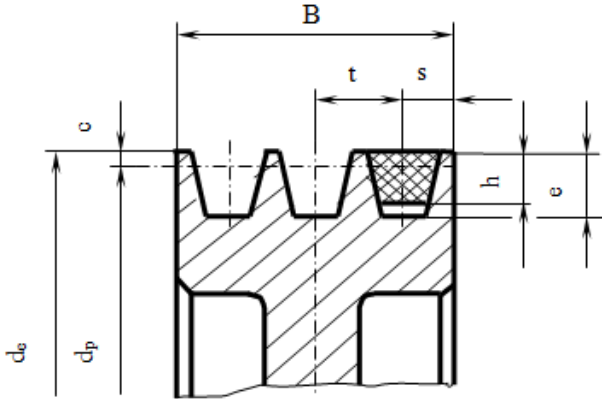


Рисунок 3 – Ескіз шківів для клинових пасів

10 Вибір раціонального рішення варіантного розрахунку

При виборі раціонального рішення потрібно враховувати число пасів в комплекті, габарити передачі (міжосьова відстань, зовнішні розміри шківів), відсоток завантаження передачі, зусилля, які діють в передачі (початкового натягу та тиску на вали) та відносну вартість. З досвіду проектування найчастіше раціональними передачами вважають передачі з двома або трьома пасами, саме вони мають невеликі габарити, вартість, хоча силові показники для цих передач дещо вищі ніж передачі з одним пасом. Передачі з чотирма і більше пасами часто маючи невеликі габарити по діаметрах мають більші габарити по ширині та значно більшу нерівномірність навантаження пасів комплекту.

11 Висновки по розрахунку

По результатах розрахунку формулюються висновки, в яких коротко і ясно констатується хід розрахунку, наводиться

позначення пасів, які вибрано для передачі, і позитивні якості передачі, яку спроектували.

Контрольні запитання

1 Які види пасових передач розрізняють за формою поперечного перерізу паса, як класифікують клинові паси?

2 Які переваги та недоліки мають пасові передачі в порівнянні з іншими видами механічних передач?

3 Чому в багатоступінчастих приводах пасова передача, як правило, займає місце швидкохідної ступені?

4 Які зусилля діють на гідки пасової передачі в стані покою, на холостому ходу, під час робочого навантаження?

5 Як вичислюють напруження у відповідних перерізах гілок паса при роботі передачі? Поясніть вплив кожного з них на роботу, довговічність передачі.

6 У чому сутність пружного ковзання паса по шківвах? Чому воно виникає і чи можна його усунути?

7 У чому різниця між пружним ковзанням і буксуванням паса? Яке значення пружного ковзання можна вважати допустимим?

8 Основні види руйнування і причини виходу з ладу елементів пасової передачі, заходи по запобіганню руйнуванню.

9 Що таке тягова спроможність пасової передачі? Які фактори і яким чином впливають на неї?

10 Які переваги та недоліки передачі клиновим пасом у порівнянні з передачею плоским пасом? Чим пояснити більшу навантажувальну спроможність передачі клиновим пасом?

11 Чому при огинанні шківів однакових діаметрів напруження у перерізі клинового паса значно більші чим у плоского?

12 Чому обмежують число клинових пасів у комплекті?

Додаток А

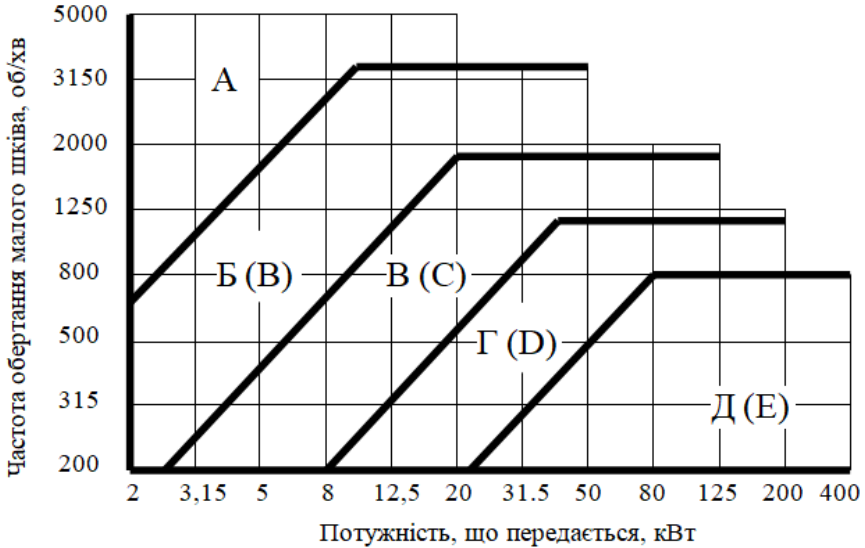


Рисунок А.1 – Номограма для вибору розміру перетину клинового пасу

Таблиця А.1 – Коефіцієнт міжосьової відстані пасової передачі

Передаточне відношення	1	2	3	4	5	6 і більш
Коефіцієнт K_a	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Таблиця А.2 – Розміри клинових пасів по ГОСТ 1284.1-89

Тип пасу	Довідкові дані							
	b_o , мм	b_p , мм	h , мм	L_p^{\min} , мм	L_p^{\max} , мм	d_p^{\min} , мм	A , мм ²	Θ , Н·с ² /м ²
О	10	8,5	6	400	2600	63	47	0,06
А	13	11	8	560	4000	90	81	0,10
Б	17	14	10,5	800	6300	125	138	0,18
В	22	19	13,5	1800	10000	200	200	0,30
Г	32	27	19	3150	15000	315	476	0,60
Д	38	32	23,5	4500	18000	500	692	0,90
Е	50	42	30	6300	18000	800	1170	1,52

Приймаються найближчі розрахункові довжини пасів згідно ГОСТ 1284.1-89. При необхідності можуть бути використані розрахункові довжини пасів, які приведено в дужках. Стандартний ряд значень розрахункової довжини паса L_p , мм:

400 (425) 450 (475) 500 (530) 560 (600) 630 (670) 710 (750) 800 (850) 900 (950) 1000 (1060) 1120 (1180) 1250 (1320) 1400 (1500) 1600 (1700) 1800 (1900) 2000 (2120) 2240 (2360) 2500 (2650) 2800 (3000) 3150 (3350) 3550 (3750) 4000 (4250) 4500 (4750) 5000 (5300) 5600 (6000) 6300 (6700) 7100 (7500) 8000 (8500) 9000 (9500) 10000 (106000) 11200 (11800).

Таблиця А.3 – Розміри канавок шківів по ГОСТ 1284.1-89

Тип паса	Розміри канавок, мм			
	c	e	t	s
О	2,5	10	12	8
А	3,5	12,5	16	10
Б	5	16	20	12,5
В	6	21	26	17
Г	8,5	28,5	37,5	24
Д	10	34	44,5	29
Е	12,5	43	58	38

