

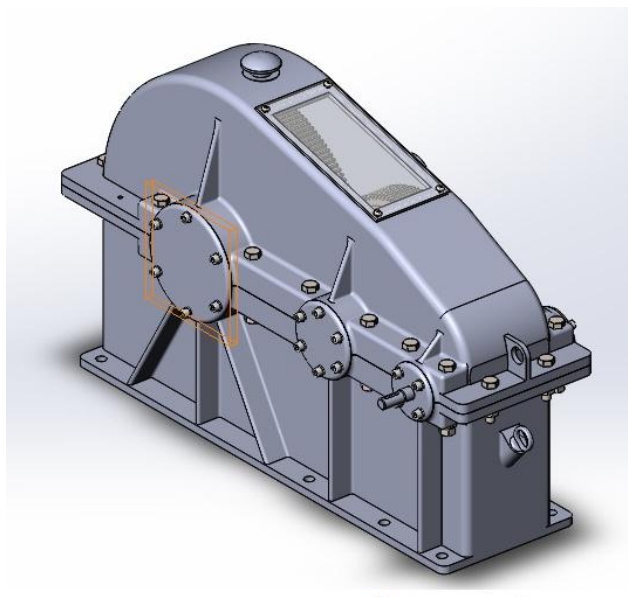
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 3

Вивчення конструкції зубчастого циліндричного редуктора і
визначення його основних параметрів.



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 3

Вивчення конструкції зубчастого циліндричного редуктора і визначення його
основних параметрів

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

Затверджено на засіданні кафедри

„Деталі машин та прикладна механіка”

Протокол № 8 від 5. 03. 2020 р.

Кропивницький 2020

Методичні вказівки по деталях машин з лабораторної роботи № 3

Вивчення конструкції зубчастого циліндричного редуктора і визначення його основних параметрів для студентів механічних

/Укладач

доц. Невдаха Юрій Андрійович

Відповідальний за випуск

Невдаха Ю.А. к.т.н., доц.

Рецензент

Філімоніхін Г.Б. д.т.н., проф.

1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.

1.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Зубчасті передачі є найрозповсюдженішими механічними передачами у сучасному машино– та приладобудуванні. Вони застосовуються як у механізмах найточніших приладів, де розміри коліс вимірюються кількома міліметрами, так і в найпотужніших машинах із розмірами коліс до 10м. Зубчасті передачі здатні працювати в різноманітних умовах із коловими швидкостями від зовсім малих до 150 м/с і більше.

Зубчаста передача складається з двох коліс, на ободі яких розміщені зубці. Зубці цих коліс входять у зачеплення між собою і завдяки їхній взаємодії забезпечують передачу обертового руху від одного колеса до другого. Менше з двох спряжених коліс називають шестірнею, більше – колесом; термін «зубчасте колесо» належить до обох коліс передачі.

У більшості випадків зубчаста передача призначена для передавання обертового руху, але її можна використовувати і як передачу для перетворення обертового руху в поступальний (передача зубчасте колесо – рейка).

Зубчасті передачі можуть використовуватись для передавання обертового руху між довільно розміщеними у просторі валами, мають високий ККД ($\eta = 0,94...0,99$), можуть легко та зручно компонуватись у окремі агрегати для серійного виробництва (редуктори), забезпечують достатній діапазон передаточних чисел ($u \leq 20$).

У порівнянні з іншими механічними передачами **зубчасті передачі мають такі переваги**: сталість передаточного числа; високу надійність та довговічність роботи; великий діапазон навантажень та компактність конструкції; незначні навантаження на вали передачі та їхні опори.

До недоліків зубчастих передач належать такі: відносно високі вимоги до точності виготовлення та монтажу; шум при роботі з високими швидкостями; потреба у постійному змащуванні; неможливість безступеневої зміни передаточного числа.

1.2. Основні параметри евольвентного зачеплення.

Основною кінематичною умовою для профілів зубців зубчастих коліс є умова сталості передаточного числа. Цій умові задовольняють багато кривих, за допомогою яких можуть бути окреслені профілі зубців. Однак профілі зубців повинні бути такими, щоб сприяти нескладному виготовленню зубчастих коліс із різним числом зубців та забезпечувати високій ККД передачі, достатню міцність зубців тощо. Цим вимогам найбільше відповідає евольвентне зачеплення, і тому його широко застосовують у зубчастих передачах загального машинобудування.

Зубці з евольвентним профілем можуть бути нарізані на зубчастих колесах як зовнішнього, так і внутрішнього зачеплення.

На рис. 1.1 показане зачеплення зубців з евольвентним профілем двох зубчастих коліс. При перекочуванні прямої NN без ковзання по колу діаметром d_{b1} точка P , що належить прямій NN , описує евольвенту, яка є профілем зубця колеса 1, а при перекочуванні прямої NN по колу діаметром d_{b2} точка P описує евольвенту, яка є профілем зубця колеса 2. Пряма NN називається відтворюючою, а кола діаметром d_{b1} та d_{b2} називаються основними. Точка P перетину спільної відтворюючої прямої NN із лінією центрів O_1O_2 зубчастих коліс називається полюсом зачеплення. Пряма NN є спільною нормаллю у точці P до евольвент, що описують профілі зубців коліс 1 і 2, а відрізки AP і BP є відповідними радіусами кривини профілів зубців у точці P їхнього дотикання. При обертанні зубчастих коліс точка дотикання профілів зубців постійно знаходиться на лінії NN , тобто спільна нормаль до профілів зубців займає постійне положення.



Співвісна циліндрична поверхня зубчастого колеса, яка є базою для визначення розмірів елементів зубців, називається ділильною поверхнею (ділить зубець на дві частини – головку та ніжку).

