

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ім. Ігоря СІКОРСЬКОГО»

ДЕТАЛІ ТА ВУЗЛИ ПРИЛАДІВ
РОЗДІЛ «ОПІР МАТЕРІАЛІВ, РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА»

Методичні вказівки
до практичних занять (розрахункова частина)
для студентів приладобудівного факультету напрямку підготовки 6.051003
«Приладобудування»

*Рекомендовано вченою радою
приладобудівного факультету
(протокол №11/16 від 26.12.2016 р.)*

Київ - 2016

Деталі та вузли приладів. Розділ «Опір матеріалів, розрахункова частина»: методичні вказівки до практичних занять для студентів приладобудівного факультету напряму підготовки 6.051003 «Приладобудування», денної форми навчання [Електронний ресурс] / Уклад.: Ж.О. Павленко, Г.А.Богдан. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2016. – 60 с.

Навчальне електронне мережне видання

ДЕТАЛІ ТА ВУЗЛИ ПРИЛАДІВ
РОЗДІЛ «ОПІР МАТЕРІАЛІВ, РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА»

Методичні вказівки
до практичних занять (розрахункова частина)
для студентів приладобудівного факультету напрямку підготовки 6.051003
«Приладобудування»

Укладачі: *Жанна Онисимівна Павленко., ст. викладач*
Богдан Галина Анатоліївна, асистент

Відповідальний
редактор: *Протасов А.Г., д.п.н., к.т.н., доцент*

Рецензент: *Клочко Т.Р., к.т.н.*

За редакцією укладачів

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1. Спрощений розрахунок одноступінчастої планетарної передачі (Рис.1.1).....	6
2. Спрощений розрахунок двохступінчастої планетарної передачі зі змішаним зачепленням (Рис.2.1).....	17
3. Спрощений розрахунок циліндричної передачі (Рис.3.1).....	30
4. Порядок проектного розрахунку на міцність черв'ячних передач	39
Література.....	49

Вступ

Надані методичні вказівки є частиною загальних Методичних вказівок до виконання курсового проекту. [Л.1]. Вони являють собою посібник для виконання деяких, не описаних раніше розділів розрахункової його частини, і можуть застосовуватись при розрахунках деталей вузлів та механічних пристроїв широкого призначення; зокрема і систем неруйнівного контролю, де використовуються в якості електроприводів та пристроїв механічного сканування.

Загальні положення

При виконанні курсового проекту (КП) студенти виконують різні види розрахунків, більшість з яких описана і в відповідній літературі, і в загальних Методичних вказівках з курсового проектування [1]

Одним із важливих розділів розрахунків всіх варіантів курсових проектів є розрахунок на міцність найбільш навантажених механізмів, передач чи елементів.

Розрахунки на міцність. Розрахунки геометричних розмірів

Головною метою розрахунків при проектуванні механічних пристроїв є визначення геометричних розмірів всіх ланок і елементів, що виготовлені з певних матеріалів, виходячи із умов їх неруйнування під впливом зовнішніх навантажень. При цьому деформації, яких зазнають деталі, теж не повинні перевищувати заданих меж.

Тому для найнавантажених і найвідповідальних елементів пристрою, що розробляється, слід проводити розрахунки на міцність.

Існує два метода розрахунків на міцність: проектний та перевірочний:

1. *Проектний метод* застосовують для розрахунку деталей при дії на них великих навантажень. При цьому, наприклад для зубчастих елементів, при відомих зовнішніх навантаженнях і обраних матеріалах зубчастих елементів

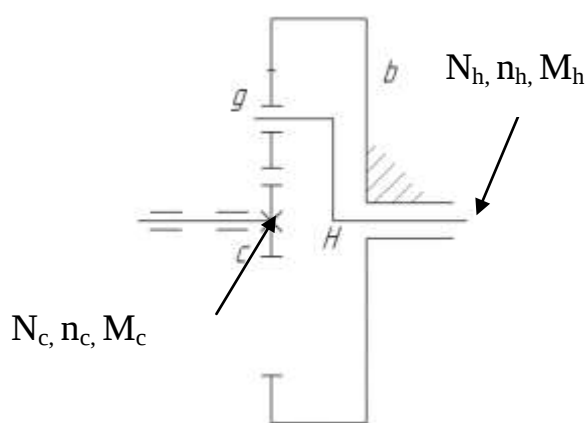
визначають їх основні геометричні розміри (в тому числі модуль m коліс), виходячи з виконань відповідних умов міцності. [4,5,15]

2. *Перевірочний метод* застосовують у випадках малих навантажень на зубчасті та інші елементи механічних пристроїв. Цей метод більш розповсюджений для приладних механізмів. При його застосуванні основні геометричні розміри деталей та матеріали для їх виготовлення попередньо обирають, а потім при відомих зовнішніх навантаженнях визначають фактичні механічні напруження і перевіряють відповідні умови міцності.

При виконанні курсового проекту для розрахунку зубчастих передач рекомендовано застосовувати перевірочний метод. При чому таким методом обраховується передача з найбільшим крутним моментом на її вході (згідно вже складеної кінематичної схеми та наявним розрахунком моментів). Для всіх інших передач, що входять до схеми механізму і які навантажені меншими моментами, розраховуються лише геометричні розміри згідно формул, наведених у відповідних методичних вказівках та [3,4,14]. Геометричні розміри інших деталей і елементів (наприклад пальці, поводки, пружини та ін.) або обирають з довідникової літератури, або призначають і теж перевіряють на міцність по відповідних формулах, наведених в літературі.

Для виконання розрахунків на міцність різних зубчастих передач існують стандартизовані методики; найбільш застосовувані з них наведені нижче.

1. Спрощений розрахунок одноступінчастої планетарної передачі



(Рис.1.1)

Вихідні дані:

N_c, N_h - відповідно потужності на колесі c і водилі H [Вт];

n_c, n_h - відповідно частоти обертання колеса c і водила H [об/хв];

$I_{ch} = \frac{n_c}{n_h}$ - передаточне відношення

планетарної передачі ($I_{ch}=3..8$)

Рис.1.1

Порядок розрахунку

1.1. Підбір кількості зубців коліс планетарної передачі

1) Розрахунок передаточного відношення «оберненого» механізму:

$$I_{cb}^{(H)} = 1 - I_{ch} \quad (1.1)$$

В даній передачі $I_{ch} > 0$, а $I_{cb}^{(H)} < 0$

2) Розрахунок кількості зубців коліс z_c, z_g, z_b :

$$z_c = \frac{a \times k \times 1}{1 + |I_{cb}^{(H)}|} \quad (1.2)$$

k – число сателітів (зазвичай $k = 2..4$);

a – будь-яке ціле додатне число;

За допомогою a проводиться підбір кількості зубців сонячного колеса z_c . Після підстановки в формулу (1.2) попередньо підібраного числа a , кількість зубців сонячного колеса z_c , повинна бути більше 17 і кратна k .

$$z_b = |I_{cb}^{(H)}| \times z_c \quad (1.3)$$

Тоді кількість зубців колеса сателіта z_g :

$$z_g = \frac{(z_b - z_c)}{2} \quad (1.4)$$

(кількість зубців z_g теж повинна бути більше 17)

3) Перевірка внутрішнього зачеплення (колеса g і b) на відсутність заклинювання згідно Таблиці 1.1.

Якщо вказана там умова не виконується, необхідно виконати перерахунок кількості зубців.

Таблиця 1.1

Допустима кількість зубців для внутрішнього зачеплення при відсутності заклинювання передачі

z_g	z_b	z_g	z_b
17	∞	23	>41
18	>144	24	>38
19	>81	25	>36
20	>60	26	>35
21	>50	27..79	$>z_g+8$
22	>44	80 і більше	$>z_g+7$

4) Перевірка умов сусідства сателітів;

$$(z_c + z_g) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) > (z_g + 2) \quad (1.5)$$

Якщо умова сусідства не виконується, потрібно провести перерахунок кількості зубців.

ПРИМІТКА

Необхідно, щоб:

- a) $z_{\min} \geq 17$;
- b) Кількість зубців коліс z_c і z_b (центральні колеса) повинна бути кратна числу сателітів (k);
- c) Кількість зубців не повинна бути дробовим числом.

1.2. Кінематичний розрахунок планетарної передачі

$$I_{cg}^{(H)} = \frac{n_c - n_h}{n_g - n_h} \quad (1.6)$$

$$I_{cg}^{(H)} = \frac{Z_g}{Z_c} \quad (1.7)$$

З першого рівняння (1.6) знаходимо n_g . Знаходимо частоти обертання ланок «оберненого» механізму.

$$\begin{aligned} n_c^{(H)} &= n_c - n_h; \\ n_g^{(H)} &= n_g - n_h; \\ n_b^{(H)} &= n_b - n_h = -n_h; \\ n_b &= 0 \end{aligned} \quad (1.8)$$

ПРИМІТКА

При кінематичних розрахунках планетарних передач враховуються знаки кінематичних параметрів.

1.3. Розрахунок моментів на вході і виході планетарної передачі

Цей пункт виконують, якщо моменти не розраховані в попередніх силових розрахунках механізму.

$$M_h = \frac{N_h}{\omega_h}, (H \times m) \quad (1.9)$$

Де: $\omega_h = \frac{\pi \cdot n_h}{30}$ рад/с; n_h в об/хв.;

$$M_c = \frac{M_h}{I_{ch} \times \eta_{пл}}, (H \times m) \quad (1.10)$$

Де $\eta_{пл}$ – к.к.д. планетарної передачі ($\eta_{пл} \approx 0,96..0,98$).

1.4. Розрахунок геометричних розмірів коліс планетарної передачі (прямозубі циліндричні колеса)

Оскільки навантаження в приладних механізмах невеликі, надалі буде провадитись перевірочний розрахунок на міцність.