Номінальна потужність, що передається одним пасом

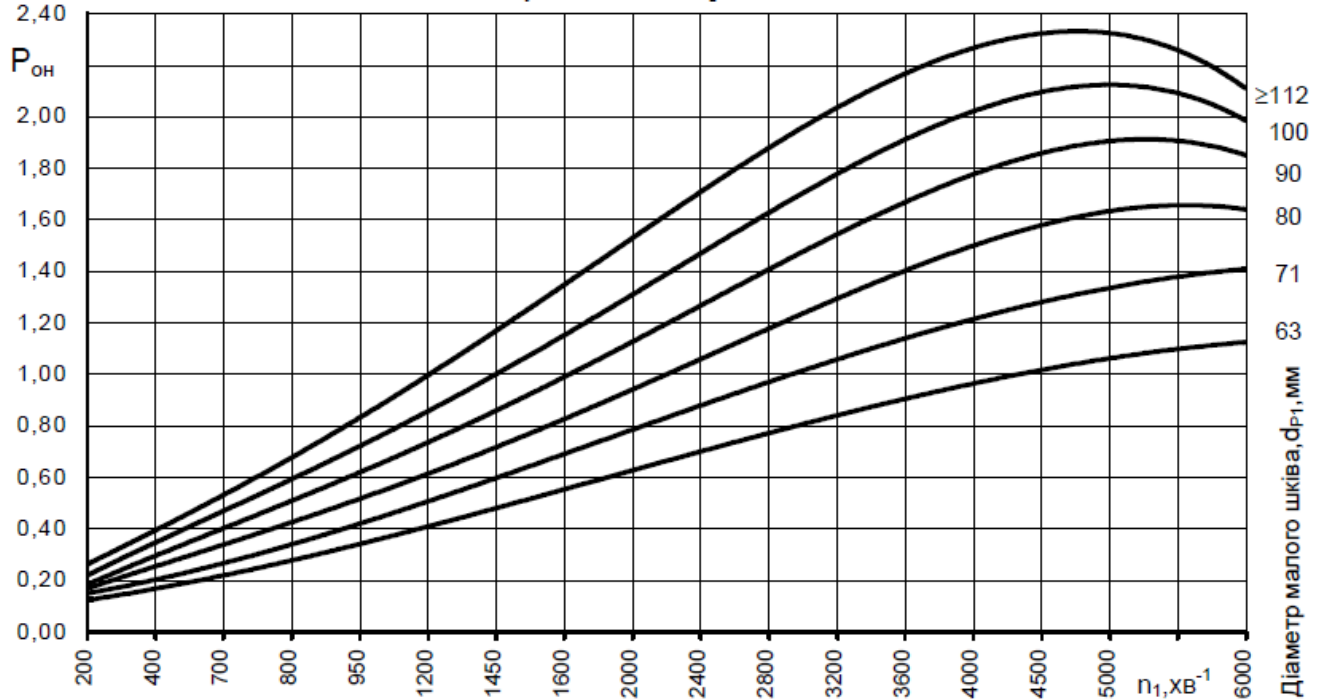


Рисунок А.2 – Номінальна потужність ($P_{он}$, кВт), що передається одним пасом перерізу O (Z) при $L_p = 1320$ мм та $i_{п} = 1$

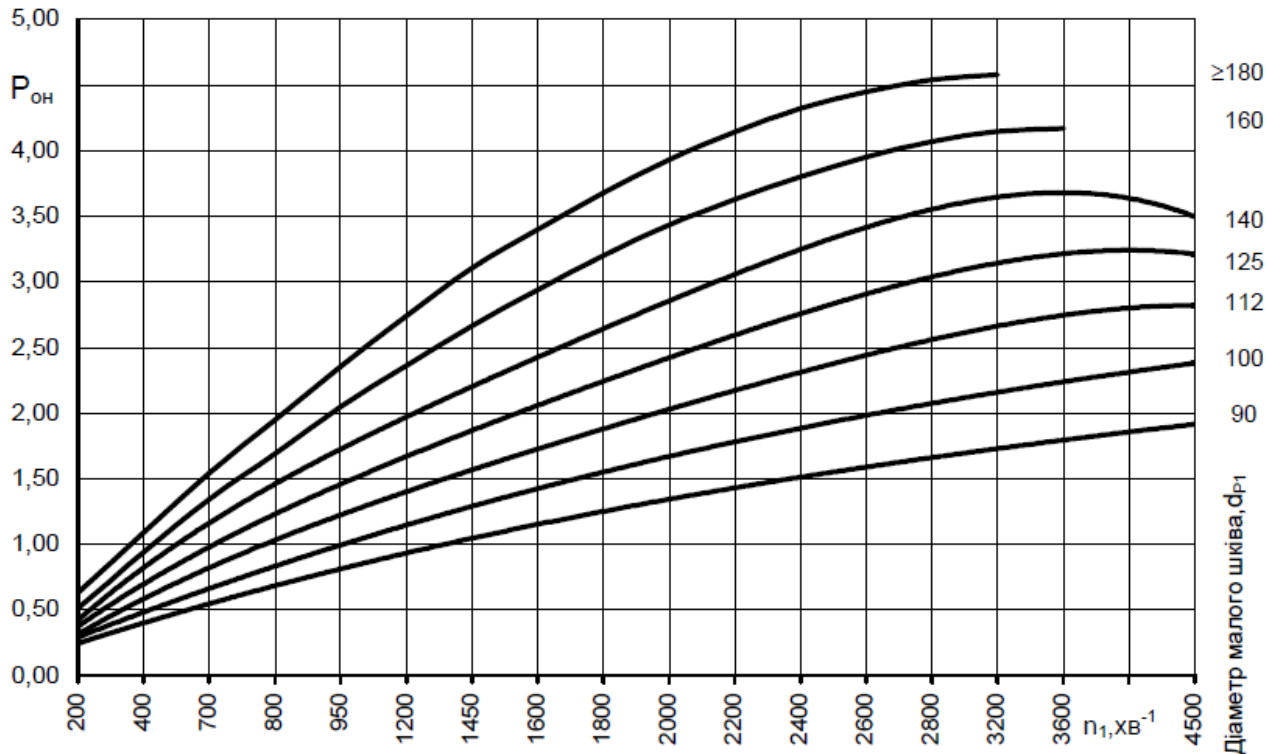


Рисунок А.3 – Номінальна потужність (P_{OH} , кВт), що передається одним пасом перерізу А при $L_p = 1700$ мм та $i_{II} = 1$

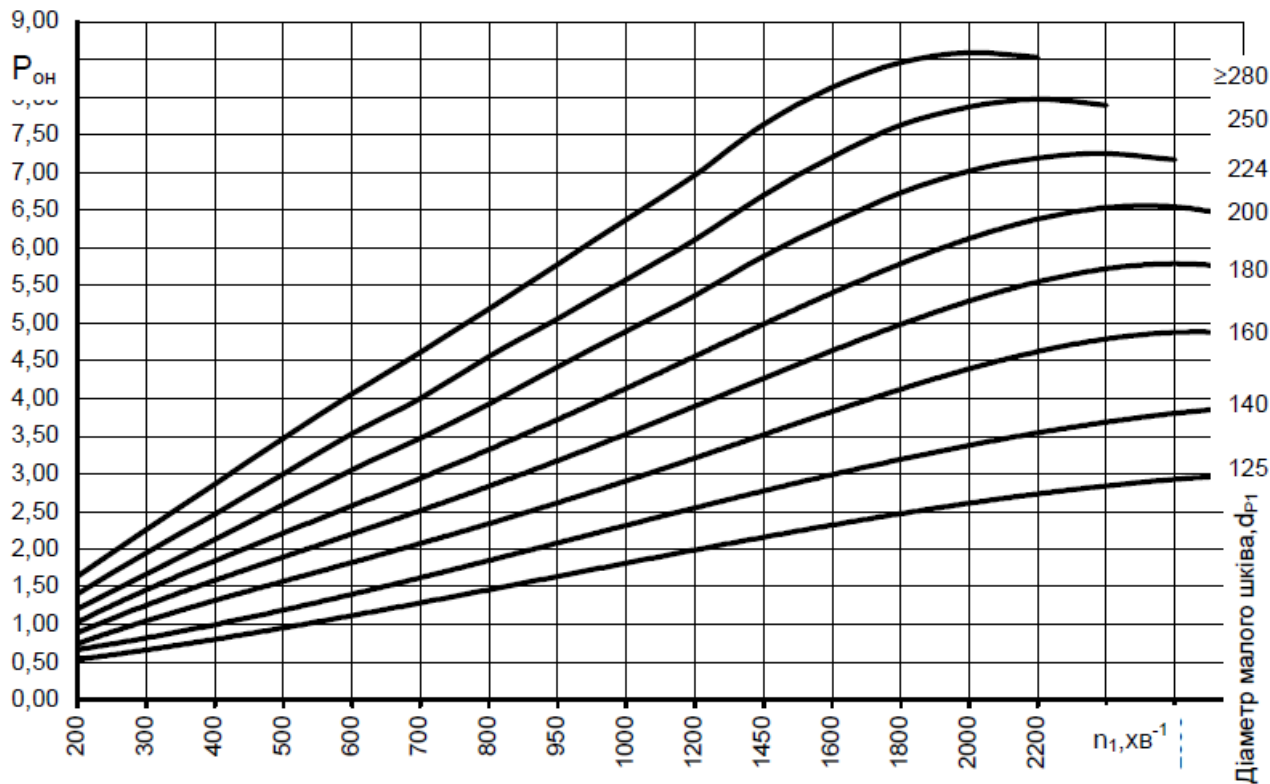


Рисунок А.4 – Номінальна потужність ($P_{он}$, кВт), що передається одним пасом перерізу Б при $L_p = 2240$ мм та $i_{п} = 1$

