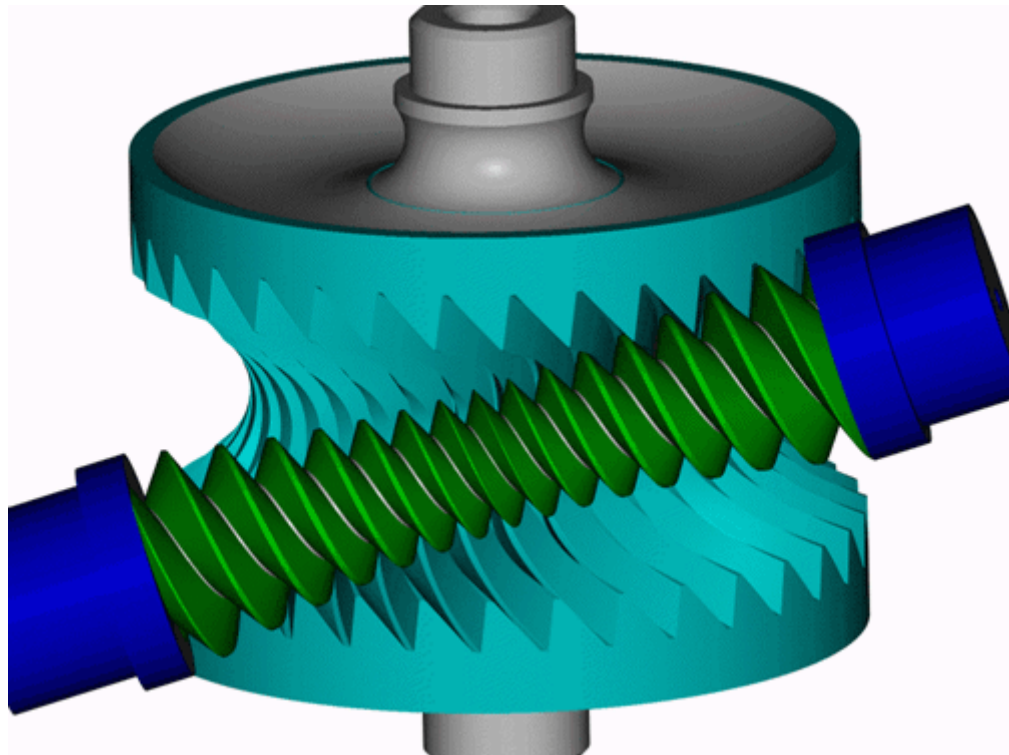


План

1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування черв'ячних передавачів
2. Матеріали і конструкції черв'яків і черв'ячних коліс
3. Стислі відомості про геометрію черв'ячних передавачів. Кінематика і ККД черв'ячного передавача
4. Сили, які діють у зачепленні
5. Розрахунок черв'ячного передавача. Вибір основних параметрів та розрахункових коефіцієнтів. Тепловий розрахунок



1. Призначення, будова, принцип роботи, застосування черв'ячних передавачів

зачеплення.

Черв'ячний передавач – зубчасто-гвинтовий передавач, рух в якому відбувається за принципом гвинтової пари.

Переваги.

1. Плавність та безшумність роботи.
2. Компактність і порівняно невелика маса конструкції.
3. Можливість великого редуктування, тобто одержання великих передатних чисел (в окремих випадках в несилових передавачах до 1000).
4. Можливість одержання самогальмівного передавача, тобто, який допускає передачу руху тільки від черв'яка до колеса. Самогальмування

черв'ячного передавача дозволяє виконати механізм без гальмівного пристрою, що запобігає зворотному руху колеса.

5. Висока кінематична точність.

Недоліки.

1. Відносно низький ККД внаслідок ковзання витків черв'яка по зубам колеса.

2. Значне виділення тепла в зоні зачеплення черв'яка з колесом.

3. Необхідність використання для вінців черв'ячних передавачів дефіцитних антифрикційних матеріалів.

4. Підвищений знос і заїдання.

Використання. Черв'ячні передавачі використовують за невеликих і середніх потужностей, які не перевищують 100 кВт . За допомогою черв'ячного передавача можна реалізувати велике передаточне число $u = 7 \dots 100$ і більше.

Використання передавачів за великих потужностей неекономічне через порівняно низький ККД ($0,70 \dots 0,85$) і вимагає спеціальних заходів для охолодження передавача, щоб попередити перегрів.

Черв'ячні передавачі використовують у підіймально-транспортних машинах, тролейбусах і особливо там, де потрібна висока кінематична точність (ділильні пристрої верстатів, механізми наведення тощо).

Щоб запобігти перегріву черв'ячних передавачів бажано використовувати їх в урухомниках періодичної, а не безперервної дії.

