

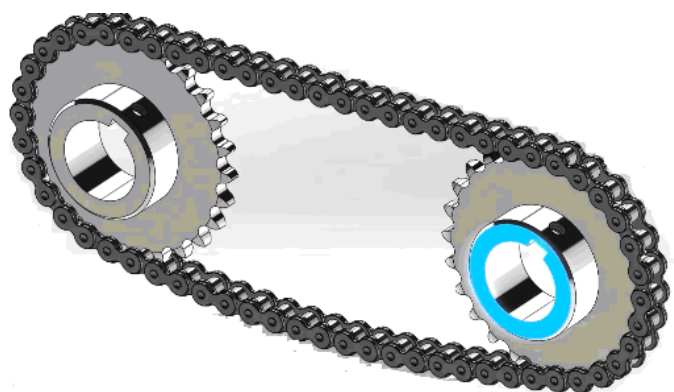
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра “Деталі машин та прикладна механіка”

Деталі машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
для самостійної роботи студентів

Застосування ПЕОМ
ДО РОЗРАХУНКУ ЧЕРВ'ЯЧНИХ
ТА ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ
для студентів механічних спеціальностей



Кропивницький 2019

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра “Деталі машин та прикладна механіка”

Деталі машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
для самостійної роботи студентів

Застосування ПЕОМ
ДО РОЗРАХУНКУ ЧЕРВ'ЯЧНИХ
ТА ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ
для студентів механічних спеціальностей

Затверджено на засіданні
кафедри ДМ та ПМ.
Протокол № 9 від 5.04.2019р.

Кропивницький
2019

Методичні вказівки з застосуванням ПЕОМ до розрахунків черв'ячних та ланцюгових передач для студентів механічних спеціальностей.

/ Укл.: д.т.к., проф. Філімоніхін Г.Б., к.т.н., доц. Невдаха Ю.А., к.т.н., доц. Невдаха А.Ю., к.т.н., доц. Пирогов В.В. Кропивницький; ЦНТУ, 2019 – 47 с.

Відповідальний за випуск

к.т.н., доц. Невдаха Ю.А.

Рецензент

д.т.н., проф. Філімоніхін Г.Б.

ЗМІСТ

Передмова.....	4
1. Черв'ячні передачі.....	5
1.1 Загальні відомості та класифікація черв'ячних передач.	5
1.2 Параметри черв'ячних передач.....	7
1.3 Кінематика і точність виготовлення черв'ячних передач.....	11
1.4 Матеріали і конструкції деталей черв'ячної передачі.....	13
1.5 Допустимі напруження у розрахунках черв'ячних передач.....	15
1.6 Навантаження на зубці черв'ячного колеса.....	16
2. Розрахунок черв'ячних передач.....	18
2.1 Проектний розрахунок.....	18
2.2 Перевірочні розрахунки.....	30
3 Ланцюгові передачі.....	33
3.1 Загальні відомості та класифікація ланцюгових передач.....	33
3.2 Деталі ланцюгових передач.....	35
3.3 Пристрої для регулювання натягу ланцюга	38
4 Розрахунок ланцюгових передач	39
4.1 Проектний розрахунок	39
4.2 Перевірочні розрахунки.....	43
Література.....	47

Передмова

Методичні вказівки призначені для самостійної роботи студентів механічних спеціальностей під час розв'язування задач курсу деталей машин та виконання курсових проектів.

В методичних вказівках наведені задачі які містять розрахунок черв'ячних передач з раціональним вибором матеріалу черв'яка та вінця черв'ячного колеса, визначення міжосьової відстані черв'ячної передачі, діаметрів черв'яка та черв'ячного колеса та їх модуля зачеплення, приведені робочі креслення різних конструкцій черв'ячних коліс та черв'яків для вибору оптимальних конструкцій при виконанні курсового проекту по деталях машин.

В другій частині методичних вказівок наведена задача розрахунку ланцюгових передач в якій визначається міжосьова відстань, крок ланцюга, діаметри ведучої та веденої зірочок, приведені робочі креслення різних конструкцій зірочок, виконані розрахунки навантажень на вали та їхні опори необхідних для подальшого вибору та розрахунку підшипників кочення.

Задачі розв'язуються із допомогою ПЕОМ із застосуванням прикладних програм MathCAD, версії 7 і вище. Переваги пакету полягають у тому, що у результаті розв'язання задачі деталей машин з'являється документ MathCAD, який є звітом з розв'язання задачі, містить формули, розрахункові данні, результати розрахунків тощо. Такий документ легко перевіряється навіть тим, хто немає навичок роботи на ПЕОМ. У разі наявності помилок, вони легко виправляються у вихідному документі.

Розв'язання технічних задач на ПЕОМ із застосуванням MathCAD, є загальним підходом кафедри ДМ та ПМ до організації навчального процесу (охоплені всі дисципліни кафедри, зокрема теоретична механіка, опорів матеріалів, ТММ тощо). Тому студенти механічних спеціальностей, починаючи вивчати курс деталей машин повинні вже мати відповідні навички користування програмою MathCAD.

1. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

1.1 Загальні відомості та класифікація черв'ячних передач

За допомогою черв'ячної передачі здійснюється передавання обертового руху між валами, осі яких мимобіжні в просторі і утворюють прямий кут. *Черв'ячна передача* (рис. 1.1) складається із черв'яка 1, що має форму гвинта, та черв'ячного колеса 2, яке нагадує зубчасте колесо з косими зубцями угнутої форми. Передавання обертового руху у черв'ячній передачі здійснюється за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як, а гайкою є колесо – сектор, вирізаний із довгої гайки і зігнутий по колу.

У більшості випадків ведучим є черв'як і передача працює на зменшення частоти обертання веденого вала, хоча можливе передавання обертового руху і від черв'ячного колеса до черв'яка.

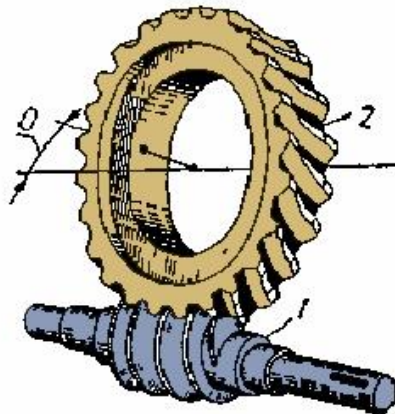


Рис.1.1 Деталі черв'ячної передачі

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. Тому через значні втрати потужності у зачепленні черв'ячні передачі застосовують для передавання малих та середніх (до 50 кВт) потужностей, хоча зустрічаються і передачі, які здатні передавати потужність до 200 кВт.

За допомогою черв'ячної передачі можна реалізувати велике передаточне число $u = 7 \dots 100$ і більше. Такі передачі як кінематичні, так і силові використовують у підйомно–транспортних машинах, різних металообробних верстатах, транспортних засобах тощо.

Порівняно з іншими механічними передачами черв'ячні передачі мають такі переваги:

- а) плавність та безшумність роботи при високих швидкостях;
- б) достатньо висока надійність та простота догляду в експлуатації;
- в) компактність, малі габаритні розміри при великому передаточному числі;
- г) можливість виконання передачі самогальмівною (неможлива передача обертового руху від черв'ячного колеса до черв'яка).

До недоліків черв'ячних передач належать:

- а) порівняно невисокий ККД, що не перевищує у деяких випадках 0,70–0,85;
- б) використання для черв'ячного колеса дорогих антифрикційних матеріалів;
- в) низька несуча здатність у порівнянні з зубчастими передачами.

Мале значення ККД черв'ячних передач не дозволяє використовувати їх для передавання великих навантажень, оскільки суттєві втрати потужності за рахунок тертя у зачепленні призводять до значного нагрівання передачі. Тому черв'ячні передачі краще застосовувати у приводах періодичної дії

Черв'ячні передачі і їхні елементи класифікують за такими ознаками:

- за формою початкової поверхні черв'яка – *циліндричні* чи *глобоїдні*;
- за формою профілю витків черв'яка у торцевій площині – *конволютні* (черв'як *ZN*), *евольвентні* (черв'як *ZI*), *архімедові* (черв'як *ZA*) та ін.;
- за розміщенням черв'яка щодо колеса – з *нижнім*, *верхнім* та *бічним* розміщенням черв'яка;
- за конструктивним оформленням – *відкриті* та *закриті*, що працюють у спеціальному корпусі.

На практиці більше застосовують черв'ячні циліндричні передачі з архімедовим черв'яком *ZA* як більш прості у виготовленні.

1.2 Параметри черв'ячної передачі

Циліндричні черв'яки. Черв'як – це циліндричне тіло на поверхні якого є витки за формою гвинтової лінії (рис.1.2). Якщо у торцевій площині витки черв'яка мають профіль архімедової спіралі, то такі черв'яки називають *архімедовими* (їх позначають ZA). В осьовому перерізі А – А (рис. 1.2, а) бічні поверхні витка черв'яка ZA окреслені прямими лініями з профільним кутом α .

Витки черв'яка у торцевій площині можуть мати профіль продовженої або скороченої евольвенти. Такі черв'яки називають *конволютними* (позначають ZN; різновидності ZN1, ZN2, ZN3). Черв'яки типу ZN (рис.1.2, б) мають прямолінійні профілі у їх нормальному перерізі В–В. Кут профілю витків у нормальному перерізі α_n .

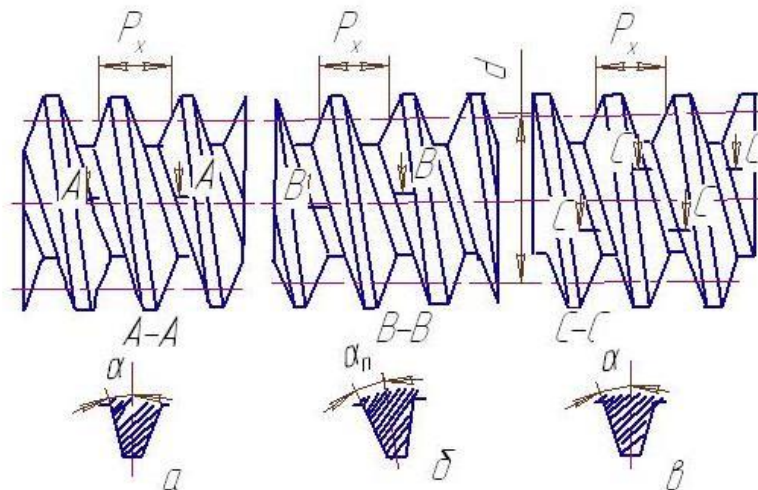


Рис.1.2 Типи циліндричних черв'яків

Якщо витки черв'яка у торцевій площині мають профіль нормальної евольвенти, то такі черв'яки називають *евольвентними* (позначають ZI). Евольвентні черв'яки мають прямолінійний профіль витків у перерізі площиною С–С (рис.1.2, в), паралельною осьовій, але зміщеною на радіус основного циліндра черв'яка. Важлива перевага евольвентних черв'яків – можливість шліфування їхніх робочих поверхонь плоским боком шліфувального круга.