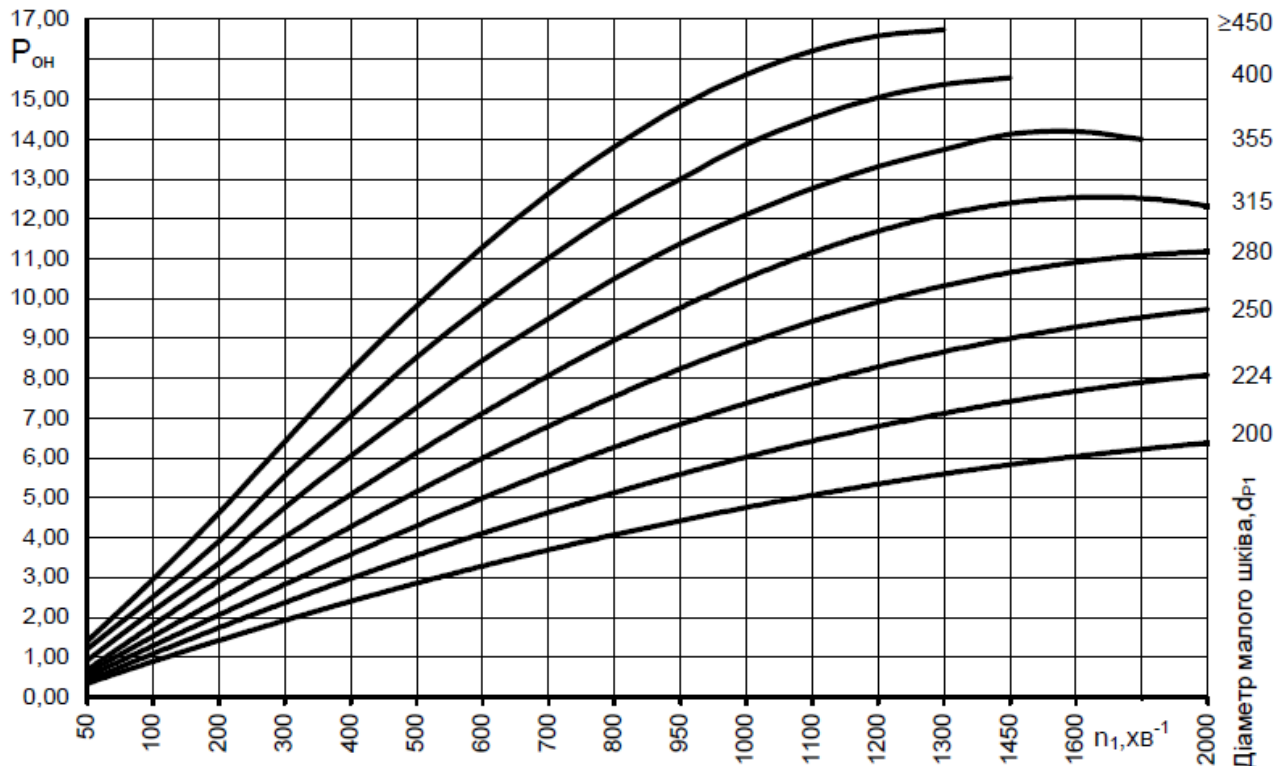


Рисунок А.5 – Номінальна потужність (P_{OH} , кВт), що передається одним пасом перерізу В при $L_p = 3750$ мм та $i_{II} = 1$

Коригуючі коефіцієнти

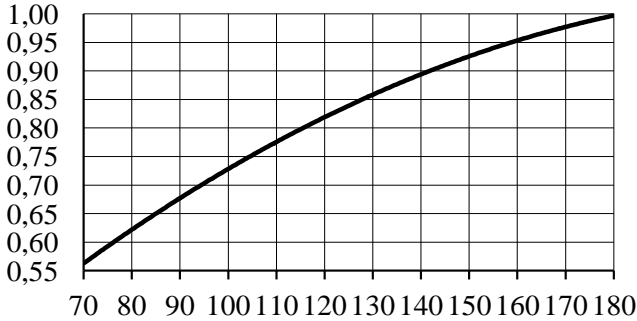


Рисунок А.6 – Залежність коефіцієнту C_α від кута обхвату

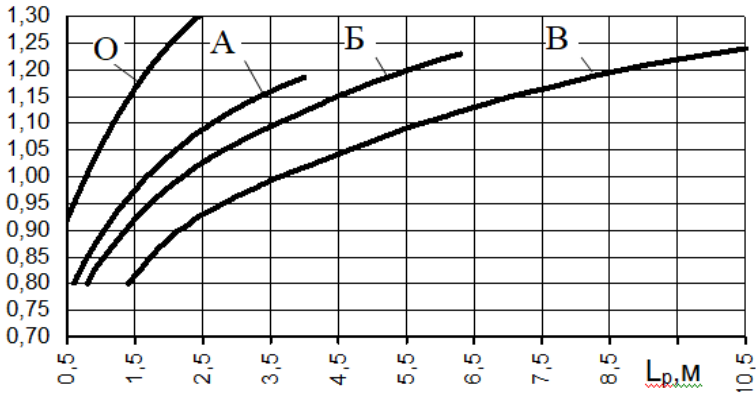


Рисунок А.7 – Залежність коефіцієнту C_L від довжини паса

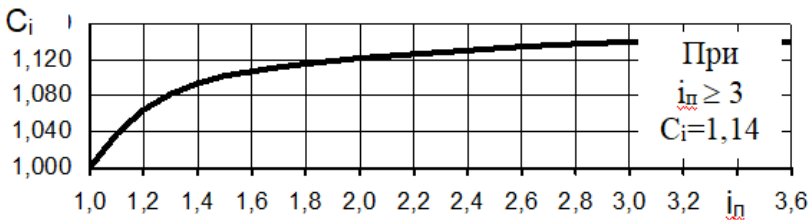


Рисунок А.8 – Залежність коефіцієнта C_i від передаточного відношення

Таблиця А.4 – Коефіцієнт числа пасів

Число пасів у комплекті	2...3	4...6	більше 6
Коефіцієнт C_z	0,95	0,90	0,85

Таблиця А.5 – Коефіцієнт режиму роботи C_p

Режим роботи	Характер навантаження	Вид приводного двигуна								
		А			Б			В		
		Число змін роботи пасів								
		1	2	3	1	2	3	1	2	3
Легкий	I (120%)	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Середній	II (150%)	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Важкий	III (200%)	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Дуже важкий	IV (300%)	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

Примітка: 1. При застосуванні натяжного ролика зовні контуру або на ведучій гілці передачі коефіцієнт C_p збільшити на 0,1
2. При реверсуванні, частих вмиканнях C_p збільшити на 0,1

РОЗРАХУНОК ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Методичні вказівки до практичної роботи №8

Мета роботи: Закріплення знань по теорії і розрахунку ланцюгових передач. Практичне оволодіння методикою розрахунку приводної ланцюгової передачі (вибір типу ланцюга і визначення числа зубів зірочок, визначення коефіцієнту експлуатації і кроку ланцюга, геометричний та силовий розрахунок, перевірка передачі на зносостійкість, на допустиму частоту обертання, на розривну міцність, на довговічність – по числу ударів). Закріплення знань по визначенню зусиль, що діють в передачі. Рішення практичних задач по конструюванню зірочок розрахованої ланцюгової передачі.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекцій „Передачі гнучким зв’язком“, засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури [1-3], звернувши увагу на специфічні риси ланцюгової передачі, що відноситься по типу до передач зачепленням і одночасно до передач гнучким зв’язком.