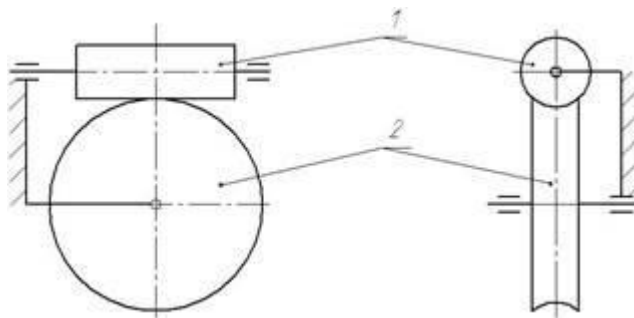


Рис. 6.1. Схема черв'ячного передавача

Черв'ячні передавачі класифікують за такими ознаками:

- за формою поперечного перетину витків черв'яка у торцевій площині: архімедові ZA (рис. 6.2а); конволютні ZN (рис. 6.2б); евольвентні ZI (рис. 6.2в);

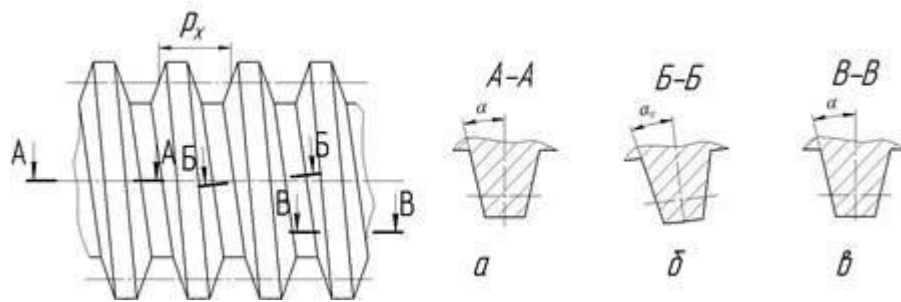


Рис. 6.2. Схеми форм поперечного перетину витків

- за формою початкової поверхні черв'яка:
циліндричні (рис. 6.3а);



глобоїдні (рис. 6.3б);

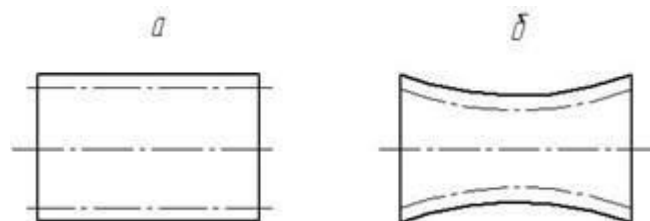
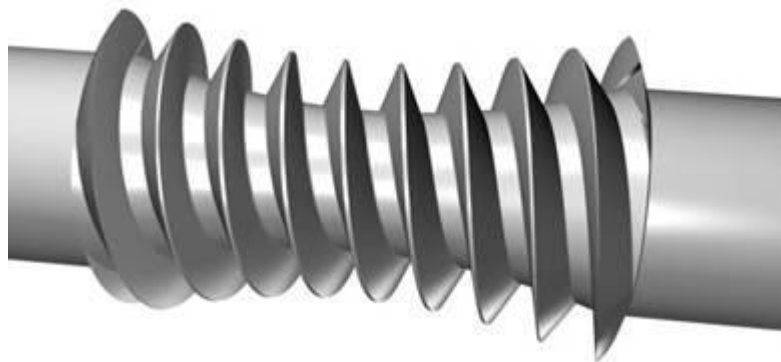


Рис. 6.3. Схеми форм початкової поверхні черв'яка

- за розміщенням черв'яка щодо колеса: з нижнім розміщенням (рис. 6.4а); з верхнім розміщенням (рис. 6.4б); з бічним розміщенням (рис. 6.4в); з вертикальним валом черв'ячного колеса (рис. 6.4г);

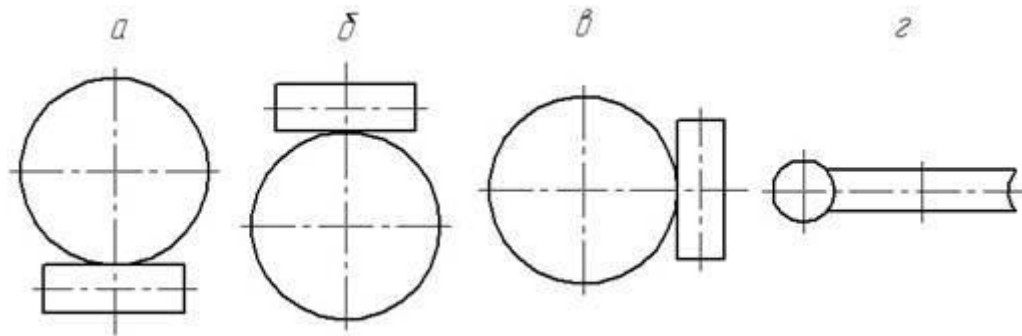


Рис. 6.4. Схеми розміщення черв'яка

- за напрямком підймання гвинтової лінії: правий черв'як (рис. 6.5а); лівий черв'як (рис. 6.5б);