Концентричне коло, що лежить у торцевому перерізі колеса і належить ділильній поверхні, називається ділильним колом. Діаметри ділильних кіл позначають d_1 і d_2 і називають ділильними діаметрами зубчастих коліс.

За висотою зубці обмежені поверхнею вершин зубців та поверхнею впадин. Концентричне коло, що належить поверхні вершин, називається колом вершин зубців, а концентричне коло, що належить поверхні впадин, називається колом впадин. Діаметри кіл вершин зубців позначаються d_{a1} і d_{a2} (відповідно для шестірні та колеса на рис. 1.1) і називаються діаметрами вершин зубців. Відповідно діаметри кіл впадин позначаються d_{f1} і d_{f2} і називаються діаметрами впадин.

Відстань між одноіменними профілями двох сусідніх зубців по дузі концентричного кола зубчастого колеса називається коловим кроком зубців і позначається P_t (рис. 1.2 і 1.2, а). Розрізняють ділильний, початковий та інші колові кроки зубців, що відповідають ділильному, початковому та іншим концентричним колам зубчастого колеса. Для косих та криволінійних зубців (рис. 1.2, б, в), крім колового кроку P_t , розрізняють нормальний крок зубців P_n , який є найкоротшою відстанню по ділильному або однотипному співвісному колу зубчастого колеса між одноіменними профілями двох сусідніх зубців, а також осьовий крок зубців P_x .

Центральний кут концентричного кола зубчастого колеса, який дорівнює $2\pi/z$, де z – число зубців зубчастого колеса, називається кутовим кроком зубців і позначається τ .

Гострий кут між лінією зубця та лінією перетину співвісної поверхні, якій належить ця лінія зубця, з площиною, що проходить через вісь зубчастого колеса, називається кутом нахилу лінії зубця, або кутом нахилу зубця. Кут нахилу зубця позначається β (рис. 1.2, б, в).

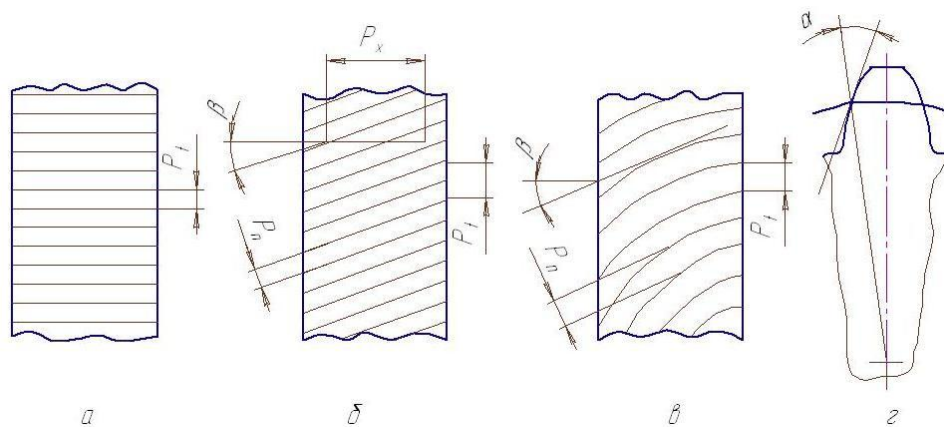


Рисунок 1.2 Форма та розміщення зубців зубчастих коліс

Із рис. 1.2,б маємо зв'язок між P_n та P_t і P_x

$$P_n = P_t \cdot \cos \beta; \quad P_x = P_n / \sin \beta. \quad (1.2)$$

Кут повороту зубчастого колеса від моменту входу зубця в зачеплення до моменту виходу його із зачеплення називається кутом перекриття і позначається ϕ_γ .

Відношення кута перекриття зубчастого колеса передачі до його кутового кроку називається коефіцієнтом перекриття і позначається ε_γ :

$$\varepsilon_\gamma = \varphi_\gamma / \tau, \quad (1.3)$$

Коефіцієнт перекриття визначає середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні. Якщо $\varepsilon_\gamma = 1,6$, то це означає, що 0,4 періоду зачеплення одного зубця у зачепленні знаходиться одна пара зубців, а 0,6 періоду зачеплення того самого зубця у зачепленні знаходяться дві пари зубців.

Із збільшенням коефіцієнта перекриття підвищуються плавність роботи та несуча здатність передачі, зменшуються динамічні навантаження та шум передачі. Тому у швидкохідних та високонавантажених передачах замість прямозубих використовують косозубі, шевронні колеса або колеса з криволінійними зубцями, які забезпечують більші коефіцієнти перекриття.

Коефіцієнт перекриття завжди повинен бути більшим за одиницю, у противному разі при роботі зубчастої передачі можуть виникнути моменти, коли у зачепленні не буде знаходитися жодна пара зубців і передача буде працювати з ударами.

Лінійна величина, що в π раз менша за коловий крок зубців, називається коловим модулем зубців m_t , а лінійна величина, що в π раз менша за нормальний крок зубців, називається нормальним модулем зубців m_n :

$$m_t = P_t / \pi; \quad m_n = P_n / \pi. \quad (1.4)$$

На основі формул (1.2) та (1.4) маємо співвідношення :

$$\text{– для косих та криволінійних зубців} \quad m_n = m_t \cdot \cos \beta, \quad (1.5)$$

$$\text{– для прямих зубців} \quad m_n = m_t = m.$$

Модулі зубців стандартизовані (у прямозубих колесах колові $m_t = m$, а в косозубих нормальні m_n). В ДСТУ 9563–80 наведено значення модулів, починаючи від 0,05 до 100 мм. Стандартні модулі від 1 до 18 мм такі:

1–й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
2–й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,9	11	14	18	

Модуль зубців є основною характеристикою розмірів вінців зубчастих коліс. Надалі стандартний модуль зубців прямозубих коліс, будемо позначати m (без індекса), а при визначенні розмірів косозубих коліс будемо використовувати стандартний нормальний модуль m_n .