З’ясувати переваги ланцюгових передач по відношенню до зубчастих, як представників передач зачепленням, та по відношенню до пасових, як представників передач гнучким зв’язком. Визначити область застосування ланцюгових передач і вияснити, які недоліки обмежують цю область.

Класифікувати передачі по типах стандартизованих приводних ланцюгів і уяснити конструктивні особливості, що дають можливість їх використання в передачах з різними вимогами до них та з різними умовами експлуатації.

Звернути увагу на специфічні особливості роботи ланцюгових передач, такі як мінливість миттєвого

передаточного відношення, удари ланок ланцюга об зуби зірочок при вході в зачеплення та ін.

Розглянути характер і причини відмов ланцюгових передач та види розрахунків, за допомогою яких можна запобігти цим відмовам. Переглянути та проаналізувати основні формули, за якими проводяться розрахунки.

Встановити, які сили діють в передачі: колові, відцентрові, від власної ваги ланцюга, формули для їх визначення.

Ознайомитись, яким чином за допомогою коефіцієнту експлуатації враховуються реальні умови роботи передачі, визначитись з основними складовими цього коефіцієнту, порядком їх визначення. Уявити, які геометричні параметри характеризують приводні зірочки ланцюгової передачі, зокрема роликів ланцюгом і проаналізувати розрахункові формули для їх визначення.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Типи стандартизованих приводних ланцюгів.

1.2.2 Особливості роботи ланцюгових передач.

1.2.3 Які сили діють в ланцюговій передачі?

1.3 Рекомендована література

1. Деталі машин [Текст] : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. *Павлице В. Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3 Конспект лекцій з інженерної механіки (Деталі машин) для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» спеціальності 122 «Комп'ютерні науки» / О. О. Дереза. – Мелітополь. – ВПЦ «Люкс», 2019. – 70 с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- Вибрати тип ланцюга і визначити числа зубів зірочок.
- Визначити тиск у шарнірі та крок ланцюга.

- Виконати геометричний розрахунок передачі.
- Перевірити міцність ланцюга.
- Зробити висновок.

Скласти звіт та захистити роботу.

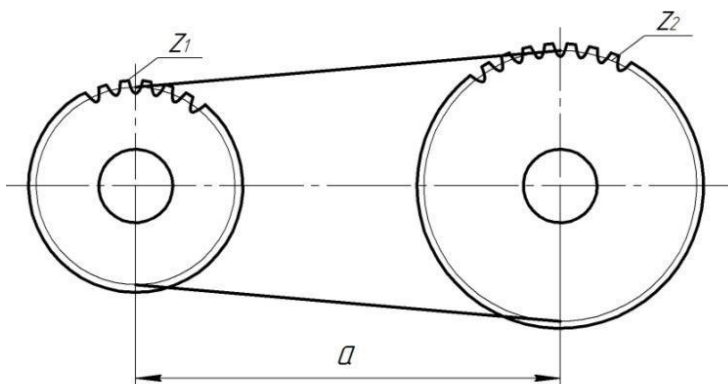
2.2 Оснащення робочого місця

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.3 Теоретичні відомості

Ланцюгові передачі – це передачі зачепленням з гнучким зв'язком (ланцюгом). Така передача складається із ведучої та веденої зірочок (рисунок 1), розміщених на відповідних валах, і ланцюга, що знаходиться у зачепленні із зірочками.



Z_1, Z_2 – число зубів ведучої та веденої зірочок,

a – міжосьові відстань

Рисунок 1 – Схема ланцюгової передачі

Швидкість ланцюга і частоти обертання зірочок обмежуються спрацюванням ланцюгів і ударною стійкістю роликів і не перевищують 15 м/с.

Частоти обертання n залежать від кроку ланцюга. Звичайно $n = 3000 (6000) \dots 800 (1200)$ об/хв.

Такі передачі можуть передавати потужність до 100 кВт.

Ланцюгові передачі широко використовуються у транспортному машинобудуванні (мотоцикли, велосипеди, автомобілі, транспортери), у сільськогосподарському машинобудуванні, нафтобурових установках.

У машинах застосовують *тягові* ланцюги – для переміщення вантажів у транспортуючих машинах; *вантажні* – для підвішування вантажів; *приводні* – для використання у ланцюгових передачах. Найбільш поширені типи приводних ланцюгів: роликові, втулкові та зубчасті.

Умовне позначення стандартних приводних роликових ланцюгів: букви ПР, цифри перед буквами позначають кількість рядів (однорядні не позначаються), числа після букв позначають крок ланцюга в мм і руйнівне навантаження. Наприклад:

Однорядний приводний роликовий ланцюг, крок 25,4 мм, руйнівне навантаження 56700 Н:

ПР-25,4-5670 ДСТУ ГОСТ 13568:2006

Дворядний приводний роликовий ланцюг, крок 19,05 мм, руйнівне навантаження 72000 Н:

2ПР-19,05-7200 ДСТУ ГОСТ 13568:2006

Пластини ланцюгів виготовляють із вуглецевих і легованих сталей (сталі 40, 45, 50, 40Х, 40ХН, 30ХН3А) із гартуванням до твердості $H=(32...44)HRC$, валики, втулки і ролики – із цементованих сталей (сталі 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А, 40ХН) з термообробкою до твердості 45...65 HRC.

Для нормального з'єднання ланцюгового контуру передачі необхідно, щоб число його ланок було парним. Для зменшення вібрацій гілок ланцюга число зубів ведучої зірочки приймається непарним.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

Розрахунок приводної ланцюгової передачі загального призначення

- потужність на ведучому валу $P_1 = 5,9$ кВт;
- обертаючий момент на ведучому валу $T_1 = 590$ Н·м;

- частота обертання ведучої зірочки $n_1 = 100$ об/хв.;
- передаточне число передачі $U = 3,1$;
- кут нахилу передачі до горизонту $\Theta = 30^\circ$;
- режим роботи (пускові навантаження) $\Pi = 120\%$;
- число змін роботи $K_{3М} = 2$.

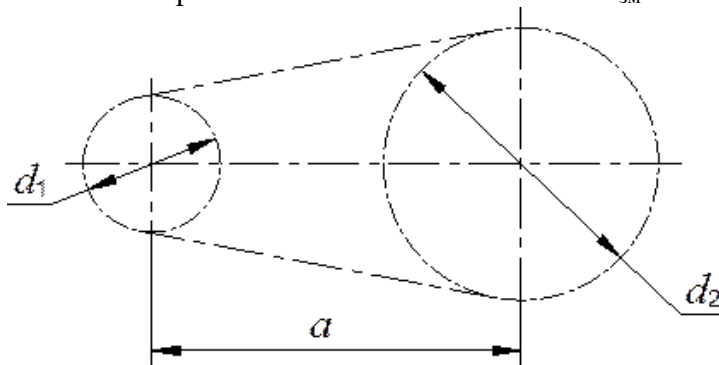


Рисунок 2 – Розрахункова схема передачі

1 Вибір типу ланцюга і визначення числа зубів зірочок

Тип ланцюга вибирають у залежності від призначення, величини потужності, яку потрібно буде передати, та частоти обертання ведучого вала. При проведенні даного практичного заняття доцільно розглянути приклад розрахунку передачі роликівим приводним ланцюгом, як найбільш поширеної у машинах сільськогосподарського та переробного призначення (таблиця А.1).

Рекомендоване мінімальне число зубів ведучої зірочки визначається у залежності від передаточного числа передачі.

$$Z_1 = 31 - 2 \cdot U. \quad (1)$$

З метою мінімізації габаритів передачі можна вибирати число зубів ведучої зірочки меншим за рекомендоване, але граничним є число 7 для роликівих та число 13 для зубчастих ланцюгів (таблиця А.3).

Після визначення і прийняття числа зубів веденої зірочки обчислюється фактичне передаточне число передачі та на разі

відмінності його від номінального вичислюють відсоток відхилення (не більший за $\pm 5\%$).