1) Обираємо модуль зачеплення зі стандартного ряду. Оскільки навантаження на механізм невеликі, рекомендовано обирати значення модулів: $m=0,5\text{мм}; 0,7\text{мм}; 0,8\text{мм};$ (для всіх зубчатих коліс модуль однаковий) .

2) Визначаємо основні геометричні розміри зубчастих коліс (Табл. 1.2):

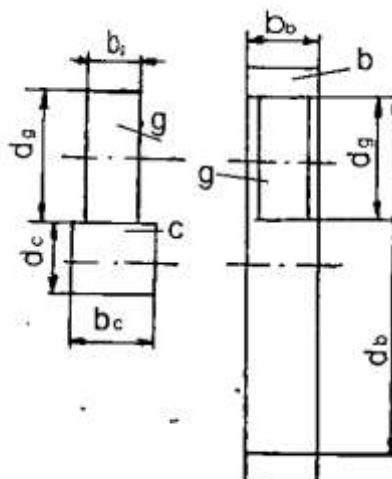


Рис. 1.2

Таблиця 1.2

Ділильні діаметри коліс	$d_c = m \cdot z_c;$ $d_g = m \cdot z_g$ $d_b = m \cdot z_b$
Висота голівок зубців	$h_a = h_a^* m$
Висота ніжок зубців	$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m$
Діаметри виступів (верхівок) зубців	$d_{ac} = d_c + 2 \cdot h_a;$ $d_{ag} = d_g + 2 \cdot h_a;$ $d_{ab} = d_b - 2 \cdot h_a$
Діаметри западин	$d_{fc} = d_c - 2 \cdot h_f;$ $d_{fg} = d_g - 2 \cdot h_f;$ $d_{fb} = d_b + 2 \cdot h_f$
Ширини зубчатих вінців коліс	
Робоча ширина зубчатого вінця,	$b_w = \psi_{bd} \cdot d_c$
де коефіцієнт ширини зубчатого вінця	$\psi_{bd} \leq 0,75$
Ширина зубчатого вінця колеса g	$b_g = b_w$
Ширина зубчатих вінців коліс c I b	$b_c = b_b = b_w + (3..4) \text{ мм}$

Приймаємо:

Коефіцієнт висоти голівки зубця $h_a^* = 1$

Коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,25 \div 0,4$

3) Визначаємо міжосьові відстані

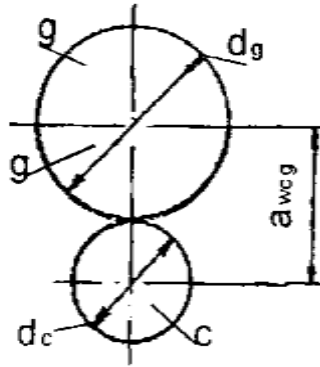


Рис.1.3

Зовнішнє зачеплення

$$a_{wcg} = \frac{d_c + d_g}{2} \quad (1.11)$$

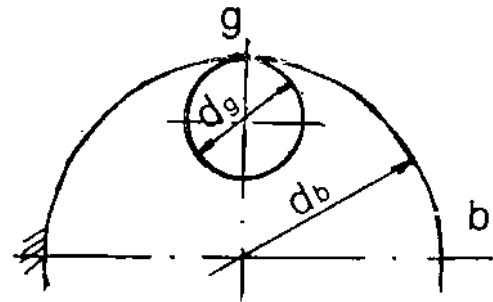


Рис.1.4

Внутрішнє зачеплення

$$a_{wgb} = \frac{d_b - d_g}{2} \quad (1.12)$$

$$a_{wcg} = a_{wgb}$$

1.5. Перевірочний розрахунок на міцність

Розрахунок по контактних напруженнях

(Розрахунок ведеться для зовнішнього зачеплення; колеса c і g)

- Вибір матеріалів зубчастих коліс провадиться за відповідними довідниками [2], де для матеріалів вказуються і допустимі напруження при різних видах деформації, і необхідний вид термообробки та інші дані.

Наприклад обираємо:

Колесо c : Сталь 50, термообробка – нормалізація; твердість по Брінелю

$HV=220$, $\sigma_{FR} = 190, МПа$ - для нереверсивної передачі;

$\sigma_{FR} = 120, МПа$ - для реверсивної передачі; $\sigma_{HP} = 495, МПа$.

Колесо *g*: Сталь 45, термообробка – нормалізація; твердість по Брінелю

$$HB=200, \quad \sigma_{FP} \leq 115, \text{ МПа} \text{ - для реверсивної і неревверсивної передачі;}$$

$$\sigma_{HP} \leq 460, \text{ МПа}.$$

Колесо *b*: Сталь 35, термообробка – нормалізація; твердість по Брінелю

$$HB=180, \quad \sigma_{FP} \leq 160, \text{ МПа} \text{ - для неревверсивної передачі,}$$

$$\sigma_{FP} \leq 100, \text{ МПа} \text{ – для реверсивної передачі; } \sigma_{HP} \leq 390, \text{ МПа}.$$

Тут: *HB*- твердість по Брінелю, σ_{FP} – допустиме напруження на згин, σ_{HP} – допустиме контактне напруження.

2) Визначення розрахункової колової сили в зоні її найбільшої концентрації при розрахунку на контактних напруженнях.

$$w_{Htp} = \frac{F_t}{b_\omega} \cdot k_{H\beta}, \left(\frac{H}{\text{мм}} \right) \quad (1.13)$$

де F_t - в Н; b_ω - в мм;

$k_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині зубчастого вінця при розрахунку по контактних напруженнях;

Для вказаних припрацьованих передач $k_{H\beta} = 1$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_c}{d_c} \cdot \frac{k_c}{k} \quad (1.14)$$

де: F_t – колова сила (Н); d_c - дільний діаметр сонячного колеса (мм)

M_c – момент на колесі *c*, (Н×мм);

k – число обраних сателітів;

k_c – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантажень на сателітах ($k_c = 1,2$ при $k = 4$; $k_c = 1,33$ при $k = 3$; $k_c = 1,5$ при $k = 2$)

3) Визначення коефіцієнта динамічного навантаження при розрахунку по контактних напруженнях

$$k_{HV} = 1 + \frac{w_{HV}}{w_{Htp}} \quad (1.15)$$

$$\text{де} \quad w_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V^{(H)} \cdot \sqrt{\frac{a_w}{|I^{(H)}|}} \quad (1.16)$$

де: w_{HV} – питома колова динамічна сила при розрахунку по контактних напруженнях (Н/мм); $-$ (м/с); $V^{(H)}$ – колова швидкість в «оберненому» русі (м/с);

δ_H – коефіцієнт, який враховує прояв впливу похибок зачеплення на динамічне навантаження при розрахунку по контактних напруженнях (Табл. 1.3);

g_0 – коефіцієнт, який враховує вплив різниці кроків в зачепленні шестерні і колеса (Табл.1.4; при розрахунку передачі рекомендовано прийняти середню за точністю 7-у чи 8-у ступінь точності зубчастих коліс).

$$V^{(H)} = \omega_c^{(H)} \cdot \frac{d_c}{2}, \quad \left(\frac{m}{c}\right) \quad (1.17)$$

$$\text{де } \omega_c^{(H)} = \frac{\pi \cdot n_c^{(H)}}{60} \text{ у } \left(\frac{pad}{c}\right), \quad n_c^{(H)} \text{ в } \left(\frac{об}{хв}\right); \quad d_c \text{ в } (m);$$

$$a_w = a_{wcg};$$

$$I^{(H)} = I_{cg}^{(H)} = -\frac{z_g}{z_c}, \quad \text{при } z_c < z_g \quad (1.18)$$

$$I^{(H)} = I_{gc}^{(H)} = -\frac{z_c}{z_g}, \quad \text{при } z_c > z_g \quad (1.19)$$

4) Визначення питомої розрахованої колової сили при розрахунку по контактних напруженнях w_{Ht} :

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV} \cdot \left(\frac{H}{mm}\right); \quad (1.20)$$

де F_t – (Н); b_w – (мм);

5) Перевірка умов міцності по контактних напруженнях $(\sigma_H \leq \sigma_{HP})$:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_c} \cdot \frac{I_{cg}^{(H)} + 1}{I_{cg}^{(H)}}} \leq \sigma_{HP} \quad (1.21)$$

де σ_H – фактичне напруження (МПа);

z_H – коефіцієнт, який враховує форми спряжених поверхонь (для прямозубих коліс $z_H \approx 1,76$);

z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчатих коліс (для сталі $z_M \approx 1,76$);

В формулу (1.21) для σ_H підставляється менше з двох значень σ_{HP} (для коліс с і g). Якщо умови міцності не виконуються, тобто ($\sigma_H > \sigma_{HP}$), потрібно задати нове (більше) значення модуля m (тобто збільшити геометричні розміри, зменшивши тим самим напруження) і провести перерахунок; або вибрати міцніший матеріал (з більшим σ_{HP}).

Перевірочний розрахунок по напруженнях згину

- 1) Визначення питомої розрахункової колової сили в зоні її найбільшої концентрації при розрахунку по напруженнях згину:

$$w_{Ftp} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{F\beta} \cdot \left(\frac{H}{\text{мм}} \right) \quad (1.22)$$

де F_t – (Н); b_w – (мм);

$k_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині зубчатого вінця колеса при розрахунку по навантаженнях згину (k_{FV})

Параметри F_t і b_w були знайдені раніше.