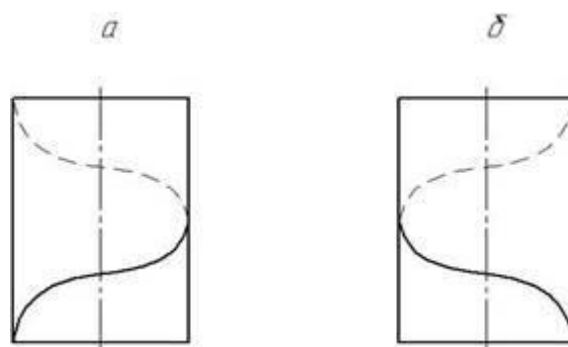


Рис. 6.5. Схеми напрямків підймання гвинтової лінії черв'яка

- за кількістю заходів черв'яка ($z_{\text{ч}}$): однозаходні (рис. 6.6а); двозаходні (рис. 6.6б); тризаходні (рис. 6.6в); чотиризаходні (рис. 6.6г);

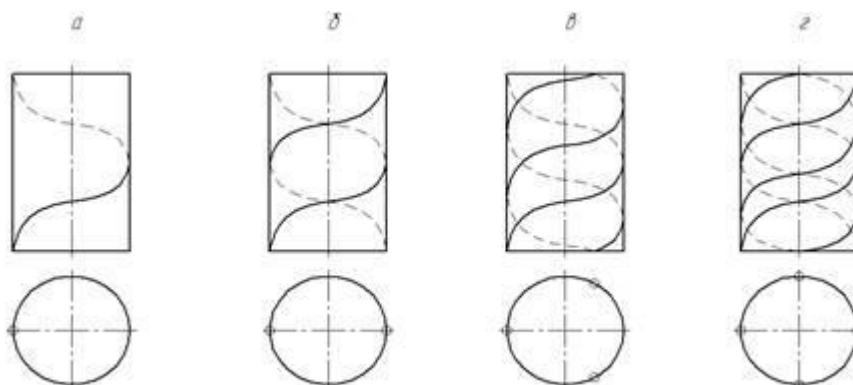


Рис. 6.6. Схеми кількості заходів черв'яка

- за конструкцією корпусу:
відкриті (рис. 6.7а);



закриті (рис. 6.7б).

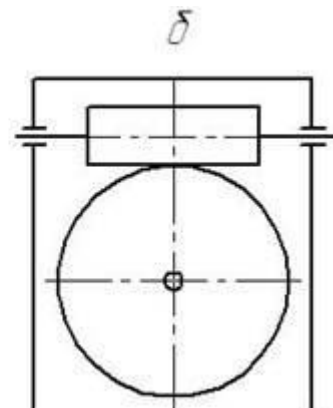
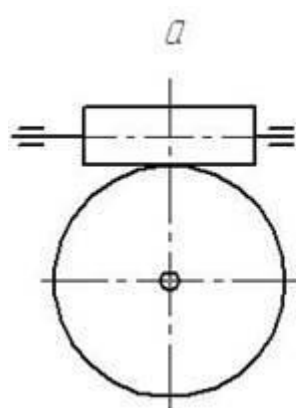
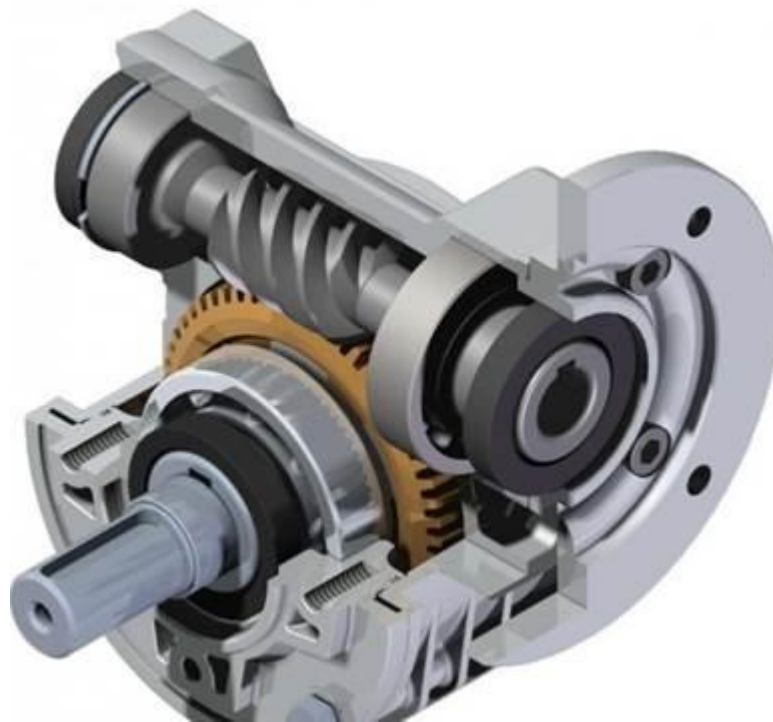