Витки архімедових та конволютних черв'яків шліфують конічними шліфувальними кругами. Черв'як при цьому стає близьким до архімедового або конволютного, але поверхня витків дещо відрізняється від лінійчатої.

Черв'яки можуть виготовлятися із одним або кількома витками. Стандартом на силові черв'ячні передачі передбачається застосування черв'яків із *числом витків* $z_1 = 1; 2; 4$.

Відстань між відповідними бічними сторонами двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка (рис. 1.2), називається *осьовим кроком витків* і позначається P_x . Така ж відстань між суміжними профілями одного і того ж витка називається *ходом гвинтової лінії витка* P_z . Якщо $z_1 = 1$, то $P_z = P_x$, а в інших випадках $P_z = z_1 P_x$.

Відношення $P_x / \pi = m$ називається *модулем*. Для черв'яка він є осьовим, а для колеса – коловим. Стандартні значення модулів m мм, вибираються з стандартного ряду.

Черв'ячні колеса нарізають черв'ячними фрезами, які є аналогами черв'яка. Щоб зменшити номенклатуру черв'ячних фрез, введено поняття *коефіцієнта діаметра черв'яка* $q = d_1 / m$, де d_1 – ділильний діаметр черв'яка. Стандартні значення q і відповідні їм модулі наведені в таблицях.

Із урахуванням стандартного значення q ділильний діаметр черв'яка (рис. 1.2) визначають за формулою

$$d_1 = qm \quad (1.1)$$

Ділильний кут підйому u витка черв'яка (рис.1.3, а) може бути встановленим шляхом розгортки витка на площину. Тому можна записати

$$\operatorname{tg} \gamma = P_x / (\pi d_1) = z_1 \cdot \pi \cdot m / (\pi \cdot m \cdot q) = z_1 / q \quad (1.2)$$

Розміри елементів витків черв'яка при модулі $1 \leq m \leq 25$ мм визначаються параметрами початкового черв'яка за ДСТУ 19036–81, які мають такі значення: кут профілю витків $\alpha = 20^\circ$ (для черв'яків ZA – в осьовому перерізі; для черв'яків ZN та ZI – у нормальному до витків перерізі); коефіцієнт висоти головки витка $h_a^* = 1$; коефіцієнт радіального зазора $c^* = 0,2$; коефіцієнт висоти ніжки витка $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,2$; коефіцієнт радіуса кривини перехідної кривої витка $\rho_f^* = 0,3$; коефіцієнт розрахункової товщини витка $s^* = 0,5$ л.

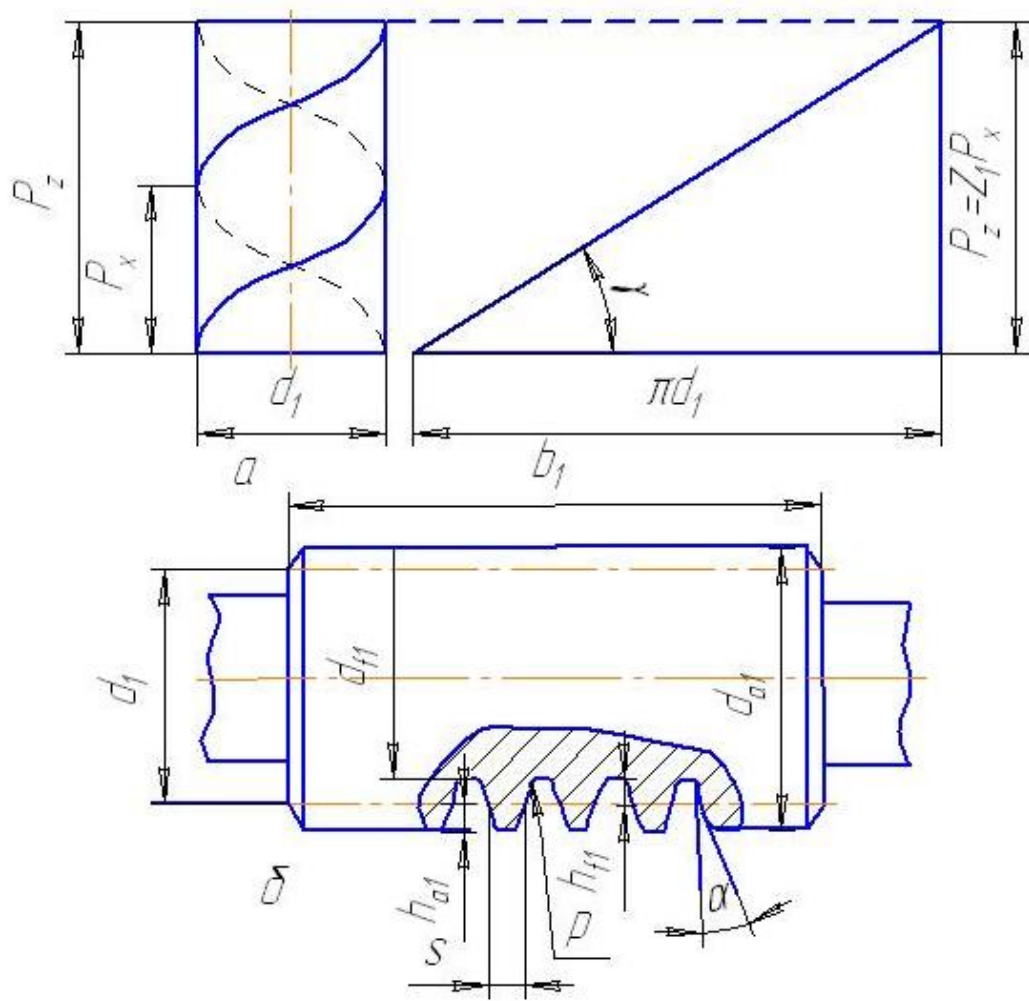


Рис. 1.3 Параметри черв'яка

Згідно з параметрами стандартного початкового черв'яка розміри елементів витків (рис. 1.3, б) визначають за формулами:

висота головки витка

$$h_{a1} = h_a^* \cdot m = m;$$

висота ніжки витка

$$h_{f1} = h_f^* m = 1,2m;$$

радіус кривини перехідної кривої витка

$$\rho_f = \rho_f^* \cdot m = 0,3m;$$

розрахункова товщина витка

$$s = s^* m = 0,5\pi m.$$

Інші розміри вінця черв'яка:

діаметр вершин витків

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m; \quad (1.3)$$

діаметр впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad (1.4)$$

довжина нарізуваної частини черв'яка (ГОСТ 19650—74)

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m \quad \text{при } z_1 = 1 \text{ або } 2; \quad (1.5)$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m \quad \text{при } z_1 = 14. \quad (1.6)$$

Тут z_2 — число зубців черв'ячного колеса. Формули для визначення b_1 записані для випадку, коли коефіцієнти зміщення $x = 0$. Для черв'яків, робочі поверхні яких шліфують, знайдене за формулами (28.5) та (28.6) значення b_1 треба збільшити на 25 мм при $m < 10$ мм і на (35...40) мм при $m = (10...16)$ мм.

Черв'ячні колеса. Особливістю геометрії черв'ячного колеса є те, що бічні поверхні його зубців утворюються інструментом (черв'ячною фрезою), різальні кромки якого у верстатному зачепленні відтворюють у просторі початковий твірний черв'як. Параметри початкового твірного черв'яка за ДСТУ 19036–81: кут профілю витків $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнт висоти головки витка $h_{ao}^* = h_a^* + c^* = 1,2$; коефіцієнт висоти ніжки витка h_{fo}^* не регламентується; коефіцієнт висоти головки витка до початку закруглення $h_{ako}^* \geq 1$; коефіцієнт радіуса закруглення кромки на вершині витка $\rho_{ko} = 0,3$.

Для черв'ячного колеса розміри вінця і зубців задаються у його середньому перерізі площиною, що проходить через вісь черв'яка перпендикулярно до осі черв'ячного колеса. Тому модуль зубців черв'ячного колеса рівний модулю витків m в осьовому перерізі черв'яка, а кут нахилу зубців черв'ячного колеса дорівнює ділильному куту підйому у витків черв'яка.

Розміри вінця черв'ячного колеса з числом зубців z_2 визначають в розділі 2.

Швидкість ковзання витків черв'яка по зубцях колеса напрямлена вздовж дотичної до витка черв'яка, є відносною швидкістю і може бути визначена за формулою

$$v_s = v_1 / \cos \gamma \quad (1.9)$$

Якщо

$$v_2 / v_1 = \operatorname{tg} \gamma,$$

то на основі рівностей (1.7) та (1.8) запишемо

$$(\omega_2 d_2) / (\omega_1 d_1) = \operatorname{tg} \gamma,$$

звідки передаточне число черв'ячної передачі можна визначити за співвідношенням

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / (d_1 \operatorname{tg} \gamma) = z_2 / z_1. \quad (1.10)$$

Оскільки кут підйому γ витків черв'яка практично менший від 30° , у черв'ячній передачі колова швидкість колеса v_2 завжди значно менша від колової швидкості черв'яка v_1 , а швидкість ковзання v_s у зачепленні більша від v_1 .

Значне ковзання у зачепленні передачі є причиною низького ККД, підвищеного спрацювання зубців та їхньої здатності до заїдання.

Точність виготовлення черв'ячних передач вибирають залежно від швидкості ковзання v_s .

У ДСТУ 3675–81 для черв'ячних передач встановлено 12 ступенів точності (за аналогією з евольвентними зубчастими передачами). Ступені 3, 4, 5 і 6 рекомендують для передач високої кінематичної точності, а ступені 6, 7, 8 і 9 – для силових черв'ячних передач. Основи стандарту на точність черв'ячних передач такі самі, як і для зубчастих.

Велику увагу слід надавати нормам точності черв'ячних передач при складанні їх. Вісь черв'яка завжди повинна знаходитись у середній площині черв'ячного колеса. Для цього передбачають можливість регулювання положення колеса щодо черв'яка. На практиці правильність зачеплення контролюють за розмірами сліду контакту зубців колеса з витками черв'яка.

1.4 Матеріали і конструкції деталей черв'ячної передачі.