Довжина ділительного кола зубчастого колеса

$$\pi d = z P_t = z P_n / \cos \beta.$$

Із записаного співвідношення визначається ділительний діаметр косозубого колеса

$$d = m_n \cdot z / \cos \beta. \quad (1.6)$$

Для прямозубого зубчастого колеса при $\beta = 0$ відповідно маємо

$$d = m \cdot z. \quad (1.7)$$

До параметрів евольвентного зачеплення належить також кут профілю зубця. Гострий кут у поперечному перерізі зубця між дотичною до профілю зубця у даній точці та лінією, яка проходить через цю точку і центр колеса, називається кутом профілю зубця (рис. 1.2, г). Розрізняють ділительний α , початковий α_w та інші кути профілю зубця, які відповідають точкам на ділительній, початковій та інших співвісних циліндричних поверхнях. У разі збігання початкових та ділительних коліс початковий кут профілю зубця α_w дорівнює куту зачеплення α_{tw} .

Не можна змішувати поняття початкового та ділительного кіл зубчастих коліс. Ділительне коло – постійна геометрична фігура даного зубчастого колеса, діаметр якого залежить тільки від модуля та числа зубців. Початкове коло – поняття кінематичне і у окремо взятого колеса такого кола не має. Про початкові кола говорять, коли розглядають колеса, що знаходяться у зачепленні. Як зазначалось вище, ці кола стикаються у полюсі зачеплення і при обертанні зубчастих коліс перекочуються одне по другому без ковзання.

Якщо міжосьова відстань зубчастої передачі

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = m_n \cdot (z_1 + z_2)/(2 \cos \beta), \quad (1.8)$$

то ділильні і початкові кола зубчастих коліс збігаються. При зміні міжосьової відстані a_w передачі діаметри ділильних кіл не змінюються, а діаметри початкових кіл змінюються пропорційно зміні a_w . Тоді

$$d_{w1} = 2a_w / (u + 1); \quad d_{w2} = 2a_w \cdot u / (u + 1), \quad (1.9)$$

де u – передаточне число зубчастої передачі. Його також визначають і як відношення чисел зубців зубчастих коліс:

$$u = z_2 / z_1. \quad (1.10)$$

1.3. Початковий контур зубчастих коліс.

При безмежно великому діаметрі основного кола зубчасте колесо перетворюється у зубчасту рейку, а евольвентний профіль зубця – у прямолінійний, надзвичайно зручний для виготовлення та контролю розмірів. Можливість зачеплення евольвентного зубчастого колеса із зубчастою рейкою має важливе практичне значення, що дозволяє виготовляти зуборізний інструмент у вигляді рейки із зубцями прямолінійного профілю.

Профілювання зубців евольвентного профілю та інструменту для їх нарізування здійснюється відповідно до початкового контуру, тобто до контуру зубців номінальної початкової рейки у перерізі площиною, перпендикулярною до її ділильної площини та напрямку зубців.

Початковий контур стандартизований для циліндричних та конічних зубчастих коліс. Профіль зубців одного і другого контурів є прямолінійним на однаковій довжині по обидва боки від середньої лінії $a - a$, на якій товщина зубця та ширина впадини рівні між собою (рис. 1.3, а). Середня лінія рейки називається ділильною прямою.

Початковий контур характеризується кутом головного профілю α , коефіцієнтом висоти головки h_a^* , коефіцієнтом радіального зазора у парі початкових контурів c^* , коефіцієнтом висоти ніжки $h_f^* = h_a^* + c^*$, коефіцієнтом радіуса кривини перехідної кривої ρ_f^* .

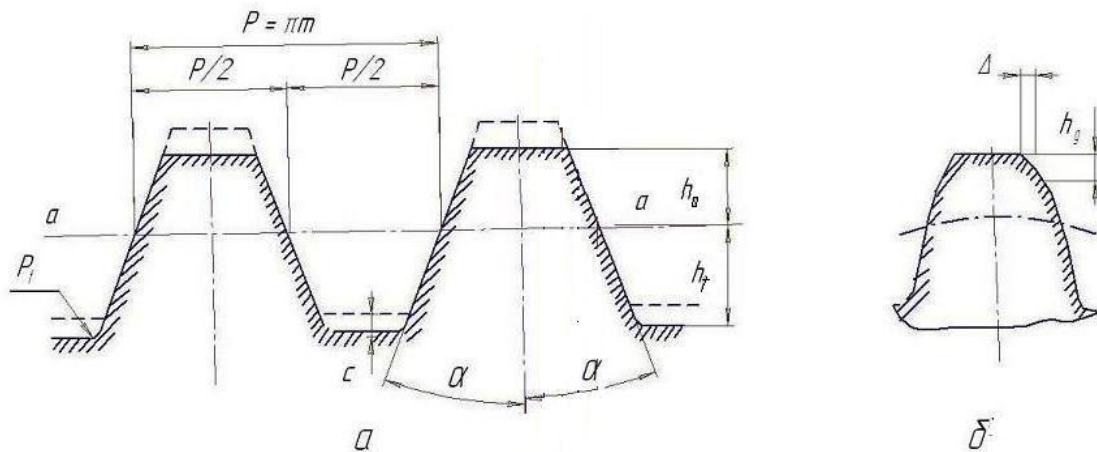


Рисунок 1.3 Початковий контур для евольвентних зубчастих коліс

Згідно з названими параметрами початкового контуру розміри зубців нормального евольвентного зачеплення визначають за формулами (рис. 1.3,а і 1.4): кут профілю зубців $\alpha = 20^\circ$;

$$\text{висота головки зубців} \quad h_a = h_a^* \cdot m \quad (1.11)$$

$$\text{висота ніжки зубців} \quad h_f = h_f^* \cdot m = (h_a^* + c^*) \cdot m; \quad (1.12)$$

$$\text{висота зубців} \quad h = h_f + h_a = (2h_a^* + c^*) \cdot m; \quad (1.13)$$

$$\text{радіальний зазор} \quad c = c^*/m; \quad (1.14)$$

$$\text{радіус кривини перехідної кривої} \quad \rho_f = \rho_f^* \cdot m. \quad (1.15)$$