- 2) Визначення коефіцієнта динамічного навантаження при розрахунку по напруженнях згину (k_{FV}):

$$k_{FV} = 1 + \frac{w_{FV}}{w_{Ftp}} \quad (1.23)$$

$$w_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V^{(H)} \cdot \sqrt{\frac{a_w}{I^{(H)}}} \left(\frac{H}{\text{мм}} \right)$$

де $V^{(H)}$ - (м/с) колова швидкість в «оберненому» механізмі;

w_{FV} - питома колова динамічна сила при роботі на згин (Н/мм);

δ_F - коефіцієнт, який враховує прояв похибок зчеплення на динамічне навантаження при розрахунку по напруженнях згину (Табл.1.5);

Параметри g_0 , $V^{(H)}$, a_w , $I^{(H)}$ були знайдені раніше.

3)Визначення питомої розрахункової колової сили при розрахунку по напруженнях згину (w_{Ft}):

$$w_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{FV} \left(\frac{H}{\text{мм}} \right); \quad (1.24)$$

де F_t – (Н); b_w – (мм);

4) Визначення коефіцієнта форми зуба (Рис.1.5):

КОЛЕСО c:

$$Y_{Fc}$$

КОЛЕСО g:

$$Y_{Fg}$$

5)Визначення співвідношень $\left(\frac{\phi_{FP}}{Y_F} \right)^{-}$ для коліс c і g:

КОЛЕСО c:

$$\left(\frac{\phi_{FPc}}{Y_{Fc}} \right)^{-}$$

КОЛЕСО g:

$$\left(\frac{\sigma_{FPg}}{Y_{Fg}} \right)^{-}$$

Розрахунок на згин проводиться по тому з коліс, у якого співвідношення

$\left(\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}\right)$ менше.

б) Перевірка умови міцності на згин.

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{w_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP} \quad (1.25)$$

де σ_F – фактичне напруження згину – (МПа)

m – (мм).

Таблиця 1.3.

Значення коефіцієнта δ_H

Твердість поверхні зубців	Вид зубців	
При HB < 350 хоча б одного з пари зубчатих коліс	Прямі без модифікації	0,006
	Прямі з модифікацією	0,004
	Косі	0,002
При HB > 350 для обох коліс, утворюючих зачеплення	Прямі без модифікації	0,014
	Прямі з модифікацією	0,010
	Косі	0,004

ПРИМІТКА: Студент сам вибирає зубчасті колеса з модифікацією чи без неї

Таблиця 1.4.

Значення коефіцієнта g_0 .

Модуль m , мм	Ступінь точності по нормах плавн.			
	6	7	8	9
До 3,55	38	47	56	73

Таблиця 1.5.

Значення коефіцієнта δ_F

Вид передачі	δ
Косозубі і шевронні колеса	0,006
Прямозубі колеса з модифікацією	0,011
Прямозубі колеса без модифікації	0,016

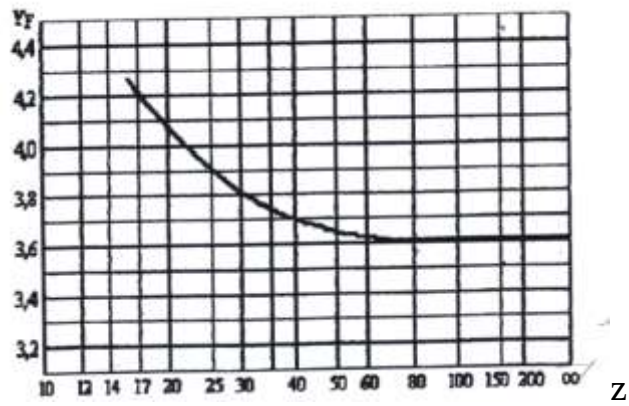
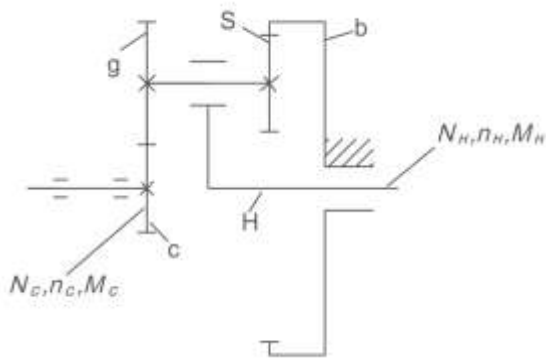


Рис. 1.5. Визначення коефіцієнту форми зубців

2. Спрощений розрахунок двохступінчастої планетарної передачі зі змішаним зачепленням (Рис.2.1)



Вихідні дані:

N_c, N_H - відповідно потужності на колесах c і водилі H [Вт];

n_c, n_h - відповідно частоти обертання колеса c і водила H [об/хв];

$$I_{ch} = \frac{n_c}{n_h} - \text{передаточне відношення}$$

планетарної передачі ($I_{ch} = 3..17$)

Рис.2.1

Порядок розрахунку

2.1. Підбір кількості зубців коліс (z_c, z_g, z_b, z_s).

1). Визначаємо передаточне відношення « оберненого » механізму.

$$I_{cb}^{(H)} = 1 - I_{ch} \quad (2.1)$$

В розглянутій передачі $I_{ch} > 0$ (додатне), а $I_{cb}^{(H)} < 0$ (від'ємне).

2). Робимо розбивку передаточного відношення $I_{cb}^{(H)}$ по ступеням зачеплень

$$\text{згідно формули} \quad I_{cb}^{(H)} = I_{cg}^{(H)} \cdot I_{sb}^{(H)} \quad (2.2)$$

Рекомендовано приймати $|I_{cg}^{(H)}| < I_{sb}^{(H)}$

3). Визначаємо кількість зубців z_c, z_g, z_b, z_s .

$$z_c = a \cdot k \cdot \frac{|I_{cb}^{(H)}| - |I_{cg}^{(H)}|}{(|I_{cg}^{(H)}| + 1) \cdot |I_{cb}^{(H)}|} \quad (2.3)$$

де: k - число сателітів (зазвичай $k = 2 \div 4$)

a - будь-яке ціле додатне число;

за допомогою a проводиться підбір z_c після підстановки в формулу (2.3)

величин відомих параметрів;

кількість зубців кожного з коліс повинна бути більше 17 і кратна k ;
Тоді

$$z_b = a \cdot k; z_g = |I_{cg}^{(H)}| \cdot z_c \quad (2.4)$$

$$z_s = z_b - z_c - z_g \quad (2.5)$$

Перевіряємо внутрішнє зачеплення (колеса s і b) на відсутність заклинювання згідно Таблиці 2.1. Якщо вказана умова не виконується, необхідно провести перерахунок кількості зубців коліс.

Таблиця 2.1

Допустимі кількості зубців коліс для внутрішнього зачеплення при відсутності заклинювання передачі

z_s	z_b	z_s	z_b
17	∞	23	>41
18	>144	24	>38
19	>81	25	>36
20	>60	26	>35
21	>50	27...79	$> z_s + 8$
22	>44	80 і більше	$> z_s + 7$

Перевіряємо умову сусідства сателітів:

$$(z_c + z_g) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) > A \quad (2.6)$$

$$A = z_g + 2, \text{ якщо } z_g > z_s; A = z_s + 2, \text{ якщо } z_s > z_g$$

ПРИМІТКА

- Якщо умова сусідства не виконується, необхідно провести перерахунок кількості зубців;
- $z_{\min} \geq 17$
- Кількість зубців коліс z_c і z_b (центральні колеса) повинна бути кратна числу сателітів (k);

d) Кількість зубців не повинна бути дробовим числом; заокруглення недопустимо.

2.2 Кінематичний розрахунок планетарної передачі

$$I_{cg}^{(H)} = \frac{n_c - n_H}{n_g - n_H}, I_{cg}^H = -\frac{z_g}{z_c}; \quad (2.7)$$

з першого рівняння (2.7) визначаємо n_g .

$$n_g = \frac{n_c - n_H + I_{cg}^{(H)} \cdot n_H}{I_{cg}^{(H)}} = n_s \quad (2.8)$$

Визначаємо частоти обертання ланок «оберненого» механізму.

$$n_g^{(H)} = n_g - n_H = n_s^{(H)}; n_c^{(H)} = n_c - n_H; n_b^{(H)} = n_b - n_H = -n_H; n_b = 0 \quad (2.9)$$

Примітка

При кінематичних розрахунках планетарних передач враховуються знаки кінематичних параметрів.

2.3 Визначення моментів на вході і виході планетарної передачі

(проводиться, якщо вони не визначені раніше)

$$M_H = \frac{N_H}{\omega_H}, \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.10)$$

$$\left(\omega_H = \frac{\pi \cdot n_H}{30}, \text{ рад./с} \right) \text{ тут } N_H - \text{Н}; n_H - \text{об./хв.}$$

$$M_C = \frac{M_H}{I_{CH} \cdot \eta_{ПЛ}}; \quad (2.11)$$

$\eta_{ПЛ}$ – К.К.Д. планетарної передачі $\eta \approx 0.96 \dots 0.98$.

2.4 Розрахунок геометричних розмірів коліс планетарної передачі

(прямозубі циліндричні колеса)

Оскільки навантаження в приладних механізмах невеликі, проводиться перевірочний розрахунок на міцність.

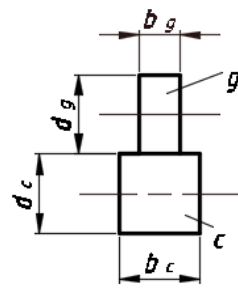
1). Задаємося стандартним значенням модуля з ряду $m=0.5\text{мм}; 0.6\text{мм}; 0.8\text{мм}$;
Для зовнішнього (колеса с і g) і внутрішнього (колеса s і b) зачеплень
приймаємо однакові модулі .