Критерії роботоздатності та розрахунків

Наявність високих швидкостей ковзання у зачепленні ставить до матеріалів черв'ячної передачі такі вимоги, як високі антифрикційні властивості, стійкість проти спрацювання та стійкість до заїдання.

Черв'яки здебільшого виготовляють із якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2), а у передачах відповідального призначення – із легованих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА та ін.). Термообробка до твердості $H_1 \geq (45.. 55) \text{ HRC}$ і подальше шліфування та полірування робочих поверхонь витків черв'яка дозволяють суттєво підвищити несучу здатність та довговічність передачі, оскільки зменшують можливість заїдання робочих поверхонь у контакті. У допоміжних, невідповідальних та тихохідних передачах можуть використовуватись черв'яки з твердістю витків $H_1 = (300...320) \text{ HB}$.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно з бронзи, а інколи з латуні та чавуну. Олов'яні бронзи БрО10НіФ1, БрО10Ф1 та інші є кращими матеріалами для вінців черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання ($v_s > 5 \text{ м/с}$), однак вони дорогі та дефіцитні. Тому такі бронзи використовують лише для відповідальних черв'ячних передач. Менш дефіцитні і дешевші безолов'яні бронзи БрА10Ж4Н4, БрА9ЖЗЛ та ін. Вони мають достатньо високі показники міцності, але дещо гірші антифрикційні властивості і меншу здатність до припрацьовування. Безолов'яні бронзи вимагають високих твердості та чистоти робочих поверхонь витків черв'яка і застосовуються при середніх швидкостях ковзання $v_s = (2...5) \text{ м/с}$.

Для допоміжних, малонавантажених та тихохідних ($v_s < 2 \text{ м/с}$) черв'ячних передач можливе виготовлення черв'ячного колеса із чавуну (СЧ15, СЧ18) або пластмас (текстоліту, поліамідів).

Конструктивно черв'яки виготовляють у більшості випадків разом із валом як одну деталь (рис. 1.6, а) і лише у рідких випадках насадними (рис. 1.6, б).

З метою економії кольорових металів черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин (рис. 1.6, в, г): бронзового вінця, який з'єднується з

чавунним або сталевим колісним центром по відповідній посадці і закріплюється додатково гвинтами або болтами. Можливі інші варіанти з'єднання колісного центра з вінцем черв'ячного колеса. При малих діаметрах черв'ячних коліс або чавунних колесах застосовують суцільні черв'ячні колеса (рис. 1.6, д).

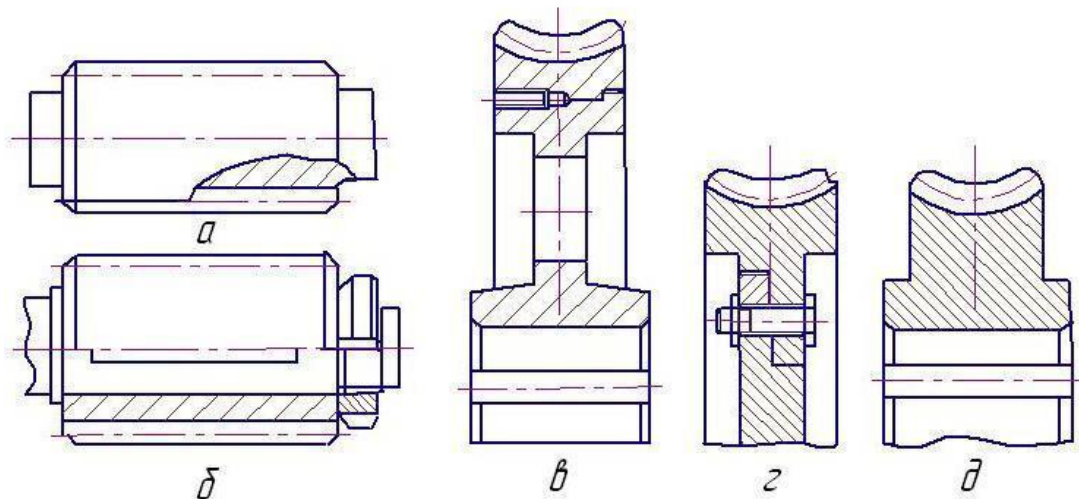


Рис.1.6 Конструкція черв'яків та черв'ячних коліс

Зубці черв'ячних коліс – найслабкіші елементи у черв'ячних передачах. Значні швидкості ковзання в зачепленні спричинюють спрацювання та заїдання. Ці явища посилюються невідповідними умовами змащування контакту, бо напрям швидкості ковзання утворює малий кут із напрямом лінії контакту витків та зубців.

Обмеження можливості виникненню заїдання в зачепленні може бути досягнуте не тільки вибором відповідних матеріалів черв'яка та колеса, але й обмеженням контактних напружень. Інтенсивність спрацювання зубців черв'ячного колеса також залежить від рівня контактних напружень. Отже, для забезпечення тривалої роботоздатності черв'ячної передачі слід обмежити контактні напруження на активних поверхнях зубців черв'ячного колеса. Треба брати до уваги, що несуча здатність черв'ячних передач із колесами, виготовленими з олов'яних бронз, обмежується втомною міцністю активних поверхонь зубців, а передач із колесами, виготовленими з безолов'яних бронз

та чавунів,— заїданням. Імовірність поломок зубців черв'ячного колеса від дії циклічних напружень згину суттєва тільки для маломодульних черв'ячних коліс.

Для черв'ячних передач виконують такі розрахунки:

1) розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактні втому та міцність при дії максимального навантаження;

2) розрахунок зубців черв'ячного колеса на втому при згині та на міцність при згині максимальним навантаженням.

1.5 Допустимі напруження у розрахунках черв'ячних передач

Допустимі контактні напруження. При розрахунку на контактну втому активних поверхонь зубців черв'ячних коліс, виготовлених із олов'яних бронз, допустиме контактне напруження визначають за формулою

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_O K_{HL} \quad (1.11)$$

де $[\sigma_H]_O$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{HO} = 10^7$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

$[\sigma_H]_O$ залежить від границі міцності σ_B бронзи та коефіцієнта c_v інтенсивності спрацювання зубців: $c_v = 0,95$ при $v_s = 5$ м/с; $c_v = 0,88$ при $v_s = 6$ м/с; $c_v = 0,83$ при $v_s = 7$ м/с; $c_v = 0,80$ при $v_s \geq 8$ м/с.

Коефіцієнт довговічності рекомендують визначати за співвідношенням

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}},$$

де N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк служби передачі. Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих безолов'яних бронз та чавунів, допустиме контактне напруження вибирають з умови опору заїданню залежно від швидкості ковзання v_s і беруть $[\sigma]_H = [\sigma]_{HO}$.

Допустимі напруження на згин. Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із бронз, допустиме напруження для розрахунку на втому при згині визначають за формулою

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} \cdot K_{FL}. \quad (1.12)$$

Тут $[\sigma]_{FO}$ – допустиме напруження для бази випробувань, що дорівнює 10^6 , залежить від границі міцності σ_B та текучості σ_T бронз; K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}} \quad (1.13)$$

Еквівалентне число циклів N_{FE} навантаження зубців за строк служби передачі, а коефіцієнт довговічності беруть у межах $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$. Для зубців чавунних черв'ячних коліс $[\sigma]_F = [\sigma]_{FO}$. Допустимі граничні напруження згину $[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_T$.

1.6 Навантаження на зубці черв'ячного колеса

Номінальні сили у зачепленні черв'ячної передачі. У навантаженій черв'ячній передачі сила взаємодії між витками черв'яка та зубцями колеса розподіляється вздовж лінії їхнього контакту. Таку розподілену силу замінимо зосередженою і прикладеною до зубця черв'ячного колеса у його середньому нормальному до осі перерізі. При цьому сили тертя у зачепленні не враховуються.

Дія обертового моменту T_2 на валу черв'ячного колеса спричинює появу нормальної сили F_n з боку витка черв'яка на зубець колеса. Ця сила діє у площині $A - A$, нормальній до лінії зубця (рис. 1.7, а), напрямлена по нормалі до профілів витка та зубця у точці їх контакту і утворює кут зачеплення α_n з перпендикуляром до лінії центрів черв'яка і черв'ячного колеса.

Замінімо силу F_n двома її взаємно перпендикулярними складовими F_{t2} і F_o , які перенесемо на схему черв'ячного колеса. Тут сила F_{t2} проектується в точку P , а сила F_o лежить у площині $A - A$ і напрямлена по дотичній до початкового циліндра колеса. Зобразимо силу F_o також у вигляді двох взаємно перпендикулярних складових F_{t2} і F_{a2} . Отже, замість нормальної сили маємо три її взаємно перпендикулярні складові F_{t2} , F_{r2} і F_{a2} .

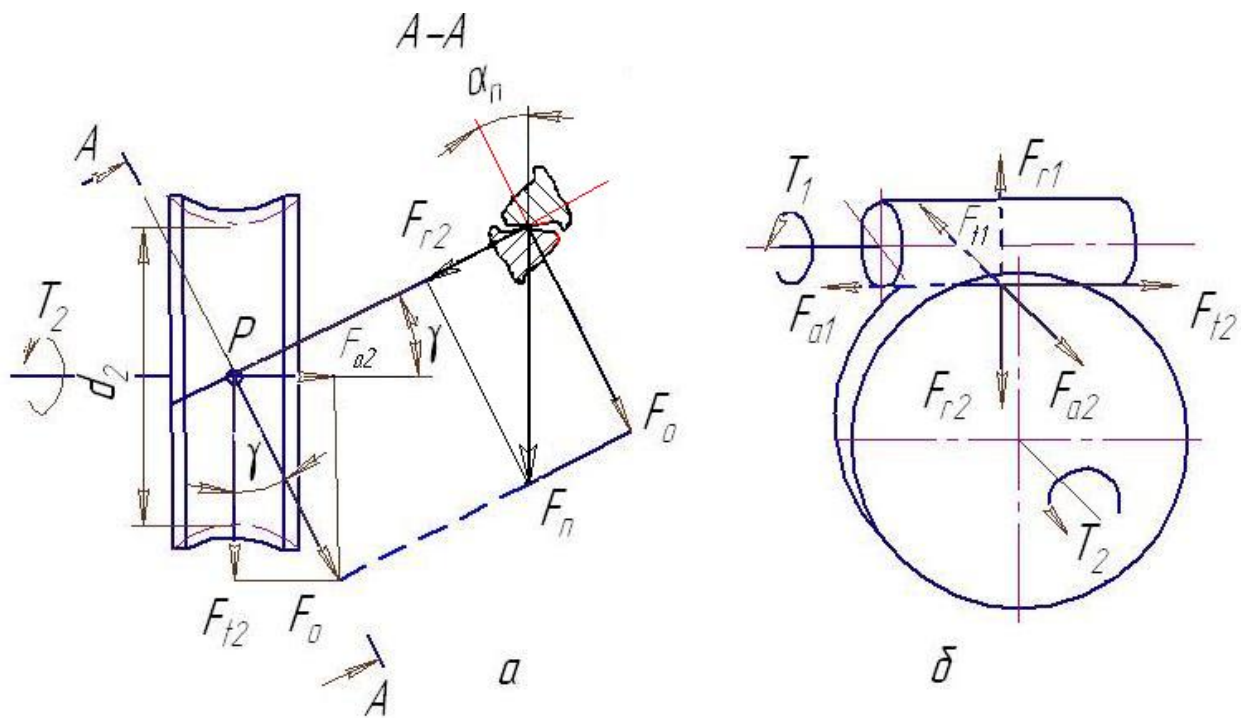


Рис.1.7 Зусилля на зубці черв'ячного колеса(а) і витки черв'яка (б)