Рис. 6.7. Схеми передавачів за конструкцією корпусу

2. Матеріали і конструкції черв'яків і черв'ячних коліс



До матеріалів черв'ячного передавача висуваються такі вимоги, як **високі антифрикційні властивості, стійкість проти спрацювання і до заїдання**. Тому виготовляють черв'яки, зазвичай, з якісних конструкційних сталей 40, 45, 50, 40Г2, а у відповідальних передавачах – із легированих сталей 40Х, 40ХН, 35ХГСА, 12ХНЗА, 38ХЮ та інших і термообробляють до твердості $H_1 \geq (45...55)HRC$ з подальшим шліфуванням і поліруванням робочих поверхонь витків. Вінці черв'ячних коліс виготовляють: за швидкості ковзання $v_s \leq 2 \text{ м/с}$ із чавуну СЧ15, СЧ18 або пластмас чи деревно-шарових пластиків; за середніх швидкостей ковзання $v_s = (2...5) \text{ м/с}$ із алюмінієвих бронз БрА10Ж4Н4, БрА9ЖЗЛ та інших і латуні; за швидкостей ковзання $v_s > 5 \text{ м/с}$ із олов'яних бронз БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 та інших. Швидкість ковзання (рис. 7.8) дорівнює $v_s = \sqrt{v_v^2 + v_k^2}$. Орієнтовне значення швидкості ковзання v_s можна визначити за формулою:

$$v_s = \frac{4\omega_1 \cdot \sqrt[3]{M_2}}{1000}, \quad (6.1)$$

де: ω_1 – кутова швидкість черв'яка, рад/с ; M_2 – крутний момент черв'ячного колеса, Нм .

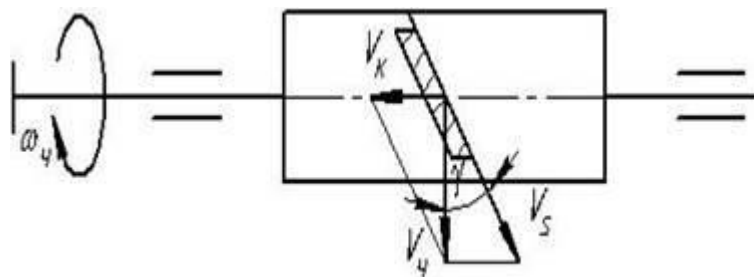


Рис. 6.8. До визначення швидкості ковзання

Здебільшого черв'яки виготовляють заодно з валом (рис. 6.9а) і лише у рідких випадках насадними (рис. 6.9б). Для економії кольорових металів (бронзи і латуні) черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин вінця і сталевого або чавунного центра (рис. 6.9в). Чавунні колеса виконують суцільними (рис. 6.9г).

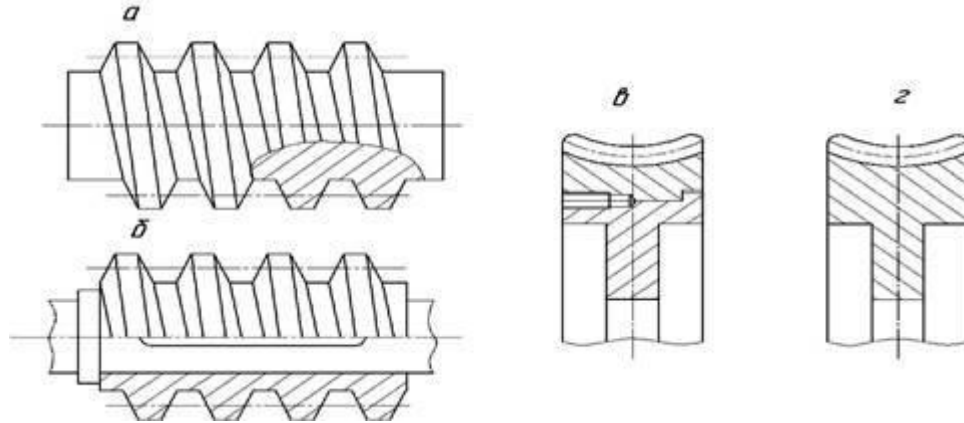


Рис. 6.9. Конструктивні схеми черв'яка і черв'ячного колеса

Критерієм роботоздатності черв'ячного зачеплення є міцність за згину і контактної деформації зубців черв'ячного колеса, найслабшого елемента у черв'ячному передавачі, яку оцінюють відповідним вибором допустимих напружень. Допустимі контактні напруження визначають за формулою:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} \cdot K_{HL}, \quad (6.2)$$

де $[\sigma]_{HO}$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань

$N_{HO} = 10^7$; K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який визначають:

$$K_{HL} = \sqrt[9]{10^7 / N_{HE}}, \quad (6.3)$$

де N_{HE} – еквівалентна кількість циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк роботи передавача. Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

Допустимі напруження на згин визначають за формулою:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} \cdot K_{FL}, \quad (6.4)$$

де $[\sigma]_{FO}$ – допустиме напруження на згин для бази випробувань

$N_{HO} = 10^6$; K_{FL} – коефіцієнт довговічності, який визначають:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}, \quad (6.5)$$

де N_{FE} – еквівалентна кількість циклів навантаження зубців черв'ячного колеса за строк роботи передавача. Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями $0,54 \leq K_{FL} \leq 1,0$.