2). Визначаємо основні геометричні розміри зубчастих коліс:

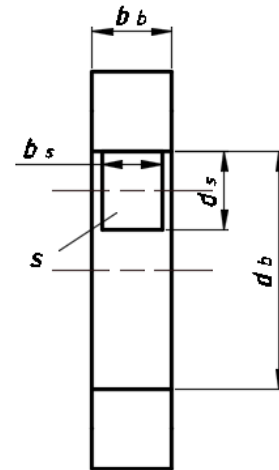
Таблиця 2.2

Діаметри ділительних кіл	$d_c = m \cdot z_c$ $d_g = m \cdot z_g$ $d_s = m \cdot z_s$ $d_b = m \cdot z_b$
Висота голівок зубців	$h_a = h_a^* \cdot m, h_a = 1$ – коефіцієнт висоти голівки зуба.
Висота ніжок зубців	$h_f = (h_a + c) \cdot m$ тут приймаємо $c = 0.25 \dots 0.4$ – коефіцієнт радіального зазору
Діаметри кіл виступів(верхівок)	$d_{ac} = d_c + 2 \cdot h_a;$ $d_{ag} = d_g + 2 \cdot h_a;$ $d_{as} = d_s + 2 \cdot h_a;$ $d_{ab} = d_b - 2 \cdot h_a$
Діаметри кіл западин	$d_{fc} = d_c - 2 \cdot h_f;$ $d_{fg} = d_g - 2 \cdot h_f;$ $d_{fs} = d_s - 2 \cdot h_f;$ $d_{fb} = d_b + 2 \cdot h_f$
Ширини зубчатих вінців коліс	
Робоча ширина зубчатого вінця колеса через діаметр d_c	$b_w = \psi_{bd} \cdot d_c$
Коефіцієнт ширини зубчатого вінця	$\psi \leq 0,75$
Ширина зубчатого вінця колеса g і s	$b_g = b_s = b_w$
Ширина зубчатих вінець коліс c і b	$b_c = b_b = b_w + (3..4) \text{ мм}$

Ширина зубчастих вінців коліс (Рис. 2.2).



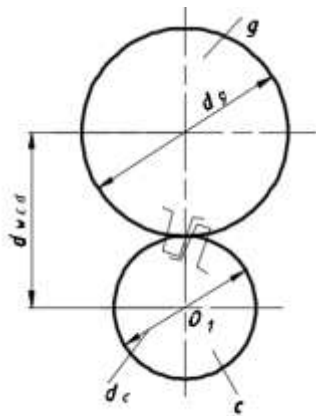
Зовнішнє зачеплення



Внутрішнє зачеплення

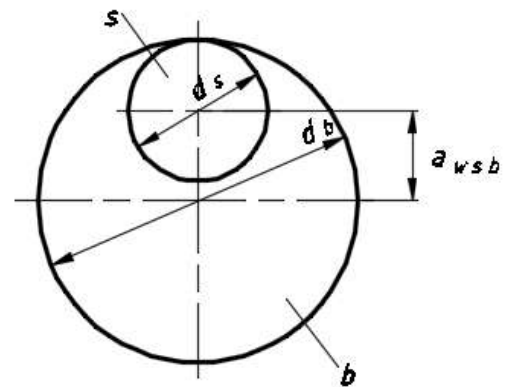
Рис. 2.2

3). Визначаємо міжосьові відстані (Рис. 2.3;2.4).



Зовнішнє зачеплення

Рис.2.3



Внутрішнє зачеплення

Рис.2.4

$$a_{wcg} = \frac{d_c + d_g}{2} \quad (2.12)$$

$$a_{wsg} = \frac{d_b - d_s}{2} \quad (2.13)$$

$$a_{wcg} = a_{wsg}$$

2.5 Перевірочний розрахунок на міцність по контактним напруженням зовнішнього і внутрішнього зачеплення

- 1) Вибір матеріалів зубчастих коліс провадиться за відповідними довідниками [2], де для матеріалів вказуються і допустимі напруження при різних видах деформації, і необхідний вид термообробки та інші дані.

Наприклад обираємо:

Колеса с і s: Сталь 50, термообробка – нормалізація; Твердість по Брінелю

HB=200, допустимі напруження на згин: $\sigma_{FP} = 190 \text{ МПа}$ – для

нереверсивних передач; $\sigma_{FP} = 120 \text{ МПа}$ – для реверсивних

передач; допустиме контактне напруження: $\sigma_{HP} = 495 \text{ МПа}$.

Колеса g і b: Сталь 45, термообробка – нормалізація; HB=180,

$\sigma_{FP} = 180 \text{ МПа}$ – для нереверсивних передач;

$\sigma_{FP} = 115 \text{ МПа}$ – для реверсивних передач;

$\sigma_H = 460 \text{ МПа}$.

- 2.) Визначення питомої розрахункової колової сили в зоні її найбільшої концентрації при розрахунку по контактним напруженням для зовнішнього і внутрішнього зачеплень w_{hnp} .

$$w_{hnp} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{H\beta}, [\text{Н/мм}]; \quad (2.14)$$

де $k_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині зубчастого вінця при розрахунку по контактним напруженням; вважаємо, що передача – припрацьована, тому для вказаних передач можна приймати $k_{H\beta} = 1$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_c}{d_c} \cdot \frac{K_c}{k}, [\text{Н}] \text{ – колова сила – внутрішнє зачеплення}; \quad (2.15)$$

M_c - момент на колесі с , [Н·мм]; d_c - [мм]

$$F_t = \frac{2 \cdot M_g}{d_s} \cdot \frac{K_c}{k}, [\text{H}] - \text{колова сила} - \text{зовнішнє зачеплення}; \quad (2.16)$$

$$M_s = M_g = M_c \cdot \frac{z_g}{z_s} - \text{момент на колесі s};$$

тут k – число сателітів (вже обране)

K_c – коефіцієнт який враховує нерівномірність розподілення навантаження по сателітах ($K_c = 1.2$ при $k = 4$; $K_c = 1.33$ при $k = 3$; $K_c = 1.5$ при $k = 2$)

3.) Визначення коефіцієнта динамічного навантаження при розрахунку по контактним напруженням для зовнішнього і внутрішнього зачеплень K_{HV} .

$$K_{HV} = 1 + \frac{w_{HV}}{w_{Htp}}, \quad (2.17)$$

де

$$w_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V^{(H)} \cdot \sqrt{\frac{a_w}{|I^{(H)}|}}, \left[\frac{\text{H}}{\text{мм}} \right] \quad (2.18)$$

w_{HV} - питома динамічна сила при розрахунку по контактним напруженням;

тут $V^{(H)}$ – колова швидкість в «оберненому» русі [м/с], a_w - [мм] для зовнішнього зачеплення

$$V^{(H)} = \omega_c^H \cdot \frac{d_c}{2}; \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right] \quad \omega_c^{(H)} = \frac{\pi \cdot n_c^{(H)}}{30}, [\text{рад/с}];$$

тут $n_c^{(H)}$ – [об/хв], d_c – [м]

$$|I^{(H)}| = |I_{cg}^{(H)}| \text{ при } z_c < z_g; |I^{(H)}| = |I_{gc}^{(H)}| \text{ при } z_c > z_g$$

$$a_w = a_{wcg}; I_{cg}^{(H)} = -\frac{z_g}{z_c}; I_{gc}^{(H)} = -\frac{z_c}{z_g};$$

для внутрішнього зачеплення

$$v^{(H)} = \omega_s^{(H)} \cdot \frac{d_s}{2} \text{ [м/с]}; \quad \omega_s^{(H)} = \omega_g^{(H)} = \frac{\pi \cdot n_g^{(H)}}{30}, \text{ [рад/с]};$$

$$a_w = a_{wsb} = a_{wsg}; \quad |I^{(H)}| = I_{sb}^{(H)}; \quad I_{sb}^{(H)} = \frac{Z_b}{Z_s}$$

δ_H – коефіцієнт, який враховує прояв впливу похибки зачеплення на динамічне навантаження при розрахунку по контактним напруженням (Табл.2.3).

g_0 – коефіцієнт, який враховує вплив різниці кроків зачеплення зубців шестерні і колеса (Табл.2.4); Рекомендовано при розрахунку передачі приймати середню ступінь точності зубчастих коліс: $7^{мy}$ або $8^{мy}$.

4.) Визначення питомої розрахункової колової сили при розрахунку по контактним напруженням для зовнішнього і внутрішнього зачеплень (ω_{Ht})

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \text{ [Н/мм]} \quad (2.19)$$

Тут F_t – [Н]; b_w – [мм].

Таблиця 2.3

Значення коефіцієнта δ_H

Твердість поверхні зубців	Вид зубців	δ_H
При HB<350 хоча б одного з пари зубчастих коліс	Прямі зубці без модифікації	0.006
	Прямі зубці з модифікацією	0.004
	Косі зубці	0.002
При HB ₁ <350 і HB ₂ <350	Прямі зубці без модифікації	0.014
	Прямі зубці з модифікацією	0.010
	Косі зубці	0.004

Примітка. Студент на свій розсуд обирає зубчасті колеса з модифікацією зубців чи без модифікації.

Таблиця 2.4

Значення коефіцієнта g_0 .

Модуль m , мм	Ступінь точності по нормах плавності			
	6	7	8	9
До 3,55	38	47	56	73

5.) Перевірка умови міцності по контактним напруженням для зовнішнього і внутрішнього зачеплення ($\sigma_{HP} < \sigma_{HP}^{\text{доп}}$).

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_w} \cdot \frac{|I^{(H)}| \mp 1}{|I^{(H)}|}} \leq \sigma_{HP}^{\text{доп}}, [\text{МПа}] \quad (2.20)$$

тут w_{Ht} – [Н/мм]; d_w – [мм]

σ_H – фактичне контактне напруження

Z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс; $Z_M = 275$, – для сталі.

Z_H – коефіцієнт, який враховує форми спряжених поверхонь;

$Z_H \cong 1.76$ – для прямозубих коліс.