2 Коефіцієнт експлуатації передач

Коефіцієнт експлуатації k_e може бути представлений у виді добутку окремих коефіцієнтів

$$k_e = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6, \quad (2)$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує динамічність навантаження; при спокійному навантаженні $k_1 = 1$; при навантаженні з поштовхами: $k_1 = 1,2 \dots 1,5$; при сильних ударах $k_1 = 1,6$.

k_2 – коефіцієнт, який враховує довжину ланцюга; чим довше ланцюг, тим рідше за інших рівних умов кожна ланка входить у зачеплення з зірочкою і тим менше знос у шарнірах:

при $a = (30 \dots 50) \cdot t$, приймають $k_2 = 1$;

при $a < 25 \cdot t$ приймають $k_2 = 1,25$;

при $a = (60 \dots 80) \cdot t$ приймають $k_2 = 0,9$;

k_3 – коефіцієнт, який враховує кут нахилу передачі; чим більше кут нахилу передачі до горизонту, тим менше припустимий сумарний знос ланцюга. При нахилі лінії центрів зірочок під кутом до горизонту до 60° приймається $k_3 = 1$, більш 60° – k_3 приймається рівним до $1,25$;

k_4 – коефіцієнт, який враховує регулювання передач; для передач з регульованим положенням осі однієї з зірочок $k_4 = 1$; для передач з відтяжними зірочками або натискними роликками $k_4 = 1,1$; для передач з нерегульованими осями зірочок $k_4 = 1,25$;

k_5 – коефіцієнт, що враховує характер змащення; при безперервному змащенні в масляній ванні або від насоса (циркуляційне) $k_5 = 0,8$; при регулярному краплинному або внутрішарнірному змащенні $k_5 = 1$; при періодичному змащенні $k_5 = 1,5$;

k_6 – коефіцієнт, що враховує змінність роботи. При

однозмінній роботі $k_6 = 1$; при двозмінній роботі,
з огляду на подвоєний шлях тертя $k_6 = \sqrt[3]{2} \approx 1,25$;
при три змінній $k_6 = \sqrt[3]{3} \approx 1,45$.

Якщо визначене значення коефіцієнту експлуатації перевищує число 3, потрібно прийняти рішення конструктивного характеру по його зменшенню, тобто поліпшенню роботи передачі (змінити принцип змащення, тип регулювального пристрою, збільшити довжину ланцюга).

3 Визначення тиску у шарнірі та кроку ланцюга

З умови забезпечення зносостійкості шарнірів ланцюга і тим самим зменшення інтенсивності його подовження, тиск у шарнірі не повинен перевищувати допустимого значення. Допустимий тиск в шарнірі наведений у таблиці А.4 і визначається в залежності від частоти обертання малої зірочки та кроку ланцюга з урахуванням числа зубів малої зірочки.

Одержані значення тиску порівнюються з нормативними, після чого приймається розрахункове значення допустимого тиску і по формулі 3 визначається крок ланцюга.

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_e}{[p] \cdot Z_1 \cdot m_p}}, \quad (3)$$

де T_1 – обертаючий момент на ведучій зірочці, Н·мм;
 $[p]$ – допустимий питомий тиск в шарнірах ковзання ланцюга, Н/мм²;
 m_p – коефіцієнт рядності ланцюга, який враховує неоднакове навантаження рядів багаторядного ланцюга (таблиця А.6).

Слід відмітити, що формула 3 враховує зменшення кроку за рахунок коефіцієнту рядності, тобто прийняття багаторядного (до 4-х рядів) ланцюга. Якщо передача не має конструктивних обмежень з габаритів по ширині, то для неї доцільне застосування двохрядного або з більшим числом рядів ланцюга.

З метою прийняття раціонального рішення проводиться варіантний розрахунок тиску в шарнірі для кількох стандартних значень кроку ланцюга по формулі 4

$$p = 22,4 \cdot \frac{T_1 \cdot k_e}{Z_1 \cdot t^3}, \quad (4)$$

де T_1 – момент на ведучій зірочці, Н·мм;

Z_1 – число зубів ведучої зірочки.

Стандартний ланцюг приймається згідно таблиці А.1, після чого записується його умовне позначення та наводяться основні розміри ланки, розривне зусилля та погонна маса.

4 Швидкість ланцюга та колове зусилля в передачі

Для проектного розрахунку ланцюгової передачі швидкість ланцюга вчислюють за формулою 5, колове зусилля за формулою 6.

$$V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad (5)$$

$$F_t = \frac{P_1}{V} \text{ Н}. \quad (6)$$

Уточнене значення середнього тиску в шарнірі ланцюга визначається по значенню колового зусилля і площі опорної поверхні шарніра, розрахованої за формулою 7.

$$S_{\text{оп}} = 2 \cdot b_{\text{вн}} \cdot d_1. \quad (7)$$

Слід відмітити, що при великій різниці (у меншу сторону) між значеннями уточненого і допустимого тиску можна прийняти ланцюг меншого стандартного кроку і заново перерахувати значення швидкості, зусилля та тиску в шарнірі. Це дасть можливість суттєво зменшити розміри передачі.

5 Перевірка передачі по допустимій частоті обертання

Перевірка проводиться у порівнянні допустимої частоти обертання малої зірочки для прийнятого кроку ланцюга і числа

її зубів з дійсною частотою обертання. Допустима частота прямопропорційно залежить від числа зубів ведучої зірочки та оберненопропорційно від кроку ланцюга і визначається за формулою 8.

$$n_{1\max} = 14 \cdot \frac{\sqrt[4]{Z_1}}{t} \cdot 10^3 \quad (8)$$

6 Міжосьова відстань передачі

Величина міжосьової відстані ланцюгової передачі при її попередньому визначенні може залежати від таких двох умов:

а) ланцюгову передачу потрібно „вписувати“ у вже існуючу конструкцію (при її модернізації), або ж в конструкцію, що проектується (для нової машини, положення валів якої в просторі визначені специфічними для даної машини (технологічними, конструктивними, тощо) умовами, закріпленими за допомогою попереднього ескізного компонування);

б) розміри ланцюгової передачі ніякими умовами особливо не лімітуються.

У першому випадку необхідно взяти у якості попереднього значення міжосьової відстані конкретне значення розміру між осями валів, а для другого випадку керуватись умовами раціональної роботи передачі і призначати міжосьову відстань у межах 30...50 кроків ланцюга.

7 Довжина ланцюга і уточнена міжосьова відстань

Попереднє значення розрахункової довжини визначається по формулі 9.

$$L = 2 \cdot a + 0,5 \cdot (Z_1 + Z_2) \cdot t + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t^2}{a} \quad (9)$$

Потім визначається число ланок ланцюга і з метою зручності з'єднання (без додаткової сполучної ланки) приймається парне число ланок ланцюга.

$$L_t = \frac{L}{t}. \quad (10)$$

Після вибору уточнюється значення міжосьової відстані, яке зменшується для забезпечення провисання ланцюга на 0,0002...0,0004 від його значення.

8 Перевірка міцності ланцюга

Перевірка проводиться по порівнянню дійсного коефіцієнту запасу міцності ланцюга з нормативним (таблиця А.7). Коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою 11, як відношення розривного зусилля ланцюга до суми зусиль, що діють на його ведучу гілку (колового, відцентрового та зусилля від власної ваги).

$$n = \frac{Q}{F_t \cdot k_1 + F_v + F_f}, \quad (11)$$

де Q – руйнівне навантаження ланцюга, Н;
 k_1 – коефіцієнт, що враховує характер навантаження;
 F_v – додаткове зусилля від відцентрової сили, Н.

$$F_v = 7,3 \cdot V^2, \quad (12)$$

де q – маса 1 метра ланцюга, кг;
 F_f – зусилля від провисання ланцюга, Н

$$F_f = 9,81 \cdot k_f \cdot q \cdot a_\phi, \quad (13)$$

де k_f – коефіцієнт, що враховує вплив розташування передачі відносно горизонту: при горизонтальному розташуванні $k_f = 6$; при похилому від θ до 40° $k_f = 2 \dots 4$; при вертикальному $k_f = 1$.

Отримане значення коефіцієнта запасу міцності n повинне бути не менше приведеного в таблиці А.7.