Рекомендації щодо граничних контактних напружень $[\sigma]_{H\max}$ і граничних напружень згину $[\sigma]_{F\max}$ наведено в літературі з деталей машин.

Нарізання черв'яків та черв'ячних коліс

Архімедові черв'яки подібні ходовим гвинтам з трапецеїдальною нарізкою. Основними засобами їх виготовлення є:

- 1) нарізання різцем на [токарно-гвинторізному верстаті](#) – цей засіб точний, але малопродуктивний;
- 2) нарізання модульною фрезою на різбофрезерному верстаті – засіб більш продуктивний.

Роботоздатність черв'ячного передавача залежить від міцності та шорсткості гвинтової поверхні нарізи черв'яка, тому після нарізання нарізи та термообробки черв'яки часто шліфують, а в окремих випадках полірують. Архімедові черв'яки використовують і без шліфування нарізи, оскільки для шліфування їх потрібні круги фасонного профілю, що ускладнює обробку. Евольвентні черв'яки можна шліфувати плоскою стороною круга на спеціальних черв'ячно-шліфувальних верстатах.

Черв'ячні колеса частіше нарізають черв'ячними фрезами, до того ж черв'ячна фреза має бути копією черв'яка, з яким зціплюватиметься черв'ячне колесо. Під час нарізання заготованка колеса і фреза роблять такий самий взаємний рух, який матимуть черв'як та черв'ячне колесо під час роботи.

3. Стислі відомості про геометрію черв'ячних передавачів. Кінематика і ККД черв'ячного передавача



Основний геометричний параметр черв'ячного передавача – **модуль** $m = P_x / \pi$, де P_x – осьовий крок витків черв'яка. Для черв'яка він є осьовим m_a , для колеса – торцевим m_t ($m = m_a = m_t$). Значення модулів стандартизовано. Для визначення геометричних розмірів черв'ячного передавача потрібно мати: q – коефіцієнт діаметра черв'яка ($q = d_q / m$) і кількість зубців колеса (z_k). Значення $q = 8 \dots 20$ – стандартизовано, а $z_k = z_q \cdot u$ і має бути $z_k \geq 28$.

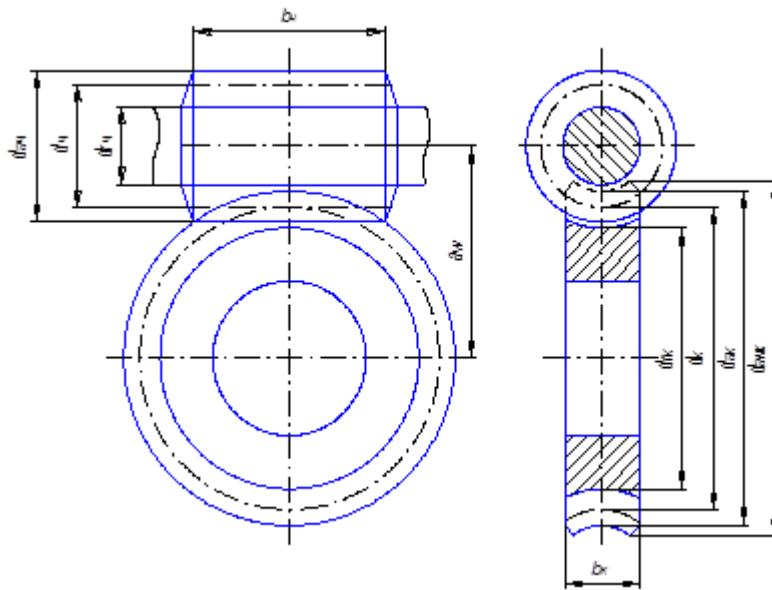


Рис. 6.10. Геометричні розміри черв'ячного передавача

Для передавачів з параметрами початкового черв'яка за ГОСТ 19036-81 (який встановлює кут профілю витка черв'яка $\alpha = 20^\circ$, коефіцієнт висоти головки витка $h_a^* = 1,0$ і коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,2$) розміри черв'ячного передавача (рис. 6.10) визначаються за формулами.

Міжосьова відстань передавача

$$a_w = \frac{m}{2} (q + z_k) \quad (6.6)$$

Розміри нарізної частини черв'яка:



- (6.7)
- ділительний діаметр $d_q = m q ;$
 - діаметр вершин витків $d_{ax} = m(q + 2) ;$
 - діаметр западин $d_{fk} = m(q - 2,4) ;$
 - довжина нарізної частини черв'яка $b_q \geq m(c_1 + c_2 z_k) ,$
- де c_1, c_2 – коефіцієнти, які приймаються: $c_1 = 11$ і $c_2 = 0,06$ якщо $z_k = 1$ і 2 ,
 $c_1 = 12,5$ і $c_2 = 0,09$ якщо $z_k = 3$ і 4 .