В формулі для (2.20) σ_H знак «+» – для зовнішнього зачеплення; знак «-» для внутрішнього зачеплення.

$$\left. \begin{aligned} d_w &= d_c \\ I^{(H)} &= I_{cg}^{(H)} = -\frac{Z_g}{Z_c} \end{aligned} \right\} \text{ - зовнішнє зачеплення}$$

$$\left. \begin{aligned} d_w &= d_s \\ I^{(H)} &= I_{sb}^{(H)} = \frac{Z_b}{Z_s}; \end{aligned} \right\} \text{ - внутрішнє зачеплення}$$

В формулу (2.20) підставляється менше з двох значень $[\sigma_{HP}]$, як для зовнішнього так і для внутрішнього зачеплення. Якщо умова міцності ($\sigma_H \leq \sigma_{HP}^{\text{доп}}$) не виконується, так як $\sigma_H > \sigma_{HP}^{\text{доп}}$, то необхідно задатись або більшим значенням модуля, щоб збільшити геометричні розміри і тим самим

зменшити напруження; або вибрати більш міцний матеріал для коліс ($[\sigma_{HP}]$) і провести перерахунок.

2.6 Перевірочний розрахунок на міцність по напруженням згину для зовнішнього і внутрішнього зачеплень

1.) Визначення питомої розрахункової колової сили в зоні її найбільшої концентрації при розрахунку по напруженням згину для зовнішнього і внутрішнього зачеплення (w_{Ftp}).

$$w_{Ftp} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{H\beta}, \left[\frac{H}{мм} \right] \quad (2.21)$$

тут F_t - [Н]; b_w - [мм];

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця колеса при розрахунку по напруженням згину; вважаємо, що передача припрацьована; для вказаних передач $K_{H\beta} = 1$.

2) Визначення коефіцієнта динамічного навантаження при розрахунку по напруженням згину для зовнішнього і внутрішнього зачеплення (K_{Fv}).

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv}}{w_{Ftp}};$$

тут w_{Fv} - [Н/мм]; w_{Ftp} - [Н/мм];

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V^{(H)} \cdot \sqrt{\frac{a_w}{|I^{(H)}|}} \quad (2.22)$$

w_{Fv} - [Н/мм] питома колова динамічна при розрахунку по напруженням згину;

тут $V^{(H)}$ – колова швидкість при «оберненому» русі [м/сек]; a_w - [мм];

δ_F - коефіцієнт який враховує прояв похибки зачеплення на динамічне навантаження при розрахунку по напруженням згину (Табл.2.5)

$$\begin{array}{l}
 I^{(H)} = I_{cg}^{(H)} = -\frac{z_g}{z_c}; \text{ при } z_c < z_g \\
 I^{(H)} = I_{gc}^{(H)} = -\frac{z_c}{z_g}; \text{ при } z_g < z_c \\
 v^{(H)} = \omega_c^{(H)} \cdot \frac{d_c}{2}, [\text{м/с}] \\
 a_w = a_{wcg}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} I^{(H)} = I_{cg}^{(H)} = -\frac{z_g}{z_c}; \text{ при } z_c < z_g \\ I^{(H)} = I_{gc}^{(H)} = -\frac{z_c}{z_g}; \text{ при } z_g < z_c \\ v^{(H)} = \omega_c^{(H)} \cdot \frac{d_c}{2}, [\text{м/с}] \\ a_w = a_{wcg} \end{array}} \right\} \text{зовнішнє зачеплення.}$$

$$\begin{array}{l}
 I^{(H)} = I_{sb}^{(H)} = \frac{z_b}{z_s} \\
 V^{(H)} = \omega_s^{(H)} \cdot \frac{d_s}{2}, [\text{м/с}] \\
 a_w = a_{wsb} = a_{wcg}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} I^{(H)} = I_{sb}^{(H)} = \frac{z_b}{z_s} \\ V^{(H)} = \omega_s^{(H)} \cdot \frac{d_s}{2}, [\text{м/с}] \\ a_w = a_{wsb} = a_{wcg} \end{array}} \right\} \text{внутрішнє зачеплення.}$$

3) Визначення питомої розрахункової колової сили при розрахунку по напруженням згину зовнішнього і внутрішнього зачеплень (w_{Ft}).

$$w_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, [\text{Н/мм}]. \quad (2.23)$$

тут F_t – [Н]; b_w – [мм].

4) Визначення коефіцієнта форми зуба (рис.2.5).

Зовнішнє зачеплення

колесо с. $Y_{Fc} = \dots$

колесо g. $Y_{Fg} = \dots$

Внутрішнє зачеплення.

колесо s. $Y_{Fs} = \dots$

колесо b. $Y_{Fb} = \dots$

5) Визначення співвідношень $\frac{\sigma_{FPc}}{Y_F}$ для коліс зовнішнього і внутрішнього зачеплень.

Зовнішнє зачеплення

Колесо с. $\frac{\sigma_{FPc}}{Y_{Fc}} = \dots$

Колесо g. $\frac{\sigma_{FPg}}{Y_{Fg}} = \dots$

Внутрішнє зачеплення

Колесо s. $\frac{\sigma_{FPs}}{Y_{Fs}} = \dots$

Колесо b. $\frac{\sigma_{FPb}}{Y_{Fb}} = \dots$

Примітка

Розрахунок на згин для кожного із зачеплень ведеться по тому із коліс, у якого співвідношення $\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$ менше.

6.) Перевірка умови міцності на згин для зовнішнього і внутрішнього зачеплень.

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{w_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP}, [\text{МПа}] \quad (2.24)$$

тут w_{Ft} – [Н/мм]; m – [мм].

σ_F – фактичне напруження згину, МПа.

Умова міцності виконується, якщо

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (2.25)$$

Таблиця 2.5

Значення коефіцієнта δ_F

Вид передачі	δ_F
Косозубі і шевронні зубці	0.006
Прямі з модифікацією зубці	0.011
Прямозубі колеса без модифікації	0.016

.....

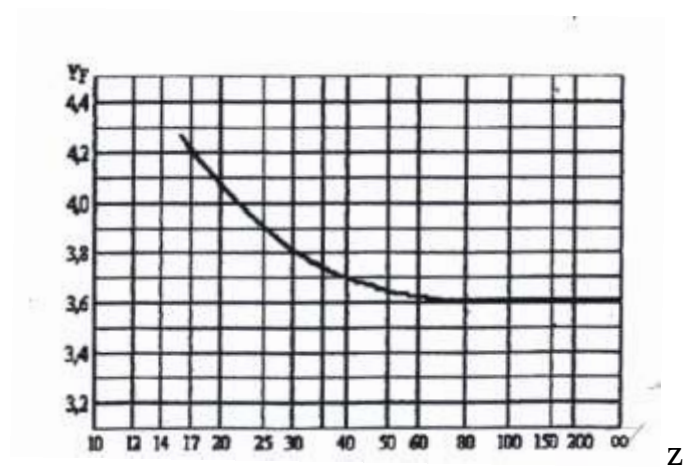
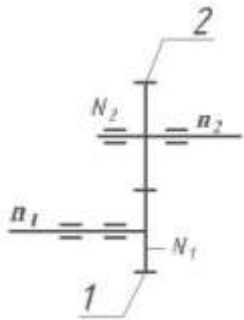


Рис. 2.5. Визначення коефіцієнту форми зубців

3. Спрощений розрахунок циліндричної передачі (Рис.3.1)



В цьому розділі проводиться розрахунок кінематичних, геометричних параметрів циліндричної передачі, а також перевірочний розрахунок на міцність по контактних напруженнях та напруженнях згину.

1-шестерня

2-колесо

Рис. 3.1

Вихідні дані

Як правило, на початок цього розрахунку вже відомі деякі параметри, а саме: передаточне відношення передачі

$I_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$; кількість зубців може бути підібрана: z_1 та z_2 ; а також потужності

N_1 ; N_2 [Вт], або моменти M_1 ; M_2 [Н·м] відповідно на шестерні 1 і колесі 2.

Примітка: Якщо - передача, що розраховується, є частиною складного механізму, необхідно бути уважним до індексів n_i ; z_i ; N_i ; M_i .

Порядок розрахунку

3.1 Вибір кількості зубців зубчастих коліс

Вибираємо z_1 з ряду $z_1 = 20 \dots 25$, тоді $z_2 = I_{12} \cdot z_1$.

Примітка:

Кількість зубців z_2 не повинна бути дробовою. Коли z_2 виходить дробовим, його заокруглюють до цілого числа з наступним уточненням I_{12} .

При цьому допустима відносна похибка передатного числа:

$$\delta_{I_{12}} = \left| \frac{I_{12} - I_{12,ym}}{I_{12}} \cdot 100\% \right| \leq 3\% \quad (3.1)$$

3.2 Визначення моментів на шестерні і колесі

Цей пункт виконують, якщо величини моментів не розраховані раніше в силових розрахунках механізма.

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1}, [\text{Н} \cdot \text{мм}] \quad (3.2)$$

де $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, [\text{Рад/с}]$.