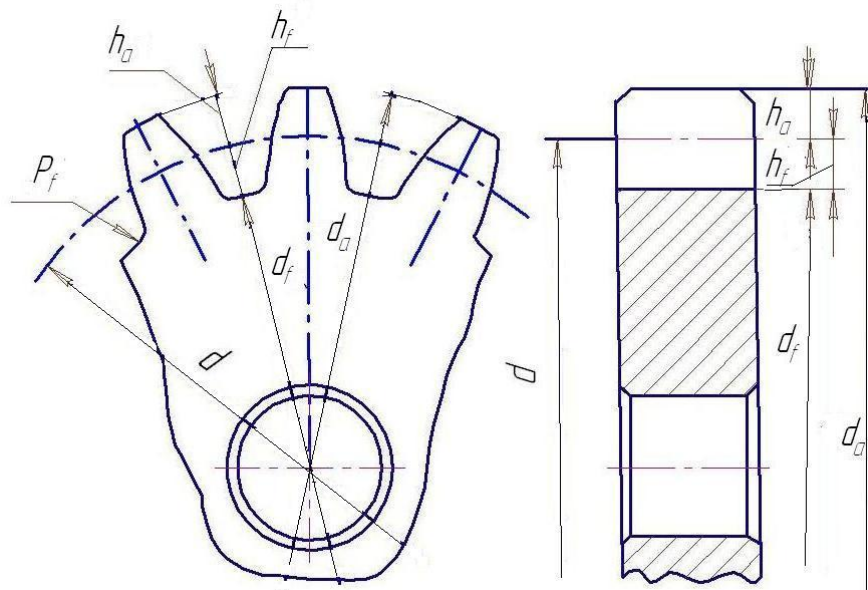


Рисунок 1.4 Розміри зубців евольвентного зубчастого колеса

Діаметр вершин зубців та діаметр впадин зубчастого колеса можна визначити за виразами:

$$d_a = d + 2h_a = m \cdot z + 2h_a^* \cdot m; \quad (1.16)$$

$$d_f = d - 2h_f = m \cdot z - 2h_f^* \cdot m = m \cdot z - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m. \quad (1.17)$$

З метою покращення роботи зубчастого зачеплення у важконавантажених та високошвидкісних циліндричних зубчастих передачах із зовнішнім зачепленням рекомендують застосовувати початковий контур із модифікацією профілю головки зубців (рис. 1.3, б), при цьому для $m \geq 1$ мм лінія модифікації пряма.

Параметри модифікації зубців визначають за такими залежностями:

$$h_g = h_g^* \cdot m; \quad \Delta = \Delta^* \cdot m. \quad (1.18)$$

Коефіцієнти висоти модифікації $h_g^* \leq 0.45$ та глибини модифікації $\Delta^* \leq 0.02$.

1.4. ПАРАМЕТРИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМО- ТА КОСОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ.

Параметри початкового контуру. Згідно з діючими стандартами параметри початкового контуру для циліндричних прямо- та косозубих передач регламентовані такими значеннями (для зубчастих коліс із модулем $m \geq 1$ мм): кут головного профілю $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнти – висоти головки зубця $h_a^* = 1$, радіального зазора $c^* = 0.25$, висоти ніжки зубця $h_f^* = h_a^* + c^* = 1.25$, радіуса кривини перехідної кривої $\rho_f^* = 0.38$.

Розміри зубців та вінців зубчастих коліс.

Основною відмінністю косозубих коліс у порівнянні з прямозубими є те, що у косозубих лінія зубців нахилена під деяким кутом β до твірної ділильного циліндра (рис. 1.5, а). Різновидністю косозубих коліс є шевронні зубчасті колеса (рис. 1.5, б). Шевронне зубчасте колесо складається як би з двох косозубих коліс, суміщених торцями так, щоб зубці мали протилежний нахил. Косозубі колеса використовують із кутом нахилу зубців $\beta = 8 \dots 20^\circ$, а у шевронних колесах беруть $\beta = 20 \dots 40^\circ$, кут нахилу зубців прямозубих коліс $\beta = 0$.

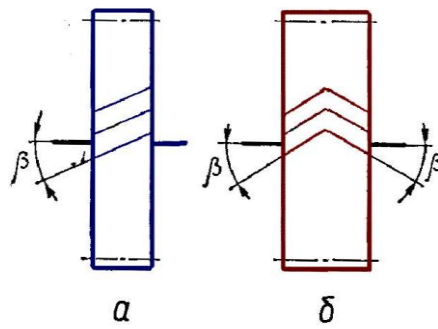


Рисунок 1.5 Розміщення зубців на косозубому та шевронному колесах

Зважаючи на те, що косозубі (шевронні) зубчасті колеса можуть нарізуватись таким самим стандартним інструментом, як і прямозубі, кут профілю зубців косозубих (шевронних) коліс у їх нормальному перерізі $\alpha_n = \alpha = 20^\circ$ (відповідно до початкового контуру).

За стандартний модуль зубців косозубих (шевронних) коліс беруть модуль m_n також у нормальному перерізі зубців. У прямозубих колесах нормальний та коловий модулі однакові: $m = m_n = m_t$.