Розміри зубчастого вінця колеса:



- (6.8)
- ділительний $d_k = m z_k ;$
 - діаметр вершин зубів $d_{ax} = m(z_k + 2) ;$
 - діаметр западин $d_{fk} = m(z_k - 2,4) ;$

- найбільший діаметр
- ширина зубчастого вінця

$$d_{акм} \leq d_{ак} + \frac{6m}{z_{\psi} + 2};$$

$$b_{\kappa} \leq 0,75d_{ак} \text{ якщо } z_{\psi} = 1 \text{ і } 2;$$

$$b_{\kappa} \leq 0,67d_{ак} \text{ якщо } z_{\psi} = 3 \text{ і } 4.$$

Ділильний кут підйому лінії витка черв'яка (рис. 6.11)

$$\gamma = \arctg \frac{z_{\psi}}{q} \quad (6.9)$$

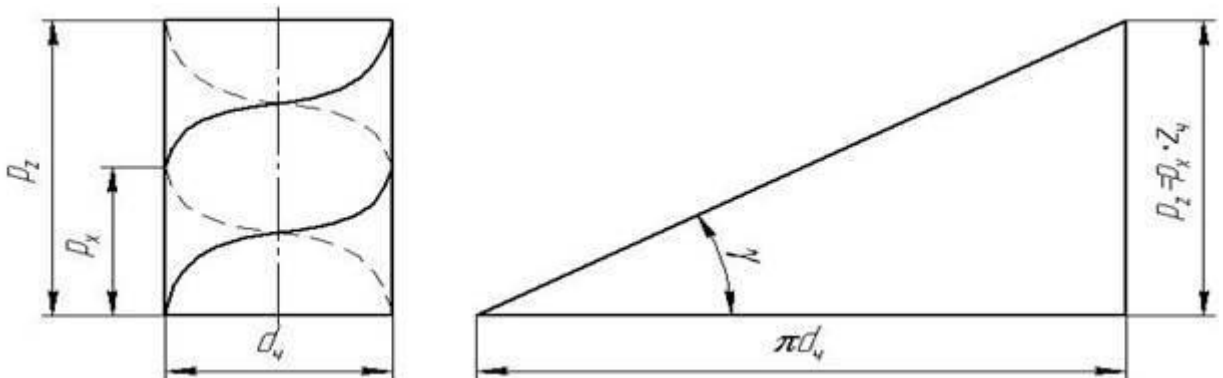


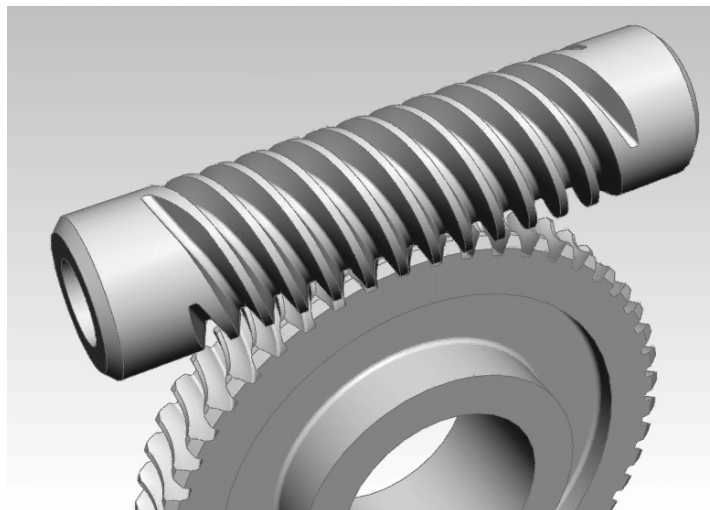
Рис. 6.11. До визначення кута підйому лінії витка черв'яка

ККД черв'ячного передавача, визначають за формулою:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (6.10)$$

де: γ – ділильний кут підйому гвинтової лінії витка черв'яка; ρ – приведений кут тертя пари черв'як-колесо, визначають $\rho = \arctg \varphi$, де φ – коефіцієнт тертя пари черв'як-колесо.

4. Сили, які діють у зачепленні



У черв'ячних передавачах діють колові, радіальні та осьові сили.

Для зачеплення черв'ячного передавача виконують рівності (рис. 6.12)

$$F_{\tau\kappa} = F_{\alpha\kappa}; \quad F_{\tau\kappa} = F_{\alpha\kappa}; \quad F_{\tau\kappa} = F_{\tau\kappa}, \quad (6.11)$$

де $F_{\tau\kappa}$ і $F_{\alpha\kappa}$, $F_{\tau\kappa}$ і $F_{\tau\kappa}$, $F_{\alpha\kappa}$ і $F_{\alpha\kappa}$ — сили в зачепленні, відповідно колові, радіальні та осьові на черв'яку і черв'ячному колесі, які визначають:

$$F_{\tau\kappa} = \frac{2M_{\kappa}}{d_{\kappa}}; \quad F_{\tau\kappa} = \frac{2M_{\kappa}}{d_{\kappa}}; \quad F_{\tau\kappa} = F_{\tau\kappa} \frac{\tan \alpha}{\cos \gamma}. \quad (6.12)$$