9 Перевірка ланцюга на довговічність

Довговічність ланцюга оцінюється по числу ударів ланцюга при набіганні його на зуби зірочок та збіганні з них, яке визначається за формулою 14 і порівнюється з допустимими (таблиця А.5).

$$U = \frac{4 \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_t}. \quad (14)$$

10 Зусилля тиску на вали

Зусилля, що діє на вали передачі, складається з суми колового зусилля та подвоєного зусилля від власної ваги, відцентрові зусилля на вали не діють.

$$F = F_t + 2 \cdot F_f.$$

11 Геометричні параметри зірочок

При визначенні геометричних параметрів ланцюгової передачі, що проектується, рекомендується дотримуватись такої послідовності:

- визначити діаметри ділительних кіл зірочок;
- розрахувати діаметри виступів, радіус западин і діаметр западин зірочок;
- вчислити ширину зубчастого вінця зірочок;
- визначити радіус закруглення зуба зірочки;
- вчислити відстань від вершини зуба до лінії центрів дуг заокруглень;
- вчислити і прийняти діаметр і довжину маточини, діаметр ободу.

Геометричні параметри зірочок оформити у вигляді таблиці (таблиця 1).

По результатах розрахунку формулюються висновки, в яких коротко і ясно констатується хід розрахунку, наводиться позначення ланцюга, який вибрано для передачі і позитивні якості розрахованої передачі.

Таблиця 1 – Визначення основних розмірів зірочки

Параметри	Розрахункові формули
Крок ланцюга t , мм Діаметр ролика ланцюга d , мм Число зубів зірочки Z	Ці розміри беруться із стандартів на ланцюг
Діаметр ділильного кола D , мм	$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$
Діаметр кола виступів D_e , мм (k приймають не менш: 0,58 при $Z = 11$; 0,56 при $Z \leq 17$; 0,53 при $Z \leq 35$; 0,50 при $Z > 35$)	$D_e = t \cdot \left(k + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z} \right)$
Діаметр кола западин D_i , мм	$D_i = D - 2 \cdot r$
Найбільша хорда (для контролю зірочок з непарним числом зубів) L_x , мм	$L_x = D \cdot \cos \frac{90^\circ}{Z} - 2 \cdot r$
Радіус западин r , мм	$r = 0,5025 \cdot d + 0,05$
Радіус сполучень r_1 , мм	$r_1 = 0,08 \cdot d + r$
Радіус голівки зуба r_2 , мм	$r_2 = d \cdot (1,24 \cdot \cos \varphi + 0,8 \cdot \cos \beta - 1,3025) - 0,05$
Діаметр обода (найбільший) D_c , мм	$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z} - 1,3 \cdot b$

Контрольні запитання

1 Які типи приводних ланцюгів найбільш поширені в механічних приводах?

2 Які достоїнства ланцюгової передачі забезпечують їй широке застосування і в яких областях?

3 Чому в багатоступінчастих приводах ланцюгова передача, як правило, займає місце тихохідної ступені?

4 З чим пов'язані нерівномірність руху ланцюгової передачі, удари шарнірів ланцюга по зубах зірочки і коливання гілок ланцюга?

5 Чому при великих швидкостях доцільно використовувати приводні ланцюги з малим кроком?

6 Для яких випадків застосовують багаторядні ланцюги?

7 Які зусилля виникають у гілках ланцюга при його роботі?

8 Основні причини виходу з ладу елементів ланцюгової передачі, заходи по запобіганню відмов передачі.

9 Від яких чинників залежить інтенсивність зносу ланцюга?

10 Чим обумовлені обмеження мінімального числа зубів малої зірочки передачі?

11 Чому зношений ланцюг втрачає зачеплення з зірочкою (спадає з зірочки) і як це враховують при виборі числа зубів великої зірочки?

12 Які умови роботи передачі враховує коефіцієнт експлуатації?

13 Який основний вид розрахунку застосовують при проектуванні ланцюгової передачі?

14 Які види розрахунків використовують для ланцюгової передачі у якості перевірочних?

Додаток А

Таблиця А.1 – Основні параметри і розміри приводних ланцюгів

Позначення ланцюга	Крок ланцюга t , мм	$V_{\text{вн}}$, мм не менше	d , мм	d_1 , мм	h , мм, не більше	b , мм, не більше	b_1 , мм, не більше	Руйнуюче навантаження, кг	Маса 1 м ланцюга, кг
Приводні роликові нормальної серії									
ПР– 8– 460	8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	460	0,20
ПР– 9,525– 910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	910	0,45
ПР– 12,7– 900– 1	12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	8,7	—	900	0,30
ПР– 12,7– 900– 2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	900	0,35
ПР– 12,7–1820–1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	1820	0,65
ПР– 12,7–1820–2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	1820	0,75
ПР–15,875–2270–1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	2270	0,80
ПР–15,875–2270–2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	2270	1,0
ПР– 19,05– 3180	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	18	3180	1,9
ПР– 25,4– 5670	25,40	15,88	7,95	15,88	24,2	39	22	5670	2,6
ПР – 31,75 – 8850	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	24	8850	3,8
ПР – 38,1 – 12700	38,1	25,40	11,1	22,23	36,2	58	30	12700	5,5
ПР – 44,45 – 17240	44,45	25,40	12,7	25,70	42,4	62	34	17240	7,5
ПР – 50,8 – 22680	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	38	22680	9,7
ПР – 63,5 – 35380	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	35380	16,0

Таблиця А.2 – Нормальний ряд передаточних чисел (по нормах верстатобудування)

$U_{\text{лп}}$	1,0	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,0	2,25	3,15	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,1
-----------------	-----	------	------	------	------	------	-----	------	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Таблиця А.3 – Рекомендоване число зубів малої зірочки

Тип ланцюга	Передаточне число					
	1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	5 – 6	6
	Число зубів					
Втулковий Роликовий	31 – 27	27 – 25	25 – 23	23 – 21	21 – 17	17 – 13

Таблиця А.4 – Допустимий тиск – $[p]$ (Н/мм²) для роликових ланцюгів типу ПР в залежності від кроку ланцюга – t і частоти обертання – n_1 (хв⁻¹) меншої зірочки при $Z_1 = 17$.

Частота обертання n_1 , хв ⁻¹	Крок ланцюга, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
До 20	52,0	52,0	52,0	49,0	45,6	42,8	40,8	39,0
50	45,0	42,5	40,0	36,2	34,0	32,0	30,0	29,0
100	36,2	34,0	32,0	29,0	27,0	25,1	24,0	23,5
200	28,8	26,5	25,0	22,7	21,2	20,0	19,0	18,0
300	25,0	23,2	22,0	20,0	18,5	17,3	16,5	15,5
400	22,7	21,2	20,0	18,0	16,8	15,8	15,0	14,2
500	21,2	19,6	18,4	16,8	15,6	14,6	13,9	13,3
750	18,5	17,2	16,1	14,6	13,6	12,7	12,2	11,5
1000	16,8	15,6	14,6	13,3	12,6	11,6	11,0	—
1250	15,6	14,4	13,6	12,3	11,5	10,8	—	—
1500	14,6	13,6	12,7	11,6	10,8	—	—	—
2000	11,4	10,4	9,8	—	—	—	—	—

Таблиця А.5 – Число допустимих ударів $[U]$ в секунду

Тип ланцюга	Крок ланцюга t , мм						
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45
Роликова	40	30	25	20	16	14	12

Таблиця А.6 - Значення коефіцієнта рядності ланцюга m_p в залежності від числа рядів ланцюга

Число рядів	1	2	3	4
m_p	1	1,7	2,5	3

Таблиця А.7 – Коефіцієнт [n] запасу міцності ланцюгів в залежності від Z_1 і n_1 .