Згідно зі значеннями параметрів стандартного початкового контуру розміри зубців циліндричних зубчастих коліс (рис. 1.6) визначають за формулами, наведеними у табл. 1.1.

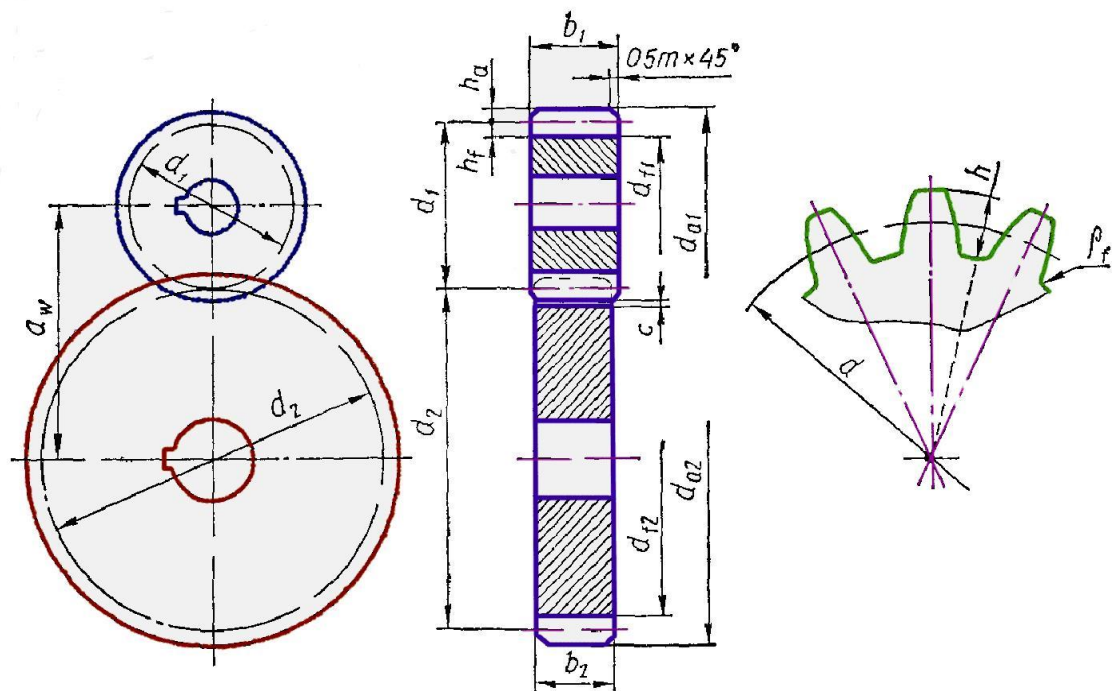


Рисунок 1.6 Параметри циліндричної зубчастої передачі.

Формули для розмірів вінців циліндричних зубчастих коліс із числами зубців z_1 і z_2 , що утворюють зубчасту передачу згідно з рис. 1.6, наведені у табл. 1.2.

Таблиця 1.1 Розміри елементів зубців циліндричних зубчатих коліс

Елементи зубця	Колесо	
	прямозубе	косозубе (шевронне)
Висота:		
Головки	$h_a = h_a^* \cdot m = m$	$h_a = h_a^* \cdot m_n = m_n$
Ніжки	$h_f = (h^* + c^*) \cdot m = 1,25m$	$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m_n = 1,25m_n$
Зубця	$h = h_a + h_f = 2,25m$	$h = h_a + h_f = 2,25m_n$
Радіальний зазор	$c = c^* \cdot m = 0,25m$	$c = c^* \cdot m_n = 0,25m_n$
Радіус кривини перехідної кривої	$p_f = p_f^* \cdot m = 0,38m$	$p_f = p_f^* \cdot m_n = 0,38m_n$

Таблиця 1.2. Розміри вінців пари циліндричних зубчастих коліс

Діаметр вінців	Передача	
	прямозуба	косозуба (шевронна)
Ділильні	$d_1 = m \cdot z_1;$ $d_2 = m \cdot z_2$	$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos\beta;$ $d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos\beta$
Вершин зубців	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m,$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m;$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m_n;$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m_n;$
Впадин	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,5m;$ $d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,5m$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,5m_n;$ $d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,5m_n$

Міжосьова відстань циліндричних зубчастих передач:

прямозубої $a_{\omega} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5m \cdot (z_1 + z_2);$ (1.19)

косозубої або (шевронної)

$$a_{\omega} = 0,5m_n \cdot (z_1 + z_2) / \cos \beta. \quad (1.20)$$

Враховуючи те, що передаточне число зубчастої передачі $u = z_2 / z_1$, ділильні діаметри зубчастих коліс (у некоригованих передачах початкові збігаються з ділильними) можуть бути виражені через міжосьову відстань:

$$d_1 = 2a_{\omega} / (u \pm 1); \quad d_2 = 2a_{\omega} \cdot u / (u \pm 1). \quad (1.21)$$

Тут знак плюс – для передачі зовнішнього зачеплення; знак мінус – для передачі внутрішнього зачеплення.

Ширину зубчастого вінця b_2 колеса (рис. 1.6) потрібно брати залежно від міжосьової відстані передачі

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega}, \quad (1.22)$$

де ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця, який беруть: $\psi_{ba} = 0,1...0,4$ – для прямозубих передач, $\psi_{ba} = 0,2...0,5$ – для косозубих та $\psi_{ba} = 0,4...0,8$ – для шевронних передач. Менші значення ψ_{ba} вживають при несиметричному або консольному розміщенні зубчастого колеса щодо опор вала, а також при твердості зубчастих коліс $H > 350$ НВ.