Колова сила на черв'ячному колесі визначається через обертовий момент

$$F_{t2} = 2T_2/d_2. \quad (1.14)$$

Осьова сила на черв'ячному колесі подається через колову силу

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (1.15)$$

Для визначення радіальної сили F_{r2} попередньо запишемо $F_0 = F_{t2} / \cos \gamma$, а тоді дістанемо

$$F_{r2} = F_0 \operatorname{tg} \alpha_n = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma.$$

Враховуючи, що $\operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma = \operatorname{tg} \alpha$, де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення у площині, перпендикулярній до осі колеса, запишемо вираз для визначення радіальної сили:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (1.16)$$

Нормальна сила F_n на зубець колеса дорівнює сумі складових сил F_{t2} , F_{r2} і F_{a2} , а її модуль визначається за формулою

$$F_n = F_0 / \cos \alpha_n = F_{t2} / (\cos \alpha_n \cdot \cos \gamma). \quad (1.17)$$

На витки черв'яка з боку зубців колеса діють такі самі сили, але в протилежному напрямі (рис. 1.7, б), до того ж деякі з них міняють свою назву.

Колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на черв'ячному колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (1.18)$$

Осьова сила на черв'яку дорівнює коловій силі на колесі:

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2/d_2. \quad (1.19)$$

Радіальна сила на черв'яку дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (1.20)$$

2. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ.

2.1 Проектний розрахунок

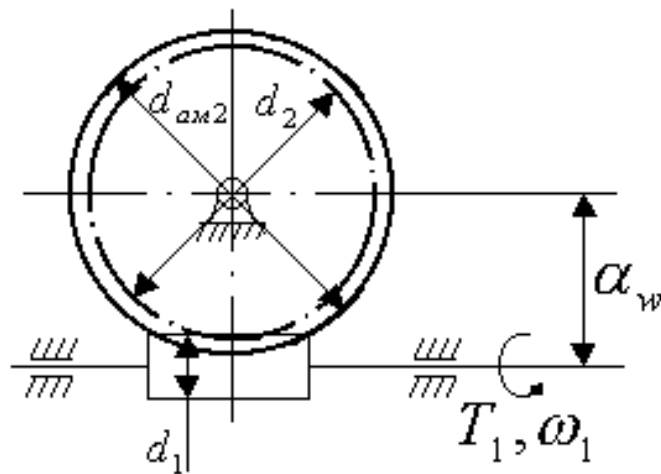


Рис. 2.1 Схема передачі

2.1.1 Вибір матеріалів черв'яка і вінця черв'ячного колеса.

Орієнтовне значення швидкості ковзання V_s , м/с можна визначити за формулою:

$$V_s = 4\omega_1 \sqrt[3]{T_2} \cdot 10^{-3} \quad (2.1)$$

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

T_2 – обертовий момент на валу черв'ячного колеса, $H \cdot m$.

По рекомендаціям пункту 1.4 та за таблицею 2.1 вибираємо матеріали черв'яків і черв'ячних коліс.

2.1.2 Обчислюємо допустимі напруження.

2.1.3 Допустиме контактне напруження $[\sigma_H]$, Н/мм² для коліс, виготовлених з олов'яних бронз визначається за формулою:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 K_{HL} \quad (2.2)$$

де $[\sigma_H]_0$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{HO} = 10^7$, Н/мм²;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

За таблицею 2.1 $[\sigma_H]_0$ залежить від границі міцності σ_B бронзи та коефіцієнта інтенсивності зносу зубців C_v , який залежить від швидкості ковзання V_S :

V_S , м/с	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Коефіцієнт довговічності K_{HL} визначається за формулою:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}} \leq 1,15 \quad (2.3)$$

де N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців черв'ячного колеса, яке визначається за формулою:

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma} \quad (2.4)$$

де K_{HE} – коефіцієнт інтенсивності змінних контактних напружень, при постійному навантаженні $K_{HE} = 1$;

Коефіцієнт K_{HE} має для різних режимів навантаження такі значення: для важкого (В) $K_{HE} = 0,41$; для середнього рівноймовірного (СР) $K_{HE} = 0,20$; для середнього нормального (СН) $K_{HE} = 0,13$; для легкого (Л) $K_{HE} = 0,05$; для постійного (П) $K_{HE} = 1$.

N_{Σ} – загальне число циклів за строк служби деталі.

$$N_{\Sigma} = 60n_2t = 573\omega_2t \quad (2.5)$$

де n_2 і ω_2 – відповідно частота обертання, об/хв і кутова швидкість, рад/с черв'ячного колеса;

t – строк служби передачі, год.

Отже, при постійному режимі

$$N_{HE} = N_{\Sigma} = 60n_2h = 573\omega_2t \quad (2.6)$$

Якщо $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$, то беруть $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$.

Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих безолов'яних бронз та чавунів, допустиме контактне напруження визначають із умови опору заїданню залежно від швидкості ковзання V_s і беруть $[\sigma_H] = [\sigma_H]_0$ за табл. 2.1; швидкість V_s визначають орієнтовно за формулою (1.1).

Гранично допустимі контактні напруження $[\sigma_H]_{\max}$, що використовуються при розрахунку на перевантаження, також визначаються за табл. 2.1.

2.1.4 Допустиме напруження при розрахунку зубців бронзового черв'ячного колеса на втомний злам $[\sigma_F]$, Н/мм² визначають за формулою:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 K_{FL}, \quad (2.7)$$

де $[\sigma_F]_0$ – допустиме напруження для бази випробувань N_{FO} , що дорівнює 10^6 , Н/мм², яке залежить від границь міцності σ_s та текучості σ_T ;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}} \quad (2.8)$$

де N_{FE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців за строк служби.

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}$$

N_{Σ} – визначається за формулою (1.5), при постійному навантаженні $K_{FE} = 1$.

Якщо $N_{FE} \leq 10^6$, то його приймають рівним 10^6 ;

Якщо $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то беруть $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$.

Для зубців чавунних черв'ячних коліс $[\sigma_F] = [\sigma_F]_0$ (табл. 2.1).

Граничне допустиме напруження $[\sigma_H]_{\max}$ та $[\sigma_F]_{\max}$ визначають за формулами табл. 2.1.

Таблиця 2.1 Механічні характеристики матеріалів та допустимі напруження для зубців черв'ячних коліс

Матеріал вінця черв'ячного колеса	Спосіб Відлива- ння	Границя міцності σ_B , Н/мм ²	Границя текучості σ_T , Н/мм ²	[σ_H] ₀ Н/мм ² , при твердості черв'яка		[σ_F] ₀ Н/мм ² , при навантаженні		[σ_F] _{max} Н/мм ²	[σ_F] _{max} Н/мм ²
				$H_1 \geq 45$ HRC	$H_1 < 45$ HRC	Реверсив ному	нереверси вному		
БРО10Н1Ф1	ц	285	165	0,9 $\sigma_B C_V$	0,75 $\sigma_B C_V$	0,08 σ_B +0,25 σ_B	0,16 σ_B	4 σ_T	0,8 σ_T
БрО10Ф1	к з	275 230	200 140						
БрО5Ц5С5	к з	200 145	90 80						
БрА10Ж4Н4	ц к	700 650	460 430	300 – 25V _s	275 – 25V _s	0,08 σ_B +0,25 σ_B	0,16 σ_B	2 σ_T	0,8 σ_T
БрА10Ж3Мц1, 5	к з	550 450	360 300						
БрА9Ж3Л	ц к з	530 500 425	245 230 195						
СЧ 18 СЧ 15	з з	355 315	- -	- -	175 – – 35V _s	0,12 σ_B	0,075 σ_B	1,65 σ_B	0,75 σ_B

2.1.5 Призначити число витків (заходів) черв'яка і обчислити число зубців черв'ячного колеса z_2 :

$$z_2 = z_1 u, \quad (2.9)$$

де u – передаточне число передачі.

2.1.6 Задатися коефіцієнтом діаметра черв'яка q . Орієнтовно можна брати $q = 8; 10; 12,5$.

2.1.7 Задатися коефіцієнтом навантаження

$$K_H = K_\beta K_V = 1,2 \dots 1,4 \quad (2.10)$$

де K_β – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса (коефіцієнт концентрації навантаження);

K_V – коефіцієнт динамічного навантаження.

2.1.8 Обчислити міжосьову відстань a_w з умови міцності за контактними напруженнями за формулою:

$$a_w = 31(z_2 / q + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{([\sigma_H] z_2 / q)^2}}, \quad (2.11)$$

де T_2 – момент на валу черв'ячного колеса, $H \cdot мм$

Одержане розрахункове значення a_w округлити до найближчого більшого стандартного значення за ДСТУ 2144-76 (табл. 1.2).

2.1.9 За стандартними значеннями a_w і номінальному і передаточному числу $u_{ном}$ прийняті за табл. 2.2 основні параметри передачі: число зубців черв'ячного колеса z_2 , модуль m , коефіцієнт діаметра черв'яка q , коефіцієнт зміщення x і фактичне передаточне число u .