тоді: $M_2 = M_1 \cdot I_{12} \cdot \eta_{3.3}, \quad (3.3)$

де $\eta_{3.3} \cong 0.98$ - (К.К.Д.) зубчастого зачеплення

3.3 Визначення деяких геометричних розмірів коліс

- 1) Обираємо модуль зачеплення з ряду стандартних модулів. Оскільки навантаження на механізм, як правило, невеликі, рекомендовано вибрати значення модулів: $m = 0.5; 0.6; 0.8; (\text{мм})$
- 2) Визначимо основні геометричні параметри зубчастих коліс (Табл.3.1)

Таблиця 3.1

Діаметри ділільних окружностей	$d_i = m \cdot z_i; (i=1,2);$
Висота голівок зубців	$h_a = h_a^* \cdot m,$ $h_a = 1$ - коефіцієнт голівки зуба
Висота ніжок зубців	$h_a = h_a^* + c^* \cdot m,$ $c^* = 0.25..0.4$ - коефіцієнт радіального зазору
Діаметри окружностей вершин (виступів)	$d_{ai} = d_i + 2 \cdot h_a;$
Діаметри окружностей западин	$d_{fi} = d_f + 2h_f$
Ширини зубчатих вінців коліс	
Робоча ширина зубчатого вінця де коефіцієнт ширини зубчатого вінця	$b_w = \psi_{bd} \cdot d_1$
	$\psi_{bd} \cong 0.6$

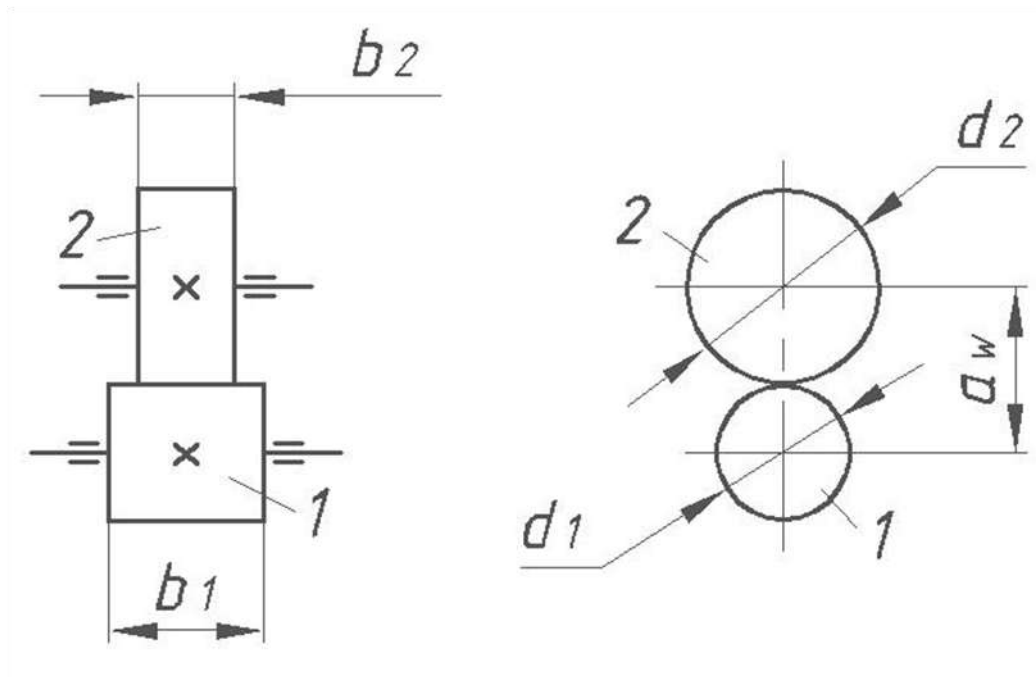


Рис. 3. 2 геометричні розміри циліндричних коліс

d_1 - діаметр ділильної окружності шестерні;

Приймаємо $b_2 = b_w$ - ширина зубчастого вінця колеса;

$b_1 = b_2 + (3 \dots 4) \text{ мм}$ - ширина зубчастого вінця шестерні.

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} \quad (3.4)$$

3.4 Перевірочний розрахунок на міцність зубчастої передачі.

Розрахунок по контактних напруженнях

1) Вибір матеріалів зубчастих коліс.

Матеріали коліс обирають за спеціальними довідниками [2], керуючись потрібними величинами їх характеристик, коли для матеріалів вказуються і допустимі напруження при різних видах деформації, і необхідний вид термообробки та інші дані.

Наприклад, оберемо:

Шестерня: Сталь 50, термообробка – нормалізація,

твердість за шкалою Бринеля: $HV=220$, $[\sigma_{FP}]=190\text{МПа}$ - допустиме напруження на згин для нереверсивної передачі, $[\sigma_{FP}]=120\text{МПа}$ – допустиме напруження на згин для реверсивної передачі, $[\sigma_{FP}]=495\text{МПа}$ – допустиме контактне напруження.

Колесо: Сталь 45, термообробка – нормалізація, $HV=200$,
 $[\sigma_{FP}]=180\text{МПа}$ – для нереверсивної передачі,
 $[\sigma_{FP}]=115\text{МПа}$ - для реверсивної передачі,
 $[\sigma_{FP}]=460\text{МПа}$

2) Визначення питомої розрахункової колової сили в зоні її найбільшої концентрації при розрахунку за контактними напруженнями

$$W_{HtP} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta}, [\text{Н/мм}] \quad (3.5)$$

де $K_{H\beta}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця при розрахунку за контактними напруженнями; вважаємо, що розглядається передача вже припрацьована, для якої $K_{H\beta}=1$;

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1}, [\text{Н}] - \text{колова сила.} \quad (3.6)$$

3) Визначимо коефіцієнт динамічного навантаження

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV}}{W_{HtP}} \quad (3.7)$$

$$\text{де } W_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{I_{12}}}, [\text{Н/мм}] \quad (3.8)$$

W_{HV} - питома колова динамічна сила при розрахунку за контактними напруженнями;

δ_H - коефіцієнт, що враховує прояв похибок зачеплення на динамічне навантаження при розрахунку за контактними напруженнями (Табл.3.2);

g_0 - коефіцієнт, що враховує вплив різних кроків у зачепленні зубців шестерні і колеса (Табл.3.3); рекомендовано прийняти середню (7^y чи 8^y) ступені точності виготовлення зубчастих коліс).

Таблиця 3.2

Значення коефіцієнта δ_H		
Твердість поверхні зубців	Вид зубців	δ_H
При $HV < 350$ хоча б одного з пари зубчастих коліс	Прямі без модифікації	0.006
	Прямі з модифікацією	0.004
	Косі	0.002
При $HV_1 < 350$ і $HV_2 < 350$	Прямі без модифікації	0.014
	Прямі з модифікацією	0.010
	Косі	0.004

Примітка. Студент на свій розсуд обирає зубчасті колеса з модифікацією зубців чи без модифікації.

Таблиця 3.3

Значення коефіцієнта g_0 .				
Модуль m , мм	Ступінь точності по нормах плавності			
	6	7	8	9
До 3,55	38	47	56	73

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, [\text{рад/с}] \quad (3.9)$$

- 4) Для визначення питомої розрахункової колової сили при розрахунку за контактними напруженнями W_{HtP}

$$W_{HtP} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \cdot \left[\frac{H}{\text{мм}} \right] \quad (3.10)$$

5) Перевірка умови міцності за контактними напруженнями.

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{I_{12} + 1}{I_{12}}} \leq \sigma_{HP} \quad (3.11)$$

$\left[\frac{H}{мм} \right]$
 $\nwarrow$
 $\nearrow$
 $мм$

де σ_H - фактичні контактні напруження, МПа;

Z_H - коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь;

$Z \cong 1.76$ для прямозубих коліс.

Z_M - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів сполучених зубчастих коліс; $Z \cong 275$ - для інших коліс.

В умову міцності підставляється менше з двох значень σ_{HP} .

Якщо умова не виконується, тобто $\sigma_H > \sigma_{HP}$, то необхідно задатися новим (більшим) значенням модуля m , (щоб збільшити геометричні розміри коліс і зменшити тим самим напруження) і провести перерахунок чи вибрати інший, більш міцний матеріал (з більшим σ_{HP}).

Розрахунок за напруженнями згину

- 1) Визначення питомої розрахункової колової сили в зоні її найбільшої концентрації при розрахунку по напруженнях згину.

$$W_{HP} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \left[\frac{H}{мм} \right] \quad (3.12)$$

H
 $\nwarrow$
 $\nearrow$
 $мм$

де $K_{H\beta}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця колеса при розрахунку по напруженнях згину; розглядається припрацьована передача, для якої $K_{H\beta} = 1$.

- 2) Визначення коефіцієнта динамічного навантаження при розрахунку за напруженнями згину.

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV}}{W_{FtP}} \quad (3.13)$$

$\left[\frac{H}{мм} \right]$ (above W_{FV})
 $\left[\frac{H}{мм} \right]$ (below W_{FtP})

$$W_{FV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{I_{12}}}, \left[\frac{H}{мм} \right] \quad (3.14)$$

$мм$ (above a_w)
 $\left[\frac{M}{с} \right]$ (below V)

W_{FV} – питома колова динамічна сила при розрахунку за напруженнями згину;
 δ_F – коефіцієнт, що враховує прояв погрішностей зачеплення на динамічне навантаження при розрахунку за напруженнями згину (Табл.3.4)

- 3) Визначення питомої розрахункової колової сили при розрахунку за напруженнями згину.

$$W_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \frac{H}{mm} \quad (3.15)$$

4) Визначення коефіцієнта форми зуба.

Проводиться по графіку (Рис.3.3) в залежності від кількості зубців колеса z_i

Шестерня. $Y_{F_1} = \dots$

Колесо. $Y_{F_2} = \dots$

5) Визначення співвідношення $\frac{\phi_{FP}}{Y_F}$ для шестерні і колеса.

Шестерня. $\frac{\sigma_{FP_1}}{Y_{F_1}} = \dots$

Колесо. $\frac{\sigma_{FP_2}}{Y_{F_2}} = \dots$

Розрахунок на згин проводиться по тому з коліс, у якого співвідношення $\frac{\phi_{FP}}{Y_F}$ менше.

6) Перевірка умови міцності за напруженнями згину.