Граничні значення ψ_{ba} повинні бути такими, щоб виконувались умови: $\psi_{ba} = b_2 / d_1 = 0,5$ $\psi_{ba} (u + 1) \leq 1$ – для прямозубих передач, $\psi_{ba} \leq 1,5$ – для косозубих передач та $\psi_{ba} \leq 2,5$ – для шевронних зубчастих передач.

Ширину зубчастого вінця шестірні b_1 беруть на 2 – 5 мм більшою від ширини вінця колеса з метою забезпечення повноти контакту зубців по довжині їх при можливих похибках у монтажі валів передачі в осьовому напрямі.

1.5. Конструкції зубчастих коліс та їхнє виготовлення.

Конструкція зубчастих коліс залежить від їхніх розмірів, матеріалу, способу і технології виготовлення заготовки, експлуатаційних вимог. Якщо діаметр кола впадин мало відрізняється від діаметра вала, шестірню виготовляють із валом як одну деталь (рис. 1.7, а, б). Зубчасті колеса, що допускають посадку та закріплення на валу, як правило, виготовляють насадними. Це дає змогу підбирати різні найвигідніші матеріали і термообробку для вала і колеса, спрощує технологію виготовлення та дає можливість після спрацювання зубців колеса зробити його заміну, зберігаючи при цьому вал. Однак вали, виготовлені разом із зубчастими колесами, мають більшу жорсткість, що позитивно впливає на роботу зубчастої передачі.

Зубчасті колеса невеликого діаметра ($d \leq 200$ мм) можуть виготовлятися із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок у вигляді суцільного диска без маточини або з маточиною (рис. 1.7, в).

Колеса середніх діаметрів ($d \leq 600$ мм) виготовляють із заготовок куванням, штампуванням або литтям. У більшості випадків такі колеса мають дискову конструкцію (рис. 1.7, з, д).

Наближені розміри елементів цих коліс такі:

діаметр маточини $d_M = (1,8 \dots 2,0)d_0$;

довжина маточини $l_M = (1,0 \dots 1,2) B$;

товщина диска $\delta_D = (0,25 \dots 0,35) B$;

товщина обода $\delta_0 = (3 \dots 4) m$.

Для великогабаритних передач заготовки для зубчастих коліс виготовляють литтям (рис. 1.7, д) або зварюванням (рис. 1.7, е). При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса (рис. 1.7, є). У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

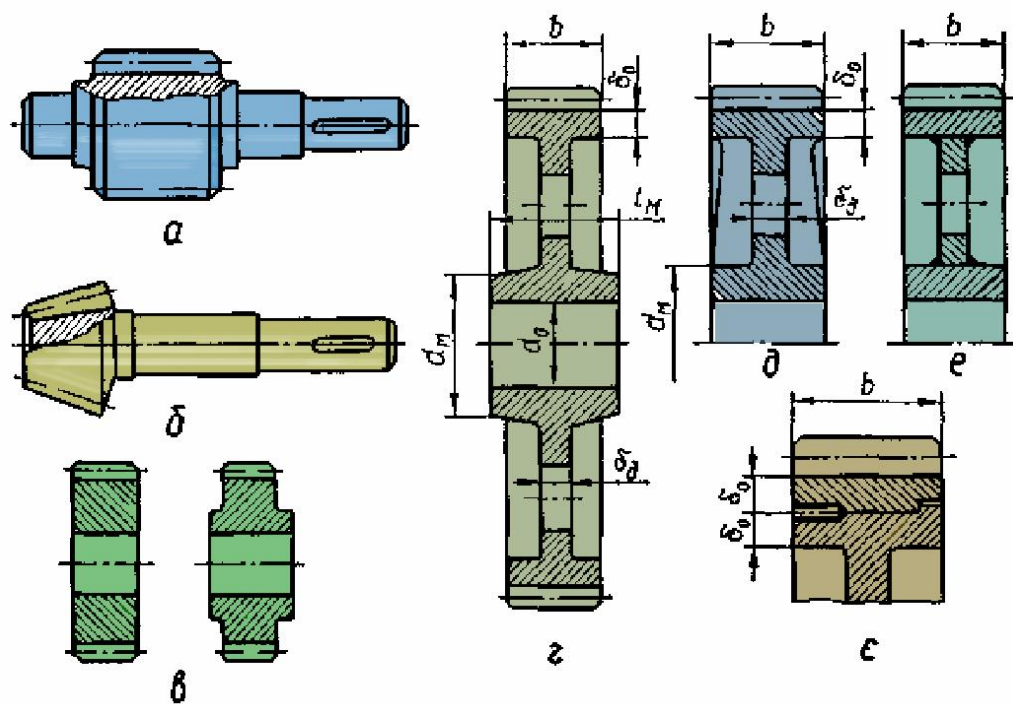


Рисунок 1.7 Конструкції зубчастих коліс

Для великогабаритних передач заготовки для зубчастих коліс виготовляють литтям (рис. 1.7,д) або зварюванням (рис. 1.7,е). При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса (рис. 1.7,е). У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

2. ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА.

Лабораторна робота № 3

Вивчення конструкції зубчастого циліндричного редуктора і визначення його основних параметрів.

Мета роботи - вивчення принципу роботи зубчастого циліндричного редуктора, визначити основні розміри і побудувати компоновочну схему.

2.1. Теоретична частина.

Редуктор виконується у вигляді окремого агрегату, який складається з одної, або декількох зубчастих передач, змонтованих в єдиному закритому корпусі і служить для передачі обертового руху з зменшенням кутової швидкості і збільшенням обертового моменту на вихідному валу.

В залежності від кінематичної схеми зубчасті редуктори можуть бути одно- і багатоступінчастими, простими і планетарними. По типу зубчастих передач вони діляться на циліндричні, конічні, черв'ячні, хвильові, спіроїдні і комбіновані: конічно-циліндричні; черв'ячно-циліндричні та інші.