Крок t, мм	Частота обертання меншої зірочки n_1 , об/хв.													
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
Значення [n] для роликкових ланцюгів ПР і ПРУ (при $Z_1=15 \dots 30$)														
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0	10,6	12,2	13,8	15,4	16,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8	11,7	13,2	14,8	16,3	18,0
19,05	7,2	7,6	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7	12,9	14,0	16,3	—	—
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3	14,0	16,3	—	—	—
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	14,8	16,3	19,5	—	—	—
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	14,8	16,3	19,5	—	—	—	—
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	14,0	16,3	—	—	—	—	—	—
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	13,6	—	—	—	—	—	—	—	—
Значення [n] для зубчатих ланцюгів (при $Z_1=17 \dots 35$)														
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30	32	36	40	43	49
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32	34	37	42	45	51
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35	38	44	50	—	—
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40	42	46	53	—	—
31,75	21	22	25	28	30	32	35	40	46	51	—	—	—	—

ОФОРМЛЕННЯ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ

Методичні вказівки до практичної роботи №9

Мета роботи: Знайомство з основними вимогами стандартів ЄСКД, з вимогами оформлень текстових документів за ГОСТ 2.106-96, до оформлень частин пояснювальної записки по формах 5 і 5а, які мають основний напис по формах 2 і 2а ГОСТ 2.104-2006.

1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Основи оформлень текстових документів“, переглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури.

Ознайомитись з правилами позначення документів згідно ГОСТ 2.106-96, ГОСТ 2.104-2006.

Користуючись літературними посібниками і Держстандартами на оформлення текстових документів, ознайомитись з правилами написання розділів пояснювальної записки, оформлення рисунків, таблиць, формул.

Крім того, вміти складати кінематичні схеми різноманітних видів механічних приводів, користуючись зображеннями умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68.

Ознайомитись з вимогами до текстових документів технічної документації на прикладі оформлення розділів пояснювальної записки технічного проєкту.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Основні вимоги до текстових документів.

1.2.2 Правила оформлення рисунків.

1.2.3 Правила оформлення таблиць, формул.

1.3 Рекомендована література

1. Деталі машин [Текст] : підручник : затверджено МОН України / А. В. Міняйло [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с.

2. *Павлище В. Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Афіша. – С. 560. – ISBN 966-8013-58-1.

3. Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

– Оформити текстову частину проекту згідно ГОСТ 2.106-96.

– Виконати рисунки відповідно до вимог стандартів ЄСКД і СПДС.

– Оформити перелік літературних джерел відповідно до вимог ДСТУ ГОСТ 7.1:2006.

– Зробити висновок.

Скласти звіт та захистити роботу.

2.2 Оснащення робочого місця

2.2.1 Методичні вказівки.

2.2.2 Навчальна та наукова література.

2.3 Теоретичні відомості

Пояснювальна записка (ПЗ) є текстовим конструкторським документом і повинна оформлятися відповідно до ГОСТ 2.106-96. Текст пояснювальної записки повинен бути набраний на комп'ютері та роздрукований на принтері.

Текст ПЗ виконують комп'ютерним способом шрифтом Times New Roman з вирівнюванням по ширині сторінки. Міжстроковий інтервал – 1,5. Розмір шрифту – 14 пт. Текст ПЗ слід друкувати, додержуючись такої ширини полів: верхнє, лівє і нижнє – не менше 20 мм, правє не менше 10 мм.

Зміст записки розділяється на розділи і пункти. Розділи повинні мати порядкові номери, що позначаються арабськими цифрами.

Нумерація пунктів має бути в межах кожного розділу. Номер пункту повинен складатися з номера розділу і пункту, розділених крапкою.

Текст документа повинен бути стислим, чітким і не допускати різних тлумачень, у ньому повинні використовуватися терміни, загальноприйняті в науково-технічній літературі. Перед позначенням параметра слід давати його пояснення (“діаметр вала d ”). Числа з одиницями виміру записують цифрами, а без одиниць – словами, наприклад, “тиск 100 Па”, “розрахунки виконані два рази”.

У тексті документу не дозволяється:

- користуватися скороченими позначеннями фізичних величин, якщо вони записуються без цифр;

- використовувати скорочення слів, крім тих, що встановлені стандартами;

- користуватися математичними знаками без цифр, такими, як $<$, $>$, $=$, N , $\%$;

- використовувати індекси стандартів (ГОСТ, ОСТ та інші) без реєстраційного номера.

Структурні елементи "АНОТАЦІЯ", "РЕФЕРАТ", "ЗМІСТ", "ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ", "ВСТУП", "ВИСНОВКИ", "РЕКОМЕНДАЦІЇ", "ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ" не нумерують.

Заголовки структурних елементів роботи і заголовки розділів слід розташовувати посеред рядка і друкувати великими літерами без крапки в кінці не підкреслюючи. Кожний розділ починається з нової сторінки (ДСТУ 3008- 95) [3]. Не допускається розміщувати найменування розділу, підрозділу, а також пункту і підпункту в нижній частині сторінки, якщо після нього розташований лише один рядок тексту. Підрозділи повинні мати нумерацію в межах кожного розділу. Номер підрозділу складається з номерів розділу і

підрозділу, розділених крапкою. В кінці номера підрозділу крапки не ставляться. Розділи, як і підрозділи, можуть складатися з одного або декількох пунктів.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТОВИХ ДОКУМЕНТІВ

1 Правила виконання пояснювальної записки

Пояснювальна записка оформляється у виді папки зі скріпленими документами. Всі документи (пояснювальна записка, кресленики, специфікації й ін.) повинні мати позначення згідно з вимогами ГОСТ 2.201-80.

Основна частина пояснювальної записки, починаючи зі змісту, повинна розташовуватися на листах формату А4, оформлених відповідно до ГОСТ 2.106-96 по формах 5 і 5а, які мають основний напис по формах 2 і 2а ГОСТ 2.104-96.

Пояснювальна записка оформлюється згідно з чинними відповідними методичними вказівками кафедри і повинна включати в себе всі вказані на бланку завдання розділи, як описового так і розрахункового характеру.

В розрахунковій частині записки повинні бути приведені всі необхідні розрахунки з поясненням, викреслені ескізи деталей і розрахункові схеми з проставленими зовнішніми силами, епюрами внутрішніх силових факторів і всіх розмірів, що використовуються в розрахунку. Проміжних обчислювальних операцій не повинно бути. При виборі того чи іншого параметра треба обов'язково приводити посилання на літературне джерело його вибору відповідно до списку літератури, який належним чином оформлений наводиться у кінці записки.

Кожний розділ пояснювальної записки, у якому приводяться розрахунки, слід оформлювати у такому порядку:

- номер і найменування розділу;
- задача розрахунку;
- вихідні дані;
- розрахункова схема;

- розрахунок;
- ескізи елементів із зазначеними розмірами, що отримано в результаті виконаних розрахунків;
- висновок по розділу.

Розділи повинні мати порядкові номери в межах усієї записки, позначені арабськими цифрами без крапки та записані з абзацу. Номер підрозділу складається з номерів розділу і підрозділу, розділених крапкою. Підрозділи, можуть складатися з одного або декількох пунктів. Наприкінці номера підрозділу і пункту крапка не ставиться.

Всі технічні рішення, які приймаються студентом в процесі роботи (вибір матеріалу деталей, його термообробки, допустимих розрахункових напружень, конфігурації деталей, електродвигунів, муфт і т.п.), повинні бути обґрунтовані в тексті записки.

Кількість ілюстрацій повинна бути достатньою для пояснення приведеного тексту. Ілюстрації можуть бути розташовані як по тексту документа (можливо ближче до відповідних частин тексту), так і наприкінці його. Ілюстрації повинні бути виконані відповідно до вимог стандартів ЄСКД і СПДС.

Пояснювальна записка з дисципліни „Інженерна механіка (Деталі машин)“ повинна, як правило, включати в себе наступні ілюстрації:

- кінематичну схему привода;
- ескіз вибраного електродвигуна;
- кінематичну схему приводу з чисельними значеннями силових та кінематичних параметрів на його кожному валу;
- розрахункову схему передачі, що розраховується (зубчастої, черв'ячної, пасової, ланцюгової, тощо);
- ескіз елементів передач, що розраховані у відповідному розділі (зубчатих коліс, черв'яка, черв'ячного колеса, шківів пасової, зірочки ланцюгової передачі);
- ескізне компонування редуктора;
- просторову схему привода з векторами сил, що діють в передачах;

- розрахункові схеми валів з епюрами напружень від дії силових факторів (згинаючих та обертаючих моментів);
- розрахункову схему вала для підбору підшипників;
- схему системи змащування редуктора;
- розрахункову схему шпонкового з'єднання;
- схему до розрахунку елементів муфти (при наявності розрахунку).