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_{HP}] \quad (3.16)$$

Таблиця 3.4

Значення коефіцієнта δ_F

Вид передачі	δ_F
Косозубі і шевронні колеса	0.006
Прямозубі з модифікацією	0.011
Прямозубі без модифікації	0.016

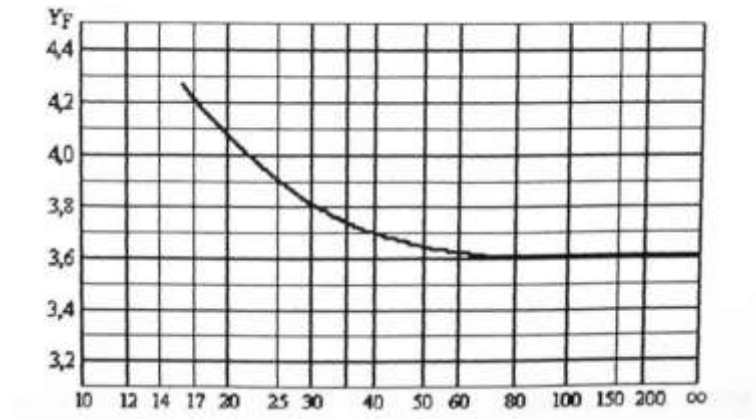


Рис. 3.3

4. Порядок проектного розрахунку на міцність черв'ячних передач

Черв'ячні передачі, що складаються з черв'яка 1 та черв'ячного колеса 2 (Рис.4.1), застосовують для передачі великих потужностей і моментів, тому, для прикладу, розглянемо варіант проектного розрахунку на міцність.

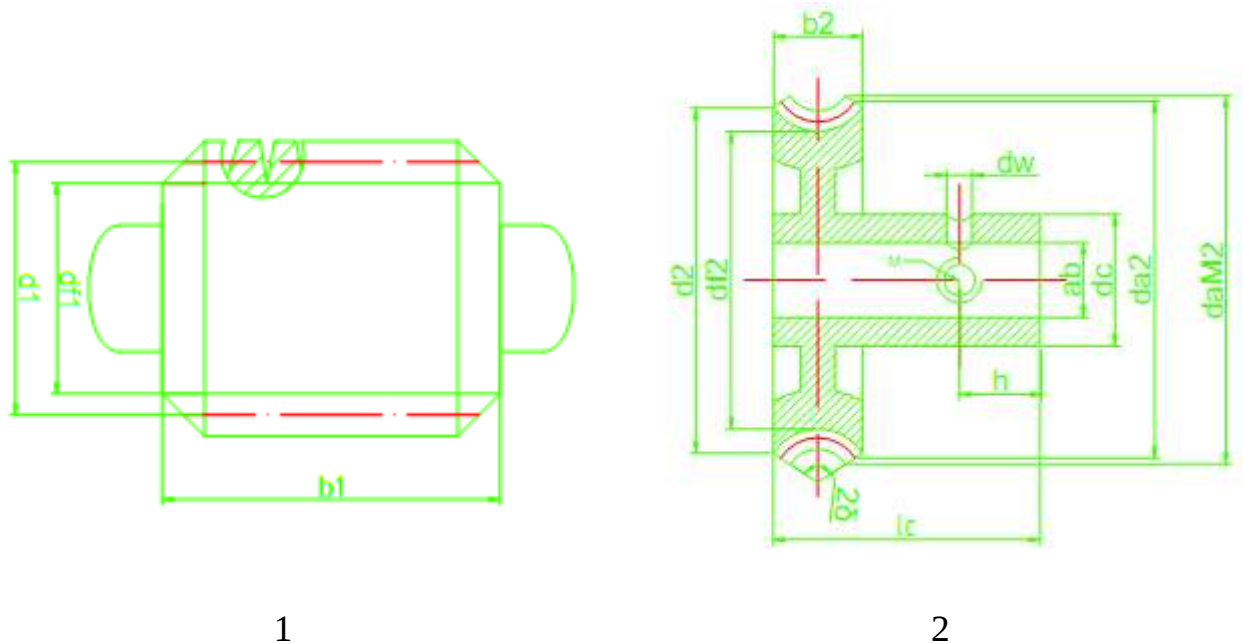


Рисунок 4.1
1 - черв'як; 2 - черв'ячне колесо

- 1) З відповідних довідників, наприклад [2,3], чи за Табл.1.2,1.3. обираємо матеріали черв'ячної пари і їх основні характеристики $[\sigma_{HP}]$ - допустиме контактне напруження і $[\sigma_{FP}]$ - допустиме напруження на згин з урахуванням необхідності реверсивності чи не реверсивності руху.

Таблиця 4.1

Матеріали черв'ячної пари

Матеріал черв'ячного колеса	Спосіб лиття	Допустимі напруження при твердості черв'яка HRC (матеріал черв'яка – сталь)					
		HRC < 45			HRC ≥ 45		
		$\sigma_{FP}^{\circ}, \text{МПа}$		$\sigma_{HP}^{\circ}, \text{МПа}$	$\sigma_{FP}^{\circ}, \text{МПа}$		$\sigma_{HP}^{\circ}, \text{МПа}$
		Нереверсивна передача	Реверсивна передача		Нереверсивна передача	Реверсивна передача	
БФ ОФ10-1	В землю-	39	28	128	49	35	157
Бр. ОФ10-1	В кокіль	57	41	186	71	51	221
Бр ОНФ	Відцентровий	64	45	206	80	56	246
Бр АЖ9-4Л	В кокіль	85	69	-	108	83	-
Бр АЖ9-4Л	В землю	81	63	-	98	75	-
Бр АЖН-10-4-4Л	“	101	81	-	130	98	-

Таблиця 4.2

Матеріал		Допустимі контактні напруження $[\sigma_{HP}]$, МПа						
Вінця черв'ячного колеса	Черв'яка	При швидкості ковзання v_s , м/с						
		0,5	1	2	3	4	6	8
Бр АЖ9-4Л	Сталь	182	179	173	167	161	150	138
Бр АЖН-10-4-4Л	“	196	192	187	181	175	164	152

Для зменшення тертя в черв'ячному зачепленні для колеса обирають матеріал бронзу, а для черв'яка – сталь.

ПРИМІТКА. Оскільки перевірка на міцність провадиться по слабшому (на міцність) елементу (черв'ячному колесу), як правило, для черв'яка не рекомендовано обирати занадто міцну сталь (з твердістю по Роквеллу $HRC > 45$). Оскільки на міцність елементів впливає режим функціонування пристрою: швидкість, характер навантаження та інше; може так статися, що застосовані для виготовлення елементів матеріали, будуть мати дещо менші допустимі напруження – в разі несприятливого характеру роботи.

2) Допустимі контактні напруження при реальних умовах роботи визначаємо за Табл.4.2., при цьому в першому наближенні оцінюється швидкість ковзання. Допустимі напруження на згин σ_{FP} для безолов'янистих бронз визначається за формулою (4.1)

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FP}^{\circ} \cdot K_{FL} \quad (4.1)$$

де значення σ_{FP}° визначають за Табл.1.2

а K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин розраховується:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}} \quad (4.2)$$

N_F - кількість циклів навантаження елементів передачі;

Вважаємо навантаження постійним:

$$N_H = 60 \cdot n_2 \cdot t - \text{для постійного навантаження} \quad (4.3)$$

і $N_F = N_H$

n_2 – частота обертання черв'ячного колеса, $\left[\frac{\text{об}}{\text{хв}} \right]$;

t – термін служби передачі, годин;

при $N_F < 10^6$ слід приймати $N_F = 10^6$

3) Якщо це не зроблено в попередніх розрахунках, призначаємо число заходів черв'яка ($z_1 = 1, 2, 3, 4$) і попередньо призначаємо ККД черв'ячної пари [1]

4) Обраховуємо кількість зубців черв'ячного колеса z_2 . При цьому з умови непідрізання зубців z_2 повинно бути більше або рівним 28.

$$z_2 = z_1 \cdot I \quad (4.4)$$

тобто число зубців черв'ячного колеса $z_2 \geq 28$;

$z_1 = 1, 2, 3, 4$ - число заходів черв'яка;

I - передаточне відношення черв'ячної пари;

5) Попередньо призначаємо стандартизовану величину коефіцієнта діаметра черв'яка q згідно Таблиці 4.3

Таблиця 4.3

Ряд	Коефіцієнт діаметра черв'яка q								
1	8,0	-	10,0	-	12,5	-	16,0	-	20,0
2	-	9,0	-	11,2	-	14,0	-	18,0	22,4

ПРИМІТКА. Коефіцієнтам діаметра черв'яка ряду 1 слід надати перевагу перед коефіцієнтами ряду 2.

6) Визначаємо момент на черв'ячному колесі T_2 .

ПРИМІТКА. Коли черв'ячна передача входить до складу якогось механізму, моменти, як правило, вже розраховані, тому слід бути уважним до індексів.

7) Призначаємо коефіцієнт розрахункового навантаження K_H (рекомендація 4.5):

$$K_H \cong 1,1 \dots 1,4 \quad (4.5)$$

(більші значення – для високошвидкісних передач і змінного навантаження)

8) Обраховуємо міжосьову відстань a_w , мм, в черв'ячній передачі, з урахуванням виконання умов міцності:

$$a_w \geq \frac{z_2 + 1}{q} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{5400}{\sigma_{HP} \cdot \frac{z_2}{q}} \right)^2 \cdot T_2 \cdot K_H} \quad (4.6)$$

Де $q = \frac{d_1}{m}$ – коефіцієнт діаметра черв'яка (прийнято із стандартного ряду);

d_1 - ділительний діаметр черв'яка;

m – осьовий модуль мм ;

T_2 – момент на черв'ячному колесі, $\text{Н} \cdot \text{мм}$;

σ_{HP} – допустиме контактне напруження, МПа ;

K_H – коефіцієнт розрахункового навантаження;

9) Визначаємо, потрібний з умов міцності, модуль зачеплення:

$$m = \frac{a_w}{0,5 \cdot (q + z_2)} \quad (4.7)$$

Розрахункове значення модуля заокруглюємо до найближчого більшого стандартного значення. Модулі повинні відповідати наступному ряду: 0,50; 0,60; 0,63; 0,80; 1,0; 1,25; 1,5; 1,6; 2,0;

10) Визначаємо кут підйому витка черв'яка:

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} \quad (4.8)$$

11) Уточнюємо величину міжосьової відстані a_w (зі стандартним модулем) (4.7)

12) Визначаємо діаметр ділительної окружності черв'яка

$$d_1 = q \cdot m \quad (4.9)$$

13) Визначаємо частоту обертання черв'яка n_1 (як правило вона вже відома з попередніх розрахунків).