Таблиця 2.2 Параметри черв'ячних передач (ДСТУ 2144-76)

Номінальні передаточні числа $i_{ном}$	Параметри	Міжосьові відстані a_w , мм								
		80			100			125		
		Сполучення параметрів								
8; 16; 31,5	$z_2 : z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	4,00			5,00			6,30		
	q	8			8			8		
	x	0			0			-0,16		
	u	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	$z_2 : z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	3,15			4,00			5,00		
	q	16,0			12,5			12,5		
	x	-0,603			+0,750			+0,750		
	u	9	18	36	9	18	36	9	18	36
10; 20; 40	$z_2 : z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	3,15			4,00			5,00		
	q	10			10			10		
	x	+0,4			0			0		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2 : z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	2,50			3,15			4,00		
	q	16			16			16		
	x	+1,00			+0,75			+0,25		
	u	11,5	23,5	46,0	11,5	23,5	46,0	11,5	23,5	46,0
12,5; 25; 50	$z_2 : z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	2,50			3,15			4,00		
	q	12,5			12,5			12,5		
	x	+0,750			+0,496			0		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2 : z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	2,0			2,50			3,15		
	q	20			20			20		
	x	+1,00			+1,00			+0,682		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0
63	$z_2 : z_1$	63:1			63:1			63:1		
	m	2,00			2,50			3,15		
	q	16			16			16		
	x	+0,500			+0,500			+0,180		
	u	63			63			63		
80	$z_2 : z_1$	80:1			80:1			80:1		
	m	1,6			2,0			2,5		
	q	20			20			20		
	x	0			0			0		
	u	80			80			80		

Продовження табл. 2.2

Номінальні передаточні числа $u_{\text{ном}}$	Параметри	Міжосьові відстані a_w , мм								
		140			160			180		
		Сполучення параметрів								
8; 16; 31,5	$z_2 : z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	6,3			8,0			8,0		
	q	12,5			8,0			12,5		
	x	-0,03			0			+0,25		
	u	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	$z_2 : z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	6,3			6,3			0,0		
	q	8,0			14,0			8,0		
	x	+0,222			+0,397			+0,500		
	u	9	18	36	9	18	36	9	18	36
10; 20; 40	$z_2 : z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	5,0			6,3			6,3		
	q	16			10			16		
	x	0			+0,397			+0,571		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2 : z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	5,0			5,0			6,3		
	q	10			16			10		
	x	0			+1,100			+0,571		
	u	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0
12,5; 25; 50	$z_2 : z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	4,0			5,0			5,0		
	q	20,0			12,5			20,0		
	x	0			+0,750			+1,00		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2 : z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	4,0			4,0			5,0		
	q	12,5			20,0			12,5		
	x	-0,250			+1,000			+0,750		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0
63	$z_2 : z_1$	-			63:1			61:1		
	m				4,0			5,0		
	q				16,0			12,5		
	x				-0,500			-0,750		
	u				63			61		
71	$z_2 : z_1$	73:1			-			73:1		
	m	3,16						4,00		
	q	16						16		
	x	-0,0556						+0,50		
	u	73						73		

Продовження табл. 2.2

Номінальні передаточні числа $u_{\text{ном}}$	Параметри	Міжосьові відстані a_w , мм								
		200			225			250		
		Сполучення параметрів								
8; 16; 31,5	$z_2 : z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	10,0			10,0			12,5		
	q	8,0			12,5			8,0		
	x	0			+0,25			0		
	u	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	$z_2 : z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	8,0			10,0			10,0		
	q	12,5			8,0			12,5		
	x	+0,750			+0,500			+0,750		
	u	9	18	36	9	18	36	9	18	36
10; 20; 40	$z_2 : z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	8,0			8,0			10,0		
	q	10			16			10		
	x	0			+0,125			0		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2 : z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	40:1	46:4	46:2	46:1
	m	6,3			8,0			10,0		
	q	16			10			16		
	x	+0,750			+0,125			+0,250		
	u	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0
12,5; 25; 50	$z_2 : z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	6,3			6,3			8,0		
	q	12,5			20,0			12,5		
	x	+0,496			+0,710			0		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2 : z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	5,0			6,3			6,3		
	q	20,0			12,5			20,0		
	x	+1,000			+0,464			+0,682		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0
63	$z_2 : z_1$	63:1			61:1			63:1		
	m	5,0			6,3			6,3		
	q	16,0			12,5			16,0		
	x	+0,500			-1,000			+0,182		
	u	63			61			63		
71	$z_2 : z_1$	-			73:1			-		
	m				5,0					
	q				16					
	x				+0,50					
	U				73					

Продовження табл. 2.2

Номінальні передаточні числа $u_{ном}$	Параметри	Міжосьові відстані a_w , мм								
		280			315			355		
		Сполучення параметрів								
8; 16; 31,5	$z_2 : z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	12,5			16,0			16,0		
	q	12,5			8,0			12,5		
	x	+0,150			-0,300			-0,063		
	u	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9; 18; 35,5	$z_2 : z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	12,5			12,5			16,0		
	q	8,0			12,5			8,0		
	x	+0,400			+0,950			+0,187		
	u	9	18	36	9	18	36	9	18	36
10; 20; 40	$z_2 : z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	10,0			12,5			12,5		
	q	16			10			16		
	x	0			+0,200			+0,400		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2 : z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	40:1	46:4	46:2	46:1
	m	10,0			10,0			12,5		
	q	10			16			10		
	x	0			+0,500			+0,400		
	u	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0
12,5; 25; 50	$z_2 : z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	8,0			10,0			10,0		
	q	20,0			12,5			20,0		
	x	0			+0,25			+0,50		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2 : z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	8,0			8,0			10,0		
	q	12,5			20,0			12,5		
	x	-0,250			+0,375			+0,250		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0
63	$z_2 : z_1$	-			63:1			-		
	m				8,0					
	q				16,0					
	x				-0,125					
	u				63					
71	$z_2 : z_1$	73:1			-			73:1		
	m	6,3						8,0		
	q	16						16		
	x	-0,056						-0,125		
	u	73						73		

Продовження табл. 2.2

Номінальні передаточні числа $u_{ном}$	Параметр и	Міжосьові відстані a_w , мм								
		400			450			500		
		Сполучення параметрів								
8; 16; 31,5	$z_2 : z_1$	32:4	32:2	32:1	-			-		
	m	20								
	q	8,0								
	x	0								
	u	8	16	32						
9; 18; 35,5	$z_2 : z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	-		
	m	16,0			20,0					
	q	12,5			8,0					
	x	+0,750			+0,500					
	u	9	18	36	9	18	36			
10; 20; 40	$z_2 : z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	16,0			16,0			20,0		
	q	10			16			10		
	x	0			+0,125			0		
	u	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2; 22,4; 45	$z_2 : z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	12,5			16,0			16,0		
	q	16			10			16		
	x	+1,000			+0,125			+0,250		
	u	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0
12,5; 25; 50	$z_2 : z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	12,5			12,5			16,0		
	q	12,5			20,0			12,5		
	x	+0,75			+1,00			0		
	u	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14; 28; 56	$z_2 : z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	10,0			12,5			12,5		
	q	20,0			12,5			20,0		
	x	+1,000			+0,750			+1,000		
	u	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0
63	$z_2 : z_1$	63:1			61:1			63:1		
	m	10,0			12,5			12,5		
	q	16,0			12,5			16,0		
	x	+0,500			-0,750			+0,500		
	u	63			61			63		
71	$z_2 : z_1$	-			73:1			-		
	m				10,0					
	q				16					
	x				+0,500					
	u				73					

2.1.10 Визначити кут підйому лінії витка γ (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 Кути підйому лінії витків γ на ділильному циліндрі черв'яка

Число витків черв'я ка z_1	q						
	20	16	14	12,5	11	10	8
1	2,863° 2°51'47"	3,576° 3°34'35"	1,086° 4°05'08"	4,574° 4°34'26"	4,764° 4°45'49"	5,711° 5°42'38"	7,125° 7°07'30"
2	5,711° 5°42'36"	7,125° 7°07'30"	8,130° 8°07'48"	9,091° 9°05'26"	9,462° 9°27'44"	11,310° 11°18'36"	14,036° 14°02'10"
4	11,310° 11°18'36"	14,036° 14°02'10"	15,945° 15°56'43"	17,745° 17°44'41"	18,435° 18°25'06"	21,801° 21°48'05"	26,565° 26°33'54"

2.1.11 Обчислити швидкість ковзання V_s , м/с:

$$V_s = \frac{m(q + 2x)\omega_1}{2 \cos \gamma} \quad (2.12)$$

де m – модуль передачі, м;

ω_1 – кутова швидкість черв'яка, рад/с.

2.1.12 Визначити основні розміри черв'яка і черв'ячного колеса.

Черв'як

Ділильний діаметр $d_1 = m q$

Діаметр вершин витків $d_{a1} = m(q + 2)$

Діаметр впадин $d_{f1} = m(q - 2,4)$

Довжина черв'яка v_1 визначається за формулами табл. 1.4.

Черв'ячне колесо

Ділильний діаметр $d_2 = m z_2$

Діаметр вершин зубців $d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x)$

Діаметр впадин $d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x)$.

Найбільший діаметр черв'ячного колеса d_{am2} і його ширина b_2 визначаються в залежності від числа витків черв'яка z за формулами табл. 2.4.

Таблиця 2.4 Довжина нарізаної частини черв'яка b_1 , і ширина черв'ячного колеса b_2 (ДСТУ 19650-74)

Число витків черв'яка z_1	1	2	4
$x = -1,0$	$\geq (10,5 + 0,06 z_2)m$		$\geq (10,5 + 0,09 z_2)m$
$x = -0,5$	$\geq (18 + 0,06 z_2)m$		$\geq (9,5 + 0,09 z_2)m$
$x = 0$	$\geq (11 + 0,06 z_2)m$		$\geq (12,5 + 0,09 z_2)m$
$x = +0,5$	$\geq (11 + 0,1 z_2)m$		$\geq (12,5 + 0,1 z_2)m$
$x = +1,0$	$\geq (12 + 0,1 z_2)m$		$\geq (13 + 0,1 z_2)m$
d_{a2}	$\leq d_{a2} + 2m$		$\leq d_{a2} + m$
		$\leq d_{a2} + 1,5m$	
b_2	$\leq 0,75 d_{a1}$		$\leq 0,67 d_{a1}$

Примітка. Для черв'яків, робочі поверхні яких шліфують, знайдену розрахунком довжину b_1 збільшують:

при $m < 10\text{мм}$ – на 25мм;

при $m = 10 \dots 16\text{мм}$ – на 35...40мм;

при $m > 16\text{мм}$ – на 50мм.

2.1.13 Визначити сили, що діють в передачі. Колова сила черв'яка F_{t1} , яка дорівнює осьовій силі черв'ячного колеса F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1$$

Колова сила черв'ячного колеса F_{t2} , яка дорівнює осьовій силі черв'яка F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2$$

Радіальні сили F_r

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha,$$

де α – профільний кут черв'яка в осьовому перерізі ($\alpha = 20^\circ$).

2.2 Перевірочні розрахунки.

2.2.1 Розрахунок за контактними напруженнями.