2.2. Опис конструкції редуктора.

Робота виконується на базі двохступінчастого циліндричного редуктора, схема якого показана на рис 2.1.

Редуктор має корпус 4, кришку корпуса 3, косозубі зубчасті колісеса з числом зубців z_1 , z_2 , z_3 , z_4 , вала швидкохідний (ведучий) 3, проміжний і тихохідний (ведений) 12, які монтуються на підшипниках кочення 10 і закриваються кришками підшипників 8 (глухими) і 11 (наскрізні). Кришка з корпусом редуктора з'єднується болтами з гайками 7. Для огляду

зачеплення і заливки мастила передбачене вікно, яке закривається кришкою 1. В кришку 1 монтується віддушина 2, яка призначена для вирівнювання тиску в середині редуктора з тиском зовнішнього середовища. Рівень мастила в редукторі контролюється масловимірником 6. Відпрацьоване мастило зливають через різьбовий отвір, який закриває пробка 5.

2.3. Методика виконання роботи.

1. Розібрати редуктор по складальним одиницям.
2. Замірити висоту центрів Н над опорною поверхнею.
3. Відгвинтити болти, які кріплять кришки підшипників з корпусом.
4. Відгвинтити гайки болтів, які з'єднують кришку редуктора з корпусом 4 і зняти кришку редуктора.
5. Замірити міжосьові відстані a_{w1} і a_{w2} .
6. Замірити ширину зубчастих коліс B_2 і B_4 .
7. Вийняти з корпусу ведучий, проміжний і ведений вали та визначити тип і серію підшипників.
8. Ознайомитися з конструкцією редуктора і його деталей.
9. Замірити діаметр вершин зубців шестерень d_{a1} і d_{a2} .
10. Визначити основні параметри зубчастого зачеплення першої і другої передач по викладеній далі методиці.
11. По закінченню роботи скласти редуктор в зворотному порядку.

2.4. Визначення основних параметрів зубчастих зачеплень передач редуктора.

1. Підрахувати число зубців зубчастих коліс першої передачі z_1 і z_2 і

визначити передаточне число
$$u_1 = \frac{z_2}{z_1}.$$

2. Визначити ділительний діаметр шестерні

$$d_1 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{(1 + u_1)}.$$

3. Визначити нормальний модуль зубців

$$m_{n1} = \frac{d_{a1} - d_1}{2}.$$

4. Визначити висоту зуба зубчастих коліс

$$h_1 = 2,25m_{n1}$$

5. Визначити діаметр впадин шестерні

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_{n1}$$

6. Визначити ділительний діаметр d_2 , діаметр вершин зубців d_{a2} , діаметр впадин зубчатого колеса d_{f2} :

$$d_2 = d_1 \cdot u_1;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{n2};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n.$$

7. Визначити кут нахилу лінії зуба

$$\cos \beta_1 = \frac{m_{n1} \cdot z_1 (u_1 + 1)}{2a_{w1}}$$

8. Визначити коловий модуль

$$m_{t1} = \frac{m_{n1}}{\cos \beta_1}.$$

9. Визначити коефіцієнт ширини зубчастого колеса

$$\varphi_{a1} = \frac{b_2}{a_{w1}}.$$

10. Визначити коловий ділительний крок

$$P_{t1} = \frac{\pi \cdot d_1}{z_1}.$$

11. По вказаних формулах визначити основні параметри зубчатого зачеплення другої передачі.

12. Накреслити компоновочну схему зубчастого редуктора. Результати замірів і розрахунків занести в табл. 2.1