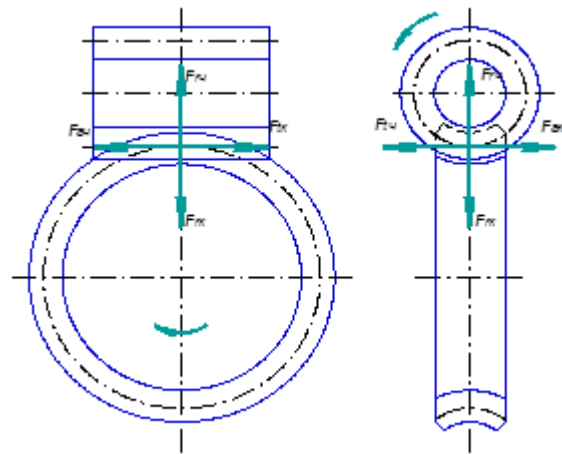


Рис. 6.12. Схема сил у зачепленні черв'ячного передавача

5. Розрахунок черв'ячного передавача. Вибір основних параметрів та розрахункових коефіцієнтів. Тепловий розрахунок



Для розрахунку черв'ячних передавачів на втому за згину заміняємо зуб черв'ячного зубчастого колеса (рис. 6.13а) на еквівалентний зуб циліндричного зубчастого колеса (рис. 6.13б), розміри якого визначають через модуль m .

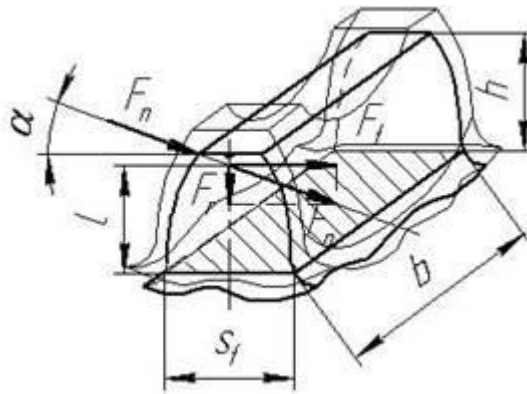


Рис.6.13. Розрахункова схема зуба на згин

Тому подібно до зубчастого циліндричного передавача можна отримати формули для розрахунку черв'ячних передавачів на втому за згину.

Для **перевірнього** розрахунку:

$$\sigma_F = 2Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{M_K K_F}{z_k b_k m^2} \leq [\sigma_F] \quad (6.13)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба черв'ячного колеса, вибирається за еквівалентною кількістю зубців ($z_{ek} = z_k / \cos^3 \gamma$); Y_ϵ – коефіцієнт перекриття зубців; Y_β – коефіцієнт нахилу зубів; K_F – коефіцієнт навантаження за згину, визначається за формулою $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$, де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за шириною вінця колеса; K_{FV} – коефіцієнт динамічності навантаження.

Для **проектного** розрахунку:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_K \cdot K_F}{\psi_{bm} \cdot z_k \cdot [\sigma_F]} \cdot Y_F \cdot Y_\alpha \cdot Y_\beta}, \quad (6.14)$$

де ψ_{bm} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця.

Щоб забезпечувати потрібну міцність зубців за згину максимальним навантаженням необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot (M_{max} / M_H) \leq [\sigma]_{Fmax}. \quad (6.15)$$

Розрахункові формули перевірних і проектних розрахунків черв'ячних передавачів на втому за контактної деформації можна отримати подібно до циліндричних передавачів. Для цього необхідно черв'ячний передавач замінити еквівалентним зубчастим циліндричним передавачем (рис. 6.14), де черв'як – це рейка, а черв'ячне колесо – це зубчасте циліндричне колесо.

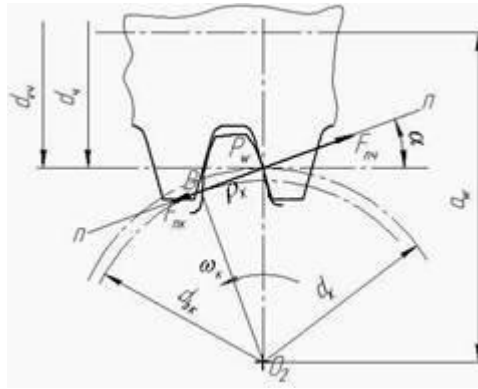


Рис.6.14. Схема заміни черв'ячного передавача **еквівалентним** циліндричним передавачем

Для **перевірною** розрахунку:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 M_k K_H}{d_k^3 b_k}} \leq [\sigma_H] \quad (6.16)$$

де Z_H – безрозмірний коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь витка і зубця; Z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів черв'ячних коліс: $Z_M = 215 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$ – для чавунних черв'ячних коліс і $Z_M = 210 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$ – для бронзових і латунних черв'ячних коліс; Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній спряжених витків і зубців; K_H – коефіцієнт навантаження, визначається $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma}$,

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження за довжиною зуба; $K_{H\gamma}$ – коефіцієнт динамічності навантаження.