2.2.2 У відповідності із швидкістю ковзання V_s за ДСТУ 3675-81 призначити ступінь точності (табл. 2.5).

Таблиця 2.5 Вимоги до черв'ячних передач деяких ступенів точності

Ступінь точності	Швидкість ковзання v_s , м/с	Умови виготовлення	Застосування
7	≥ 10	Черв'як загартований, витки шліфовані. Колесо нарізають шліфованою фрезою	Передачі з високими швидкостями та низьким рівнем шуму. Підвищені вимоги до габаритних розмірів
8	≥ 5	Допускається черв'як із твердістю $H < 350$ НВ, не-шліфований. Колесо нарізають шліфованою фрезою	Передачі з середніми швидкостями. Габаритні розміри не обмежуються
9	≥ 2	Черв'як із твердістю $H < 350$ НВ. Колесо нарізають довільним методом	Передачі з малими швидкостями, які працюють періодично. Передачі з ручним приводом

2.2.3 Уточнити за табл. 2.1 значення допустимих контактних напружень, враховуючи фактичне значення швидкості ковзання V_s .

2.2.4 Уточнити коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_F = K_\beta K_V \quad (2.13)$$

Коефіцієнт концентрації навантаження K_β визначається за формулою:

$$K_\beta = 1 + (z_2 / \theta)^3 \cdot (1 - x) \quad (2.14)$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка; визначається за табл. 2.6;

x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи; для типових режимів навантаження він має такі значення:

для режиму П $x = 1$; для режиму В $x = 0,77$; для режиму СР $x = 0,5$;
для режиму СН $x = 0,5$; для режиму Л $x = 0,31$.

Таблиця 2.6 Коефіцієнт деформації черв'яка

Число витків черв'яка	Коефіцієнт деформації θ при коефіцієнті діаметра q						
	8	9	10	12	12,5	14	16
1	72	89	108	138	157	179	194
2	57	71	86	112	125	149	163
4	47	58	70	93	101	120	131

Коефіцієнт динамічного навантаження K_v визначають залежно від ступеня точності і швидкості ковзання за табл. 1.9.

Таблиця 2.7 Значення коефіцієнта динамічного навантаження для черв'ячних передач

Ступінь точності передачі	Коефіцієнт K_v при швидкості ковзання v_s , м/с			
	$\geq 1,5$	1,5 – 3,0	3,0 – 7,5	7,5 – 12
6	-	-	1,0	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

2.2.5 Перевірити умову контактної міцності:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\frac{T_2 K_H (Z_2/q + 1)^3}{a_w^3}} \leq [\sigma_H] \quad (2.15)$$

Розрахунок на втомний злам зубців.

2.2.6 Обчислити еквівалентне число зубців черв'ячного колеса:

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma \quad (2.16)$$

2.2.7 За табл.2.8 визначити коефіцієнт форми зубців черв'ячного колеса Y_F .

Таблиця 2.8 Коефіцієнти форми зубців черв'ячного колеса Y_F

z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
28	1,80	37	1,61	60	1,40
30	1,76	40	1,55	80	1,34
32	1,71	45	1,48	100	1,30
35	1,64	50	1,45	150	1,27

2.2.8 Перевірити додержання умови міцності на згин зубців черв'ячного колеса:

$$\sigma_F = 1,4Y_F \frac{T_2 K_F}{d_2 v_2 m \cos \gamma} \leq [\sigma_F] \quad (2.17)$$

2.2.9 Перевірочні розрахунки на перевантаження.

Ці розрахунки виконують на статичну (контактну і на згин) міцності при дії короткочасних перевантажень.

Умови міцності:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\Pi}} \leq [\sigma_H]_{\max} \quad (2.18)$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\Pi} \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (2.19)$$

де σ_H і σ_F – розрахункові напруження, контактні і згину, які визначаються за формулами (2.15) і (2.17) відповідно;

$K_{\Pi} = T_{\max}/T_{\text{ном}}$ – коефіцієнт перевантаження;

$[\sigma_H]_{\max}$ і $[\sigma_F]_{\max}$ гранично допустимі напруження, контактні і згину;

визначаються за формулами табл. 2.1.

3. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Загальні відомості та класифікація ланцюгових передач

Ланцюгова передача (рис. 3.1) складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок, що розміщені на відповідних валах, і ланцюга 3 у вигляді замкнутого контура, який знаходиться у зачепленні із зірочками. За аналогією з пасовими передачами вільний відрізок a ланцюга, що набігає на ведучу зірочку 1, називається *ведучою віткою*, а другий вільний відрізок b ланцюга — *веденою*. Ланцюг складається із з'єднаних шарнірами ланок, що забезпечує гнучкість ланцюга. За рахунок зачеплення ланцюга із зубцями зірочок забезпечується передавання обертового руху від ведучої зірочки до веденої

Швидкість руху ланцюга у передачах загального призначення досягає 15 м/с при передаванні потужності до 100 кВт, а у спеціальних приводах — до 35 м/с при потужності до 2000 кВт. За допомогою ланцюгової передачі можна забезпечити передаточне число $u \leq 10$, а найраціональніше мати $u \leq 4$.

Ланцюгові передачі застосовують у різних верстатах, сільськогосподарських та транспортних машинах, підйомних пристроях, у приводах конвеєрів тощо. Ланцюгова передача дозволяє надавати обертовий рух валам, що знаходяться на порівняно великій відстані, а її габаритні розміри значно менші від габаритних розмірів пасової передачі. Неможливість проковзування ланцюга на зірочках забезпечує сталість середнього передаточного числа передачі.

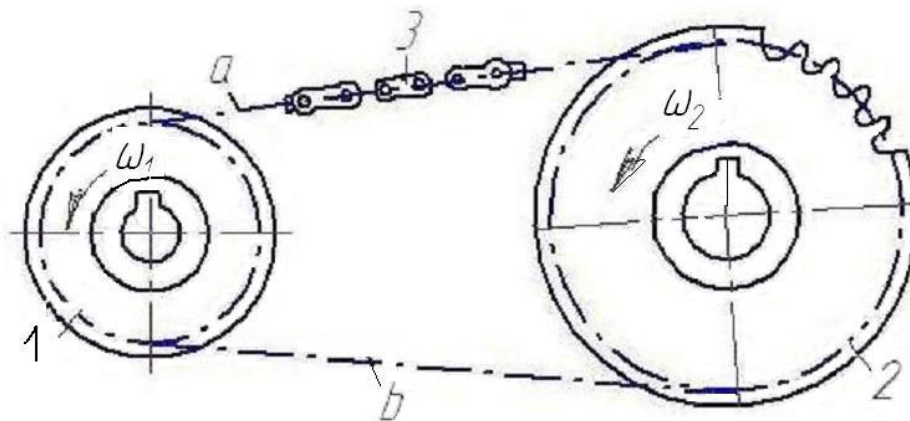


Рис. 3.1 Ланцюгова передача

Ланцюгові передачі порівняно з іншими механічними передачами мають такі основні переваги: можливість використання при значних відстанях між валами; достатньо високий ККД, який досягає 0,96... 0,97; можливість передавання обертового руху одним ланцюгом кільком валам, у тому числі і з протилежним напрямом обертання.

До недоліків ланцюгових передач належать такі: збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів і відповідне ослаблення потрібного натягу; нерівномірність руху ланцюга і пов'язані з цим динамічні явища у передачі та підвищений шум; низька кінематична точність при реверсуванні; потреба застосування додаткових пристроїв для регулювання натягу ланцюга.

Зазначені недоліки не обмежують використання ланцюгових передач у деяких механічних приводах. Спеціалізовані заводи випускають сотні тисяч метрів ланцюгів на рік, а потреба у ланцюгах не забезпечується у повній мірі.

Ланцюгові передачі поділяють за такими ознаками:

- за типом ланцюга, яким оснащена передача, розрізняють ланцюгові передачі з роликowymi, втулковими та зубчастими ланцюгами;
- за можливістю зміни відстані між осями зірочок ланцюгові передачі бувають із регульованою та постійною міжосьовою відстанню;
- за способом регулювання натягу ланцюга розрізняють ланцюгові передачі з періодичним і неперервним регулюванням натягу;
- за кількістю зірочок, що охоплені одним ланцюгом, ланцюгові передачі можуть бути двозірчкові, тризірчкові тощо;
- за конструктивним виконанням розрізняють відкриті ланцюгові передачі і закриті, що працюють у спеціальному корпусі в умовах неперервного змащування.

3.2 Деталі ланцюгових передач

Приводні ланцюги. У машинобудуванні застосовують ланцюги трьох груп: *вантажні* — для підвішування, піднімання та опускання вантажів; *тягові* — для переміщення вантажів у транспортуючих машинах (конвейсерах); *приводні* — для передавання механічної енергії від одного вала до другого у ланцюгових передачах.

Приводні ланцюги за конструкцією бувають: роликові, втулкові та зубчасті. У ланцюгових передачах найбільше використовують роликові (ДСТУ 13568—75) та зубчасті (ДСТУ 13552—81) ланцюги.

Роликовий ланцюг (рис. 3.2, а) складається з ланок двох типів: зовнішніх 3В та внутрішніх ВН. Окремі деталі ланцюга: 1 — пластина зовнішньої ланки; 2 — ролик; 3 — валик; 4 — втулка; 5 — пластина внутрішньої ланки. Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки 4 і утворюють нерухоме з'єднання. Валик 3 вільно входить у втулку і утворює шарнір. Зовнішні пластини напресовані на валики, які на торцях розвальцьовані. Ролик 2 на втулці 4 може вільно обертатись при вході у зачеплення із зубцями зірочки.