14) Визначаємо швидкість ковзання

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} \quad (4.10)$$

$$\text{де } V_1 = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2}, \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right];$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \left[\frac{\text{рад}}{\text{с}} \right] - \text{кутова швидкість обертання черв'яка.}$$

Якщо розрахункове значення швидкості ковзання для передачі, черв'ячне колесо якої виконане із безоловяністої бронзи, відрізняється від раніше прийнятого, то для нового значення V_s необхідно уточнити допустимі контактні напруження σ_{HP} .

15) Перевіряємо умову міцності по контактним напруженням

$$\sigma_H = \frac{5400}{\frac{z_2}{q}} \cdot \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w} \right)^3} \cdot T_2 \cdot K_H \quad (4.11)$$

. Якщо умова $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ не виконується, необхідно відповідною зміною геометричних параметрів передачі (модуля m) чи вибором нових матеріалів досягти виконання вищевказаної умови.

16) Визначаємо геометричні розміри черв'яка і черв'ячного колеса
Табл.4.4.

Таблиця 4.4

Основні розміри черв'яка і черв'ячного колеса

Показники	Черв'як	Черв'ячне колесо
Модуль m	m	
Число заходів черв'яка	z_1	
Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q = \frac{d_1}{m}$	
Ділильний кут підйому витка черв'яка	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$	
Ділильний діаметр черв'яка/колеса/ d	$d_1 = q \cdot m$	$d_2 = z_2 \cdot m$
Висота голівки витка черв'яка/колеса/ h_a	$h_a = h_a^* \cdot m; \quad h_a^* = 1$	
Висота ніжки витка черв'яка/колеса/ h_f	$h_f = h_f^* + C^* \cdot m$	
Діаметр вершин витків черв'яка/колеса/ d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$
Діаметр западин витків черв'яка/колеса/ d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$
Ширина зубчастого вінця черв'ячного колеса B_2	$B_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$ при $z_1 \leq 3$ $B_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1}$ при $z_1 = 4$	
Умовний кут обхвату ($2 \cdot \delta$) [градус]	$\sin \delta = \frac{B_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m}$	
Довжина нарізаної частини черв'яка B_1	$B_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$ при $z_1 = 1,2$ $B_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$ при $z_1 = 4$	
Найбільший діаметр черв'ячного колеса d_{am2}	$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}$	
Міжосьова відстань a_w	$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2)$	

ПРИМІТКА . При $m > 1$ $C^* = 0,2$, при $0,5 < m \leq 1,0$ $C^* = 0,35$, при $0,1 < m \leq 0,5$ $C^* = 0,45$

- 17) Визначаємо коефіцієнт форми зубця y_F (Табл.4.5 з врахуванням (4.12))

Таблиця 4.5

Коефіцієнт форми зубця

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37
y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
z_v	40	45	50	60	80	100	150	300
y_F	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^2 \gamma} \quad (4.12)$$

γ – кут підйому гвинтової лінії черв'яка

- 18) Призначаємо коефіцієнт K_F :

$$K_F = K_H$$

$$K_H \cong 1,1 \dots 1,4$$

- 19) Вираховуємо питому розрахункову колову силу w_{Ft}

$$w_{Ft} = \frac{F_{t2}}{B_2} \cdot K_F \quad (4.13)$$

- 20) Перевіряємо зубці колеса черв'ячної передачі на міцність по напруженнях згину.

$$\sigma_F = 0,7 \cdot y_F \cdot \frac{w_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP} \quad (4.14)$$

де – питома розрахункова сила, $\left[\frac{H}{m} \right]$;

σ_{FP} – допустиме напруження на згин, МПа ;

y_F коефіцієнт форми зуба;

- 21) Визначаємо сили в зачепленні Рис.4.2

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (4.15)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (4.16)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad (4.17)$$

Тут α_w кут зачеплення; для евольвентного зачеплення $\alpha_w = 20^\circ$

- 22) Визначаємо приведений кут тертя черв'ячної пари в залежності від швидкості ковзання v_s Табл.4.6.

Таблиця 4.6

Значення кута тертя ρ°				
v_s м/с	0,01 ... 0,1	0,1 ... 0,5	0,5 ... 2,5	2,5 ... 10
ρ°	7 ... 5	5 ... 3	3 ... 2	2 ... 1

- 23) Визначаємо уточнений ККД черв'ячної пари

$$\eta = \frac{C_3 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (4.18)$$

де $C_3 = \frac{F_{n2} + 1,07}{F_{n2} + 2,43}$ – поправочний коефіцієнт;

$F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha_w}$ – номінальна сила на колесі, [Н];

F_{t2} – колова сила на колесі, [Н].

ПРИМІТКА. В разі отримання величини ККД менше, ніж задавалося попередньо, слід уточнити спільний ККД всього механізму і оцінити придатність двигуна, який було обрано раніше за відповідною потужністю.

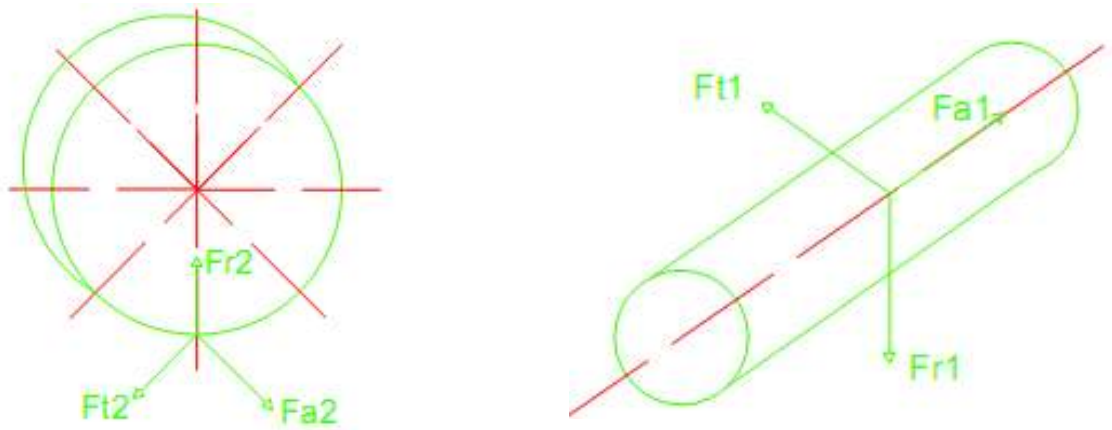


Рисунок 4.2
Розподіл сил у черв'ячному зачепленні

Література

Основна

1. Павленко Ж.О. Деталі та вузли приладів. Методичні вказівки до виконання курсового проекту (загальні положення) / Ж.О. Павленко, Г.А. Богдан.- Київ 2016- 68с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. – Л.: машиностроение, 1974
3. Первицкий Ю.Д. Расчет и конструирование точных механизмов. – Л.: машиностроение, 1976
4. Чернявский С.А. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1979
5. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование / под ред. Д.Ф.Тищенко/ - М.: Высшая школа, 1978
6. Вopilкин Е.А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем. – М.: Высшая школа, 1980
7. Слюдилов М.Н. Механизмы приборов систем управления летательными аппаратами. – М.: Машиностроение, 1975
8. Перель Л.Я. Подшипники качения. – М.: Машиностроение, 1983
9. Методические указания к выполнению курсового проектирования №4. Киев: КПИ, 1981
10. Методические указания к выполнению курсового проектирования по курсам «Прикладная механика», «Конструирование механизмов приборов», «Механизмы устройств вычислительной техники» №6. Киев.: КПИ, 1984
11. Методические указания к выполнению курсового проектирования по курсу «Прикладная механика» №5. Киев.: КПИ, 1980
12. Методические указания к выполнению курсового проектирования по курсам «Механизмы приборных и вычислительных систем», «Элементы приборных устройств», «Прикладная механика» №7. Киев, 1984
13. Методические указания к выполнению курсового проектирования по курсу «Прикладная механика» №2. Киев: КПИ, 1983
14. Методические указания к выполнению курсового проектирования по курсам «Прикладная механика», «Механизм устройств вычислительной техники», и «Конструирование механизмов и приборов». Киев.: КПИ, 1984
15. Технічне креслення. Деталювання креслеників загального виду; Навчальний посібник для студентів теплоенергетичного факультету усіх форм навчання /О.Г.Гетьман, Н.В.Білицька, Г.В.Баскова. –К.: Видавництво «БМТ», 2014.- 132 с.

Додаткова

1. Приборы для неразрушающего контроля материалов и изделий. Справочник в 2-х томах /под ред. В.В.Клюева/. – М.: Машиностроение, 1986
2. Вайншток И.С. и др. Приборы для неразрушающего контроля материалов и изделий. Справочник в 2-х томах. – М.: Машиностроение
3. Ермолов И.Н., Останин Ю.Я. «Методы и средства неразрушающего контроля качества» Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1988
4. Методы дефектоскопии сварных соединений /под ред. В.Г.Щербинского. – М.: Машиностроение, 1987
5. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 т./под общей ред. В.В.Клюева/ - М.: Машиностроение, 2004