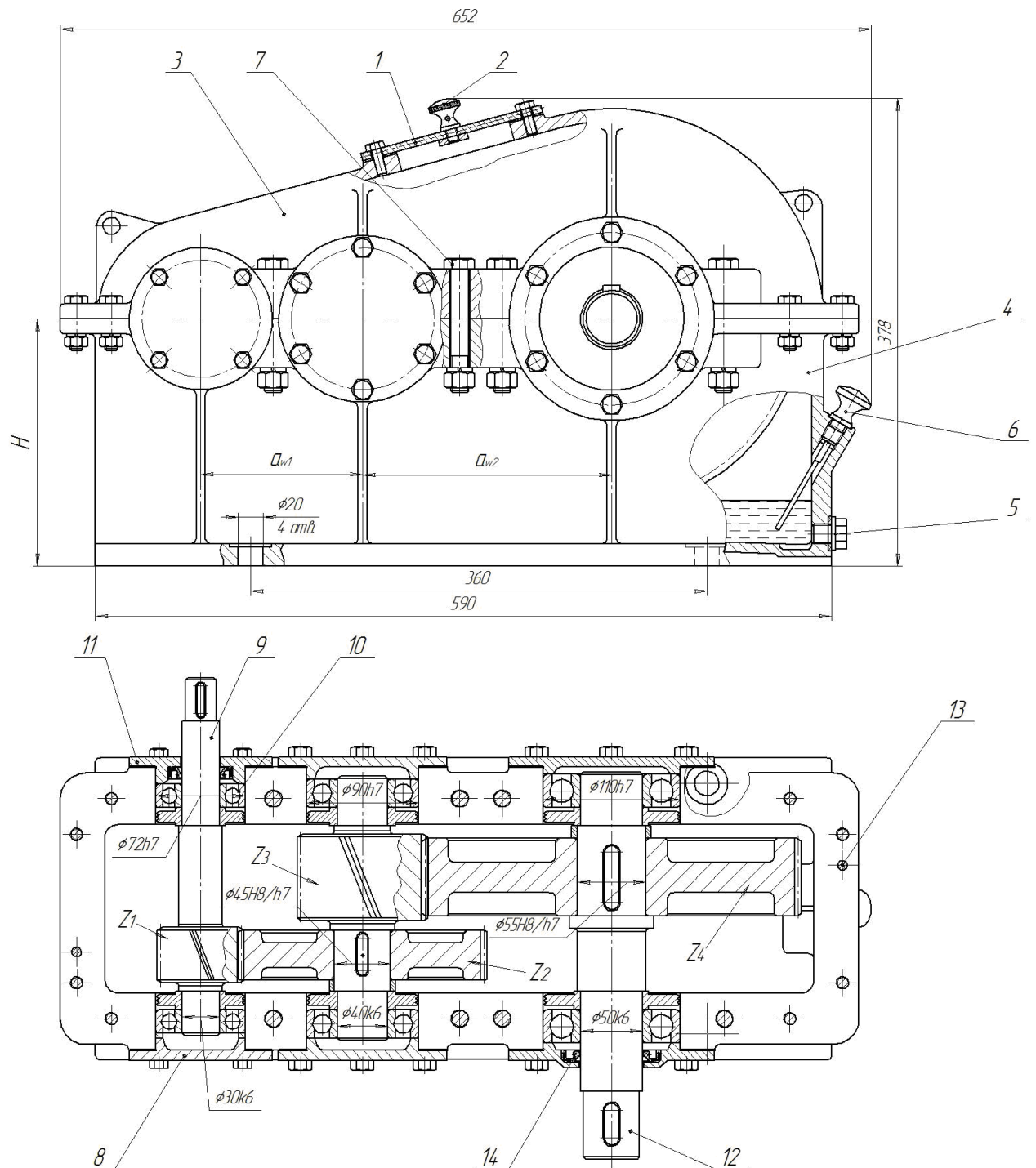


Рисунок 2.1 - Редуктор циліндричний двохступінчастий

Таблиця 2.1 Характеристика зачеплень

Параметри зачеплення		Позначення	Одиниця виміру
Міжосьова відстань	I ступені	$a_{w1} =$	
	II ступені	$a_{w2} =$	
Висота центрів валів над опорною поверхнею		$H =$	
Число зубців I ступені редуктора	шестерні	$Z_1 =$	
	колеса	$Z_2 =$	
Число зубців II ступені редуктора	шестерні	$Z_3 =$	
	колеса	$Z_4 =$	
Передаточне число	I ступені	$u_1 =$	
	II ступені	$u_2 =$	
Дільний діаметр I ступені редуктора	шестерні	$d_1 =$	
	колеса	$d_2 =$	
Дільний діаметр II ступені редуктора	шестерні	$d_3 =$	
	колеса	$d_4 =$	
Діаметр вершин зубців I ступені редуктора	шестерні	$d_{a1} =$	
	колеса	$d_{a2} =$	
Діаметр вершин зубців II ступені редуктора	шестерні	$d_{a3} =$	
	колеса	$d_{a4} =$	
Діаметр впадин I ступені редуктора	шестерні	$d_{f1} =$	
	колеса	$d_{f2} =$	
Діаметр впадин II ступені редуктора	шестерні	$d_{f3} =$	
	колеса	$d_{f4} =$	
Кут нахилу лінії зубців	I ступені	$\beta_1 =$	
	II ступені	$\beta_2 =$	
Коловий модуль	I ступені	$m_{t1} =$	
	II ступені	$m_{t2} =$	
Нормальний модуль	I ступені	$m_{n1} =$	
	II ступені	$m_{n2} =$	
Коловий дільний крок	I ступені	$P_{t1} =$	
	II ступені	$P_{t2} =$	

2.5. Висновки.

В висновках необхідно дати коротку характеристику редуктора, звернувши увагу на конструкцію корпусу, передач опорних вузлів, способах змащування.

2.6. Оформлення звіту.

Звіт про лабораторну роботу повинен мати тему, мету, компоновочну схему редуктора, ескізи шестерні тихохідної ступені і колеса швидкісної ступені, таблиці підрахунків і замірів, а також висновки.

2.7. Питання для самоконтролю.

1. Як визначити нормальний та торцевий модуль зачеплення?
2. Яка залежність між модулем і висотою зубця?
3. Як залежить ширина зубчастого колеса від міжосьової відстані, або ділительного діаметру шестерні?
4. Як визначити коловий ділительний крок зачеплення?

ЛІТЕРАТУРА

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

Зміст

1. Теоретична частина.....	4
1.1. Загальні відомості про зубчасті передачі.....	4
1.2. Основні параметри евольвентного зачеплення.....	5
1.3 Початковий контур зубчастих коліс.....	10
1.4 Параметри циліндричних прямо- та косозубих передач.....	12
1.5 конструкції зубчастих коліс та їхнє виготовлення.....	16
2. Практична частина. Лабораторна робота № 3 Вивчення конструкції зубчастого циліндричного.....	18
2.1. Теоретична частина.....	18
2.2. Опис конструкції редуктора.....	18
2.3. Методика виконання роботи.....	19
2.4. Визначення основних параметрів зубчастих зачеплень передач Редуктора.....	19
2.5. Висновки.....	23
2.6. Оформлення звіту.....	23
2.7. Питання для самоконтролю.....	23
Література.....	24

Методичні вказівки
з лабораторної роботи по деталях машин

Лабораторна робота № 3

Вивчення конструкції зубчастого циліндричного редуктора і
визначення його основних параметрів.

Укладач:

к.т.н., доц. Невдаха Ю.А.

Підписано до друку 5.03.2020 р.

Формат А4 Ум. друк. арк. Тираж прим. Зам. №

РВЛ ЦНТУ, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8.

тел. 597-541, 390-551, 559-245.