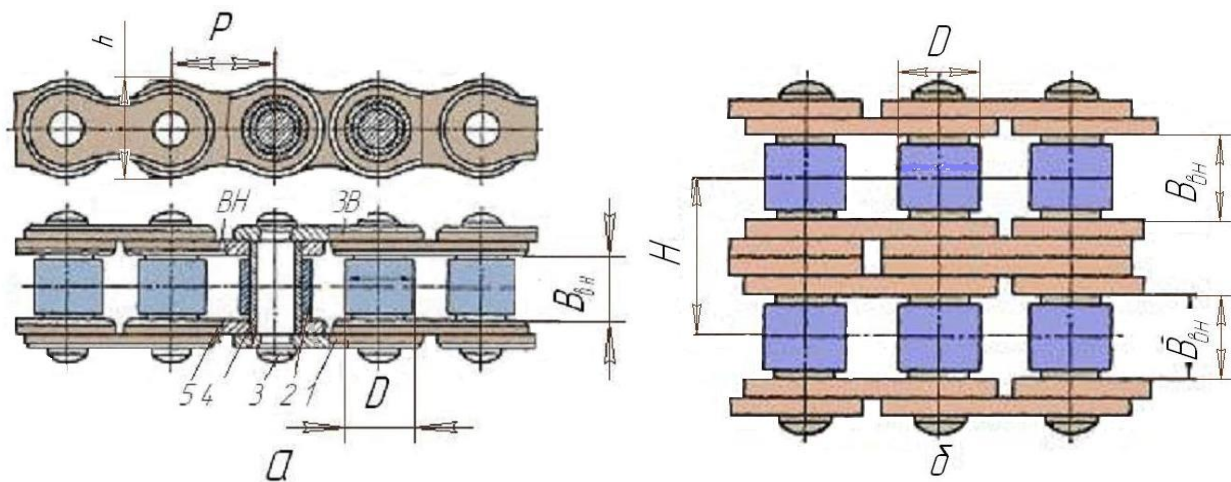


Рис. 3.2 Приводні роликові ланцюги

У рухомих спряженнях втулки з валиком і роликом має місце тертя ковзання, у спряженні роликів із зубцями зірочок переважає тертя кочення.

Приводні роликові ланцюги бувають одно- (1ПР) (рис. 3.2, а), дво- (2ПР) (рис. 3.2, б), три- (3ПР) та чотирирядними (4ПР). Використання багаторядних

ланцюгів дозволяє значно зменшити габаритні розміри передачі у площині, перпендикулярній до осей валів. У зв'язку з наявністю ланок двох типів число ланок у ланцюговому контурі повинно бути парним.

Різноманітністю роликів ланцюгів є приводні роликові ланцюги із зігнутими пластинами — **ПРИ** (рис. 3.2, в). Такі ланцюги мають однотипні ланки і число ланок у контурі може бути парним або непарним. Роликові ланцюги із зігнутими пластинами мають більшу поздовжню податливість, і тому їх застосовують при навантаженнях ударного характеру.

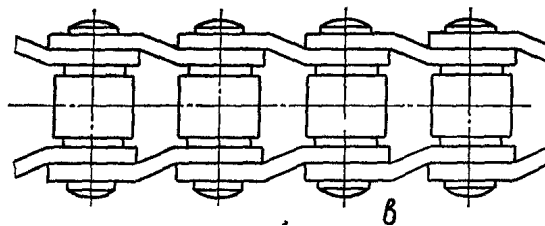


Рис. 3.2 Приводні роликові ланцюги

Втулковий ланцюг за конструкцією не відрізняється від роликового, за винятком того, що він не має роликів. Приводні втулкові ланцюги бувають однорядними — ПВ та дворядними — 2ПВ. Такі ланцюги прості за конструкцією, мають меншу масу, більш дешеві, але вони менш стійкі проти спрацювання.

Основним розмірним параметром приводного роликового ланцюга є його крок P . Залежно від кроку P у стандартних ланцюгах вибирають розміри всіх інших деталей. Серед інших розмірних параметрів ланцюгів у табл. дана площа опорної поверхні шарніра $A_{оп}$, яка дорівнює добутку діаметра валика і ширини внутрішньої ланки. Цей параметр ланцюга враховується у розрахунках шарнірів на стійкість проти спрацювання.

Характеристикою міцності роликового ланцюга є руйнівне навантаження $F_{РН}$, яке визначається дослідним шляхом на підприємствах, що виготовляють ланцюги. Воно регламентується стандартом.

Зубчастий ланцюг (рис. 3.2, г) складається з набору пластин двох типів. Основні пластини 1 мають зовнішні бічні плоскі поверхні, якими вони

спрягаються з двома зубцями зірочки. Напрямні пластини 2 забезпечують центрування ланцюга відносно зірочок. Для цих пластин посередині вінця зірочок передбачається відповідний рівець.

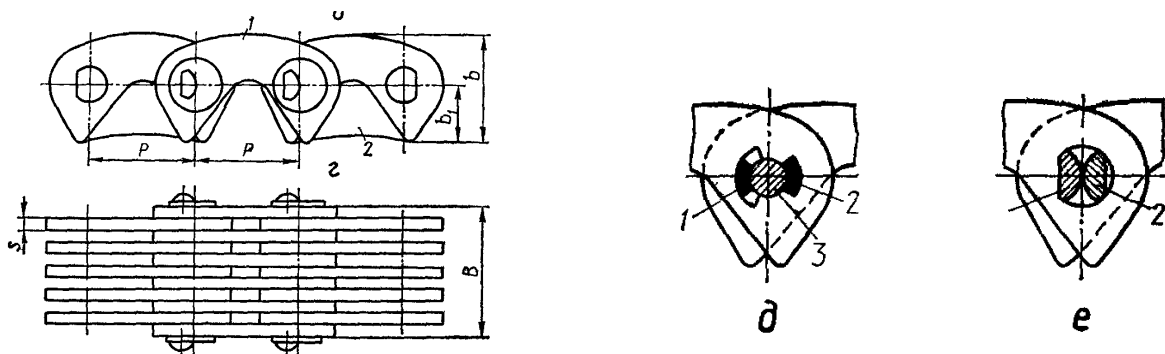


Рис. 3.2 Приводні роликові ланцюги

Зубчасті ланцюги розрізняють за конструкцією шарнірів. В них використовують шарніри ковзання (рис. 3.2, д), в яких вкладиші 1 і 2, що закріплені в пластинах на всій ширині ланцюга, контактують із валиком 3. Шарнір допускає поворот пластин у два боки на кут $\varphi = 30^\circ$. Шарніри кочення (рис. 3.2, е) не мають валика, їх виготовляють із двома сегментними вкладишами 1 і 2. При взаємному повороті пластин вкладиші не ковзають, а перекочуються, що дозволяє підвищити ККД передачі та довговічність ланцюга.

Стандартизовані тільки зубчасті ланцюги з шарнірами кочення (ДСТУ 13552—81). Залежно від кроку ланцюга P регламентуються розміри всіх інших елементів ланцюга.

Зубчасті ланцюги у порівнянні з роликовими допускають дещо більш високі швидкості, вони більш плавні та безшумні в роботі, мають підвищену надійність через багатопластинчасту конструкцію. Однак вони мають більшу масу, складніші у виготовленні і дорожчі. Тому зубчасті ланцюги застосовують обмежено.

Елементи роликових, втулкових та зубчастих ланцюгів виготовляють із таких матеріалів; пластини — із середньовуглецевих або легованих сталей 40, 45, 50, 30ХН3А із гартуванням до твердості 32—44 HRC, а валики, втулки,

ролики і вкладиші — із цементованих сталей 10, 15, 20, 12ХНЗА, 20ХНЗА з термообробкою до твердості 45—65 HRC.

3.3 Пристрої для регулювання натягу ланцюга.

Натяг ланцюга у ланцюговій передачі повинен відповідати корисному навантаженню. Надмірний натяг погіршує набігання ланцюга на зірочки, збільшує спрацювання ланцюга та зубців зірочок, підвищує навантаження на опори валів передачі. Малий натяг спричинює значне провисання веденої вітки, що створює умови для пробуксовування ланцюга на зірочках або його сходу із зірочок.

Потрібний натяг віток оцінюють стрілкою провисання f веденої вітки передачі. Для передач із кутом нахилу до горизонту до 40° стрілка провисання $f \leq 0,02a$, а для передач із кутом нахилу більше від 40° $f \leq 0,015a$, де a — міжосьова відстань передачі.

Регулювання натягу ланцюга здійснюється пристроями, аналогічними тим, що використовуються у пасових передачах, тобто переміщенням вала однієї із зірочок, натяжними або відтяжними зірочками. У деяких випадках застосовують підпружинені натяжні колодки або ролики. Недоліками таких пристроїв є додатковий згин ланцюга, який прискорює його спрацювання, та невідповідність натягу ланцюга його корисному навантаженню при змінних режимах роботи.

4. Розрахунок ланцюгових передач

4.1 Проектний розрахунок

Початкові дані для розрахунку:

- P_1 – потужність на валу ведучої зірочки, Вт;
- T_1 – обертовий момент на цьому ж валу, $H \cdot мм$;
- ω_1 – кутова швидкість ведучої зірочки, рад/с;
- u – передаточне число передачі.

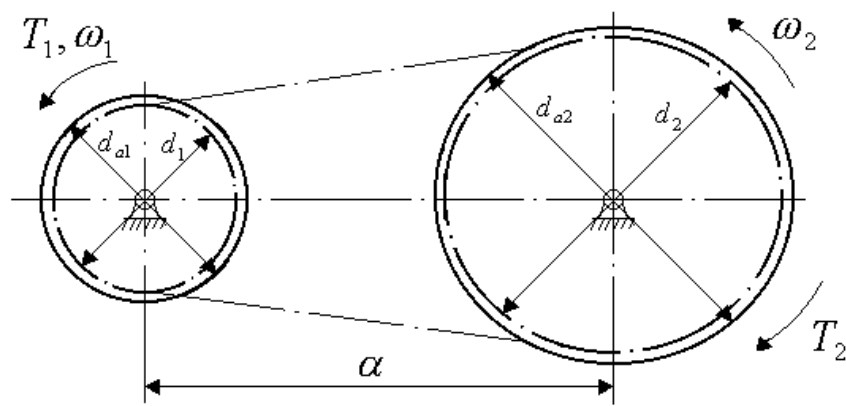


Рис. 4.1 Схема передачі

4.1.1 Прийняти за табл. 4.1 число зубців ведучої зірочки Z_1 залежно від передаточного числа передачі u . Рекомендується приймати Z_1 непарним.

Таблиця 4.1 Рекомендовані числа зубців меншої (ведучої) зірочки Z_1 , в залежності від передаточного числа передачі u

Передаточне число u							
u	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	Понад 6	$Z_{\min}$
Z_1	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	15...13	13

4.1.2 Визначити число зубців веденої зірочки Z_2

$$Z_2 = Z_1 u \quad (4.1)$$

і перевірити умову $Z_2 \leq Z_{\max} = 100...120$

4.1.3 Обчислити коефіцієнт експлуатації:

$$K_e = K_d K_a K_n K_{pg} K_z K_p \quad (4.2)$$

де K_d – коефіцієнт динамічного навантаження;

K_a – коефіцієнт міжосьової відстані передачі;

K_n – коефіцієнт, що враховує кут нахилу передачі;

K_{pg} – коефіцієнт, що залежить від способу регулювання натягу ланцюга;

K_z – коефіцієнт способу змащування ланцюга;

K_p – коефіцієнт режиму роботи.

Значення коефіцієнтів K наведені в табл. 4.2. Якщо $K_e \geq 3$, то треба змінити умови роботи передачі.