Для **проектного** розрахунку:

$$a_{w\min} = k_a \left(\frac{z_k}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{q}{z_k [\sigma_H]} \right)^2 \cdot M_k \cdot K_{H\beta}} \quad (6.17)$$

де k_a – розрахунковий коефіцієнт, приймається: $k_a = 3150 \text{ Па}^{1/3}$ – для чавунного зубчастого вінця і $k_a = 3100 \text{ Па}^{1/3}$ – для бронзового або латунного зубчастого вінця.

Попереднє значення розрахункового модуля черв'яка і черв'ячного колеса знаходять:

$$m' = \frac{2 \cdot a_{w\min}}{q + z_k} \quad (6.18)$$

Значення розрахункового модуля m' черв'яка і черв'ячного колеса округляють до стандартного значення m , частіше у бік збільшення, за СТ СЕВ 267-76.

Щоб забезпечувати потрібну контактну міцність зубців за максимального навантаження, необхідно виконувати таку умову:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{M_{\text{вфк}} / M_H} \leq [\sigma]_{H\max} \quad (6.19)$$

Розрахунок черв'яка на жорсткість

Перевірку черв'яка на жорсткість виконують за симетричного розміщення нарізної частини черв'яка відносно опор (рис. 6.15).

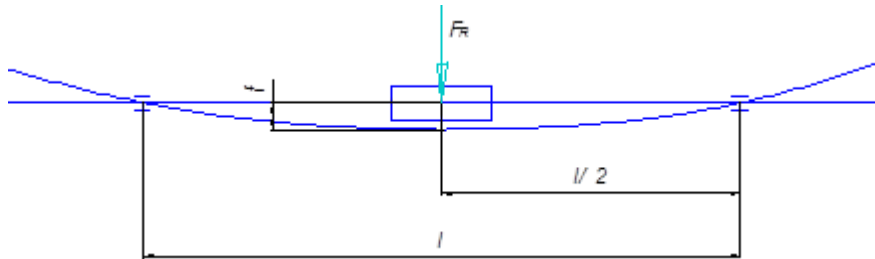


Рис. 6.15. Розрахункова схема черв'яка

Стрілу прогину f визначають за формулою:

$$f = \frac{F_R \cdot l^3}{48 E J_0} \leq [f] \quad (6.20)$$

де F_R – результуюча радіальна сила на черв'як, яка дорівнює:

$$F_R = \sqrt{F_{\text{тн}}^2 + F_{\text{рн}}^2} \quad (6.21)$$

Тут $F_{\text{тн}}$ і $F_{\text{рн}}$ – відповідно колова і радіальна сили на черв'яку; l – відстань між опорами, приймається $l = (0,8 \dots 1,0) \cdot d_{\text{ахм}}$; E – модуль пружності матеріалу черв'яка (для сталей $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$); J_0 – осьовий момент інерції

черв'яка, $J_0 = \frac{\pi d_{\text{фк}}^4}{64}$; $[f]$ – допустима стріла прогину черв'яка, $[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m$.

Тепловий розрахунок

Тепловий потік, який виділяється у безперервно працюючому передавачі, визначають:

$$Q_s = 1000 \cdot (1 - \eta) \cdot N_{\text{в}} \quad (6.22)$$

де $N_{\text{в}}$ – потужність на валу черв'яка.

Для змонтованого на плиті або рамі редуктора максимальний тепловий потік, що відводиться в умовах природного охолодження, визначають:

$$Q_0 = k_t \cdot (t_x^{\circ} - t_0^{\circ}) \cdot A \cdot (1 - \psi_{\Pi}), \quad (Bm), \quad (6.23)$$

де $k_t = (8 \dots 17), Bm/(m^2 \cdot град)$ – коефіцієнт теплопередачі корпусу; $t_x^{\circ} = 80^{\circ} \dots 90^{\circ} C$ – максимально допустима температура мастила; $t_0^{\circ} = 20^{\circ} C$ – температура навколишнього повітря; $A = 2 \cdot B \cdot C + 2 \cdot B \cdot H + 2 \cdot C \cdot H$ – повна площа бічної поверхні охолодження корпусу редуктора, m^2 , (В, С і Н орієнтовно знаходяться з компоновки редуктора); $\psi_{\Pi} = 0,25 \dots 0,30$ – коефіцієнт, який враховує відвід тепла від редуктора в фундаментну плиту або раму.

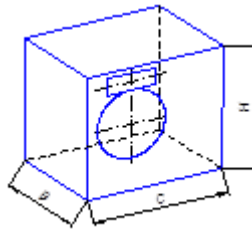


Рис. 6.16. Розрахункова схема корпусу передавача

Якщо в розрахунках отримаємо $Q_s \leq Q_0$, тоді природне охолодження редуктора забезпечується, за $Q_s > Q_0$ необхідно збільшити поверхню охолодження ребренням або передбачити примусове охолодження – повітряне або рідинне.