Таблиці застосовують для кращої наочності і зручності порівняння показників. Назва таблиці, при її наявності, повинна відбивати зміст таблиці, бути точною, стислою. Назву слід поміщати над таблицею.

При переносі частини таблиці на ту ж або інші сторінки назву поміщають тільки над першою частиною таблиці.

2 Оформлення рисунків. Розміщують рисунки в тексті або в додатках. В тексті рисунки розміщують симетрично до тексту після першого посилання на нього або на наступній сторінці, якщо на даній він не уміщується без повороту. На всі рисунки мають бути посилання за формою: “ ... на рисунку 3.5”, або в дужках по тексту (рисунок 3.6). Посилання на раніше наведений рисунок дають зі скороченням (див. рис. 1.4).

Кожен рисунок повинен мати номер і підпис, розташовані під рисунком по центру. Крапку в кінці не ставлять, знак переносу не використовують. Якщо найменування рисунка довге, то його продовжують у наступному рядку, починаючи від найменування. Між рисунком і текстом пропускають один рядок. Нумерують рисунки в межах розділів або в межах всього документа.

3 Оформлення таблиць. Таблицю розміщують симетрично до тексту після першого посилання на даній сторінці або на наступній, якщо на даній вона не уміщується і таким чином, щоб зручно було її розглядати без повороту або з поворотом на кут 90°. Таблиці у тексті пояснювальної записки набираються основним шрифтом, в деяких випадках розмір шрифту може бути зменшений до 10-12 пт. Підписи таблиць розташовуються над таблицею з вказанням її номеру і назви, вирівнявши по лівому краю таблиці.

4 Оформлення формул. Між формулою і текстом пропускають один рядок. Кожну формулу записують з нового рядка, симетрично до тексту, курсивом.

Умовні літерні позначення в формулі наводять в тексті або зразу ж під формулою. Для цього після формули ставлять кому і записують пояснення до кожного символу з нового рядка в тій послідовності, в якій вони наведені у формулі, розділяючи крапкою з комою. Перший рядок повинен починатися з абзацу з слова “де” і без будь-якого знака після нього.

Всі формули нумерують в межах розділу арабськими числами. Номер вказують в круглих дужках з правої сторони, в кінці рядка, на рівні закінчення формули. Номер формули складається з номера розділу і порядкового номера формули в розділі, розділених крапкою. Дозволяється виконувати нумерацію в межах всього документа.

5 Оформлення додатків. Кожен додаток необхідно починати з нової сторінки, вказуючи зверху посередині рядка слово “Додаток” і через пропуск – його позначення. Додатки позначають послідовно великими українськими буквами, за винятком букв Г, Є, З, І, Ї, Й, О, Ч, Ь, наприклад, Додаток А, Додаток Б і т.д. Якщо додатків більше ніж букв, то продовжують позначати арабськими цифрами. Дозволяється позначати додатки латинськими буквами, за винятком букв *I* і *O*.

Кожен додаток повинен мати тематичний (змістовний) заголовок, який записують посередині рядка малими літерами.

Сторінки додатків нумеруються, продовжуючи загальну нумерацію у пояснювальній записці. Всі додатки включають у зміст, вказуючи номер, заголовок і сторінки, з яких вони починаються.

7 Оформлення списку літератури. Список містить перелік літературних джерел, на які повинні бути обов’язкові посилання в тексті пояснювальної записки. Література (книги, статті, патенти, журнали) в загальний список записується в порядку посилання на неї в тексті. В даному переліку дається

оформлений відповідно до вимог ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 «Бібліографічний запис. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання», перелік літературних джерел, які було використано в процесі виконання розрахунків, і на яку є посилання в тексті пояснювальної записки. Кожне джерело повинно бути вказано разом з видавництвом, роком видання, кількістю сторінок. Літературу записують мовою оригіналу. В списку кожне джерело записують з абзацу, нумерують арабськими цифрами, починаючи з одиниці.

Якщо у списку використаних джерел є посилання на Інтернет-сторінки, слід наводити і їх.

Пояснювальна записка обов'язково повинна завершуватися загальними висновками.

7 Висновки по розрахунку

При формулюванні загальних висновків по даному розрахунку потрібно коротко і чітко констатувати виконання всіх етапів розрахунку з зазначенням основних його результатів (наприклад, значення загального ККД, який двигун вибрано – його марка, передаточні відношення по ступінях – їх значення, тощо).

Контрольні запитання

1 Правила оформлення основної частини пояснювальної записки.

2 У якому порядку слід оформлювати кожний розділ пояснювальної записки?

3 Вимоги до способів виконання тексту пояснювальної записки.

4 Правила оформлення скорочення слів або найменувань у пояснювальній записці.

5 Правила нумерації та оформлення рисунків.

6 Правила нумерації та оформлення таблиць.

7 Правила нумерації та оформлення формул.

8 Правила нумерації та оформлення додатків.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1 Конспект лекцій з інженерної механіки (Деталі машин) для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» спеціальності 122 «Комп'ютерні науки» / О.О. Дереза. – Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2019. – 70 с.

2 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978– 966– 2007– 28– 2.

3 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд. стер. - Электрон. текстов. дан. – М. : Издательский центр «Академия», 2008. – 1 файл ; 496 с.

4 Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст]: підручник / В.Т. Павлице. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.

5 Зубчатые передачи [Текст]: справочник / ред. Е.Г. Гинзбург. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1980. - 415 с.

6 Кудрявцев Е.В. КОМПАС-3D. Моделирование, проектирование и расчет механических систем [Электронный ресурс] / Е. В. Кудрявцев. - Электрон. текстовые дан. - М.: ДМК Пресс, 2008. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 400 с.

7 Проців В.В. Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС [Текст] : навч. посібник / В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб. – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 178 с. іл.

8 ГОСТ 7.1-84. Библиографическое описание документа. Общие требования и правила составления. – Взамен ГОСТ 7.1- 76; Введ. 01.01.86. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 70 с.

9 Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): Навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: Х-Terra, 2019. – 159 с.

10 Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): Навчально-методичний посібник /

С.М. Коломієць, О.О. Дереза, Ю.О. Дмитрієв.- Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2020.- 222 с.

11 Иванов, М. Н. Детали машин [Текст] : учеб. для вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. - 7-е изд., перераб. и доп. - М. : Высшая школа, 2002. - 408 с.

12 Иванов, М. Н. Детали машин [Текст] : учебник для студентов высш. техн. учеб. заведений / М. Н. Иванов. - 5-е изд., перераб. - М. : Высшая школа, 1991. - 383 с.

13 Малащенко, В. О. Деталі машин. Курсове проектування [Текст] : навч. посібник / В. О. Малащенко, В. В. Янків. - 3-тє вид., стер. - Львів : Новий Світ - 2000, 2007/

14 Мархель, І. І. Деталі машин [Текст]: навч. посібник : рекомендовано МОН України / І.І. Мархель. - К. : Алерта, 2005. - 368 с.

15 ГОСТ 2.105–95. Общие требования к текстовым документам. – Введ.07.01.97. – Минск.: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1996. – 36 с.

16 Навчально-інформаційний портал ТДАТУ
<http://op.tsatu.edu.ua>

Навчальне видання

**О.О. Дереза, О.М. Леженкін, О.О. Вершков,
Є.А. Гавриленко, А.О. Смєлов, Ю.О. Дмітрієв**

ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА (ДЕТАЛІ МАШИН)

Посібник-практикум

Частина 1

для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр»
зі спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування»,
208 «Агроінженерія»

Надруковано з оригіналів макетів замовника
Підписано до друку 22.12.2020 р. формат 60x84 1/16
Папір офсетний. Наклад 50 примірників
Замовлення № 422

ПП Верескун В.М.
Видавничо-поліграфічний центр «Люкс»
М. Мелітополь, вул. М.Грушевського, 10 тел. (0619) 44-45-11

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виробників
і розповсюджувачів видавничої продукції
від 11.06.2002 р. серія ДК № 1125