Таблиця 4.2 Значення коефіцієнтів K

Умови роботи передачі	Значення коефіцієнтів
Характер навантаження спокійне з поштовхами або перемінне з ударами	$K_d = 1$ $K_d = 1,25 \dots 1,5$ $K_d = 1,8$
Міжосьова відстань у кроках ланцюга $a_p = a/p$ $a_p = 25$ $a_p = 30 \dots 50$ $a_p = 60 \dots 80$	$K_a = 1,25$ $K_a = 1$ $K_a = 0,9$
Положення передачі в просторі (нахил лінії центрів до горизонту) до 70° понад 70°	$K_n = 1,0$ $K_n = 1,25$
Спосіб регулювання натягу ланцюга відтяжною зірочкою (роликом) пересуванням опор міжосьова відстань не регулюється	$K_{pg} = 1,1$ $K_{pg} = 1,0$ $K_{pg} = 1,25$
Спосіб змащування безперервне крапельне або внутрішарнірне періодичне (нерегулярне)	$K_z = 0,8$ $K_z = 1,0$ $K_z = 1,5$
Тривалість роботи однорічна дворічна трирічна	$K_p = 1,0$ $K_p = 1,25$ $K_p = 1,5$

4.1.4 Задатися орієнтовно допустимим тиском $[q]$ в шарнірах ланцюга за даними табл. 4.3.

Таблиця 4.3 Допустимий тиск $[q]$ в шарнірах ланцюгів

Крок ланцюга Р, мм	$[q]$, Н/мм ² при ω_1 , рад/с									
	5	10	15	20	25	30	40	50	75	100
12,7 і 15,875	34,3	33,0	31,8	30,9	30,0	29,1	28,1	26,6	24,2	22,0
19,05 і 25,4	34,3	32,0	30,7	29,4	28,3	27,4	25,7	23,9	20,9	18,6
31,75 і 38,1	34,3	31,2	29,4	28,1	26,5	25,5	23,7	21,8	18,6	-
44,45 і 50,8	34,3	29,7	27,6	25,7	24,2	23,0	20,6	18,6	14,8	-

4.1.5 Обчислити необхідний крок ланцюга Р за формулою:

$$P \geq 2,82_3 \sqrt{\frac{T_1 K_e}{Z_1 [q] m_p}} \quad (4.3)$$

де T_1 – момент на валу ведучої зірочки, $H \cdot мм$;

K_e – коефіцієнт експлуатації;

Z_1 – число зубців ведучої зірочки;

$[q]$ – допустимий тиск в шарнірах ланцюга, Н/мм²;

m_p – коефіцієнт рядності;

Для однорядних ланцюгів $m_p = 1$; для дворядних $m_p = 1,7$.

4.1.6 Вибрати за табл. 4.4 ланцюг з відповідним кроком.

Таблиця 4.4 Ланцюги роликові нормальної серії однорядні (ПР) і дворядні (2ПР) (за ДСТУ 13568-75)

Позначення ланцюга	Крок ланцюга Р, мм	Руйнівне навантаження F_p , кН	Проекція опорної поверхні шарніра А, мм ²	Маса 1 м ланцюга m, кг
ПР-12,7-900-1	12,7	9000	21,2	0,30
ПР-12,7-1820-1	12,7	18200	39,6	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	18200	50,3	0,75
ПР-15,875-2270-1	15,875	22700	54,8	0,80
ПР-15,875-2270-2	15,875	22700	70,9	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	31800	106	1,90
ПР-25,4-5670	25,4	56700	180	2,60
ПР-31,75-8850	31,75	88500	252	3,80
ПР-38,1-12700	38,1	127000	394	5,50
ПР-44,45-17240	44,45	172400	473	7,50
2ПР-12,7-3180	12,7	31800	85,3	1,40
2ПР-15,875-4540	15,875	45400	115	1,90
2ПР-19,05-7200	19,05	72000	180	3,50
2ПР-25,4-11340	25,4	113400	306	5,00
2ПР-31,75-17700	31,75	177000	446	7,30
2ПР-38,1-25400	38,1	254000	672	11,0
2ПР-44,45-34480	44,45	344800	802	14,4

4.1.7 Визначити довжину ланцюга в кроках (число ланок ланцюга l_p):

$$l_p = 2a_p + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{a_p}; \quad (4.4)$$

де a_p – міжосьова відстань передачі в кроках (прийнята попередньо);

Z_1 і Z_2 – числа зубців відповідно ведучої і веденої зірочок.

4.1.8 Округлити l_p до найближчого парного числа і уточнити розрахункову міжосьову відстань a :

$$a = \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (4.5)$$

4.1.9 Визначити основні розміри зірочок:

$$\text{ділильні діаметри} \quad d = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \quad (4.6)$$

$$\text{діаметри кола виступів} \quad d_a = \frac{P}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{Z}} + 0,5P \quad (4.7)$$

Приклад позначення роликового однорядного ланцюга нормальної серії з кроком $P = 25,4$ мм і руйнуючим навантаженням $F_p = 56,7$ кН (5670 кгс):

Ланцюг ПР-25,4-5670 ДСТУ 13568-75

4.2 Перевірочні розрахунки

4.2.1 Перевірити за табл. 4.5 виконання умови:

$$\omega_1 \leq \omega_{1\max} \quad (4.8)$$

де $\omega_{1\max}$ – гранична кутова швидкість ведучої зірочки.

Таблиця 4.5 Гранична кутова швидкість ведучої зірочки $\omega_{1\max}$ для ланцюгів із кроком P

P , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
$\omega_{1\max}$, рад/с	125	100	90	80	63	50	40	30

4.2.2 Визначити середню колову швидкість V , м/с:

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2} \quad (4.9)$$

де d_1 – діаметр ведучої зірочки, м;

ω_1 – кутова швидкість ведучої зірочки, рад/с.

4.2.3 Обчислити колову силу, Н:

$$F_t = \frac{P_1}{V} \quad (4.10)$$

де P_1 – потужність, яку передає передача, Вт.

4.2.4 Перевірити обраний ланцюг на зносостійкість за умовою:

$$q = \frac{F_t K_e}{A} \leq [q] \quad (4.11)$$

де q – розрахунковий тиск в шарнірах, Н/мм²;

A – проекція опорної поверхні шарніра, мм² (табл. 4.4)

$[q]$ – допустимий тиск в шарнірах, уточнений за табл. 4.3, Н/мм².

4.2.5 Обчислити натяг ланцюга від відцентрових сил F_v , Н:

$$F_v = mV^2 \quad (4.12)$$

де m – маса 1 м ланцюга, кг (табл. 4.4)

Для передач у яких $V < 5$ м/с силу F_v можна не визначати і не враховувати в подальших розрахунках.

4.2.6 Визначити натяг від власної ваги вітки F_0 , Н:

$$F_0 = K_f a m g \quad (4.13)$$

де K_f – коефіцієнт провисання ланцюга, який залежить від кута нахилу передачі до горизонту і стрілки провисання f ; якщо $f = 0,02a$, то для горизонтальної передачі $K_f = 6$; для передачі з кутом нахилу до 40° $K_f = 4$; для вертикальної передачі $K_f = 1$; a – міжосьова відстань, м (формула 4.5);

g – прискорення вільно падаючого тіла, м/с².

4.2.7 Перевірити ланцюг за записом міцності:

$$S = \frac{F_p}{F_t K_d + F_v + F_0} \geq [s] \quad (4.14)$$

де F_p – руйнівне навантаження, Н (табл. 4.4);

$[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності (табл. 4.6).

Таблиця 4.6 Допустимі коефіцієнти запасу міцності $[s]$

Крок ланцюга Р, мм	Значення $[s]$ при кутовій швидкості ω_1 , рад/с							
	5	20	40	60	80	100	120	140
12,7 і 15,875	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11	11,7	13,2
19,05 і 25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14	16,3
31,75 і 38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	-
44,5 і 50,8	7	9,3	11,7	14	16,3	-	-	-

4.2.8 Виконати наближений розрахунок ланцюга на довговічність за допустимим числом ударів за секунду $[\nu]$:

$$\nu = \frac{Z_1 \omega_1}{\pi l_p} \leq [\nu] \quad (4.15)$$

де ν – розрахункове число ударів за секунду, 1/с.

Таблиця 4.7 Допустиме число ударів $[\nu]$

Крок ланцюга Р, мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	33,1	44,5	50,8
$[\nu]$, 1/с	30	23	18	15	12	10	8	6

4.2.9 Перевірити ланцюг на резонанс:

$$\omega_{1p} = \frac{\pi}{Z_1 a} \sqrt{\frac{F_t}{m}} \neq \omega_1 \quad (4.16)$$

де ω_{1p} – резонансна частота, рад/с;

F_t – колова сила, Н (силами F_v і F_0 нехтуємо);

Z_1 – число зубців ведучої зірочки;

a – міжосьова відстань, м;

m – маса 1 м ланцюга, кг.

Кутова швидкість зірочки ω_1 повинна відрізнятися від резонансної частоти ω_{1p} не менш як на 30 % (в той чи інший бік).

4.2.10 Визначити навантаження на вали зірочок F_b , за формулою:

$$F_b = K_b F_t \quad (4.16)$$

де K_b – коефіцієнт навантаження вала.

Для горизонтальних передач $K_b = 1,15$; для передач з нахилом до горизонту більшим 40° $K_b = 1,05$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища шк.,1993.
2. Гузенков П.Р. Деталі машин .-М.: Высш. шк., 1986.
3. Іванов М.Н. Деталі машин .-М.:Высш. шк. ,1991.
4. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. расчёт и проектирование деталей машин .-Х.:Основа,1991.
5. Киртанков А.Т. Расчёт конических прямозубых передач на прочность.-В сб.; Детали машин . Сборник научно – методических статей. – Вып.9.-М.: Изд-во МПИ,1991.
6. Кузьмин А.В.,Чернин И.М., Козинцов Б.С. Расчёты деталей машин. -Минск : Выш. школа, 1986.
7. Решитов Д.Н. Детали машин .-М.: Машиностроение,1989.

Навчально-методичне видання

ДЕТАЛІ МАШИН ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для студентів механічних спеціальностей

Укладачі:

д.т.н, проф. Філімоніхін Г.Б.

к.т.н., доц. Невдаха Ю.А.

к.т.н., доц. Невдаха А.Ю.

к.т.н., доц. Пирогов В.В.

Підписано до друку 5.04. 2019р.

Формат А4

Папір газетний. Ум. друк. арк. 5,9 Тираж прим. Зам. №

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

Тел. 390-541, 390-551, 559-245.