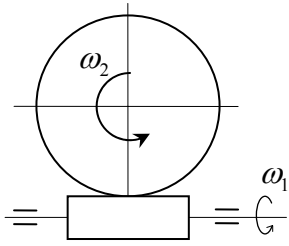


Лекція 19

Тема 6. Черв'ячні передачі

6.1. Загальна характеристика



Черв'ячна передача складається з черв'яка, що має форму гвинта і черв'ячного колеса, яке нагадує косозубе зубчасте колесо. Передачі проектуються з такими параметрами: $P \leq 50 \text{ кВт}$; $i = 7 \dots 100$; К.К.Д. $0,70 \dots 0,85\%$. Передача має широке застосування.

Переваги передачі:

- 1.) плавність, безшумність при великих швидкостях.
- 2.) висока надійність, простота догляду під час експлуатації.
- 3.) великі передатні відношення.
- 4.) можливість виконання самогальмівної передачі.

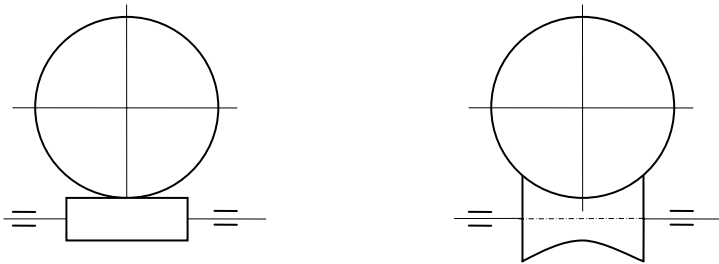
Недоліки:

- 1) невисокий коефіцієнт корисної дії, при передаванні великих потужностей, значне нагрівання.
- 2) необхідність використання для колеса дорогих антифрикційних матеріалів.
- 3) низька несуча здатність порівняно з зубчастими передачами.

Класифікація.

За формою початкової поверхні черв'яка:

- 1) циліндричні;
- 2) глобоїдні.

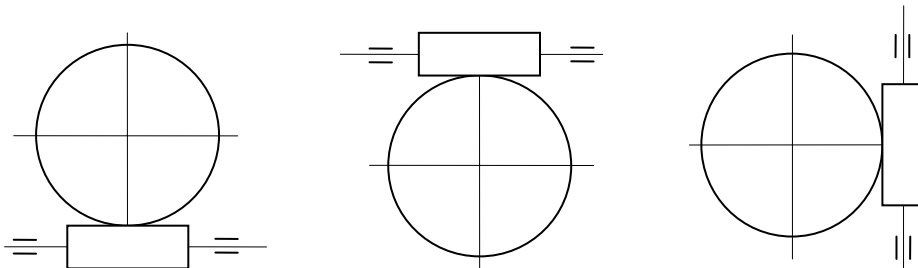


За формою профілю витків черв'яка у торцевій площині:

- 1) з архімедовим черв'яком ZA (профіль-архімедова спіраль)
- 2) з конв'юлутним черв'яком ZN (профіль-подовжена або скорочена евольвента)
- 3) з евольвентним черв'яком ZI (профіль-нормальна евольвента)

За розміщенням черв'яка щодо колеса:

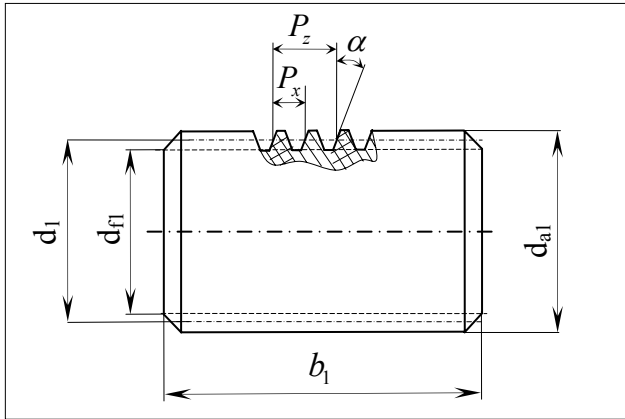
- 1) з нижнім,
- 2) з верхнім,
- 3) з бічним.



За конструктивним виконанням:

- 1) відкриті, 2) закриті.

6.2. Геометричний розрахунок архімедового черв'яка



В осьовому перерізі бічні поверхні витка прямолінійні з кутом профілю $\alpha = 20^\circ$. Число витків черв'яка $z_1 = 1, 2, 4 \dots$

Осьовий крок P_x - відстань між відповідними бічними сторонами двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка. Така ж відстань між суміжними профілями одного і того ж витка називається ходом гвинтової лінії витка P_z :

$$P_x = \pi m ; P_z = z_1 P_x ; m - \text{модуль.}$$

Ділильний діаметр черв'яка $d_1 = m q$, де q - коефіцієнт діаметра черв'яка (стандартна величина).

$$\text{Ділильний кут підйому витка } \gamma, \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{P_z}{\pi d_1} = \frac{z_1 \pi m}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}; \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}.$$

Висота головки витка $h_{a1} = m$.

Висота ніжки витка $h_{f1} = 1,2m$.

Діаметри вершин витка $d_{a1} = d_1 + 2m$.

Діаметри впадин витка $d_{f1} = d_1 - 2,4m$.

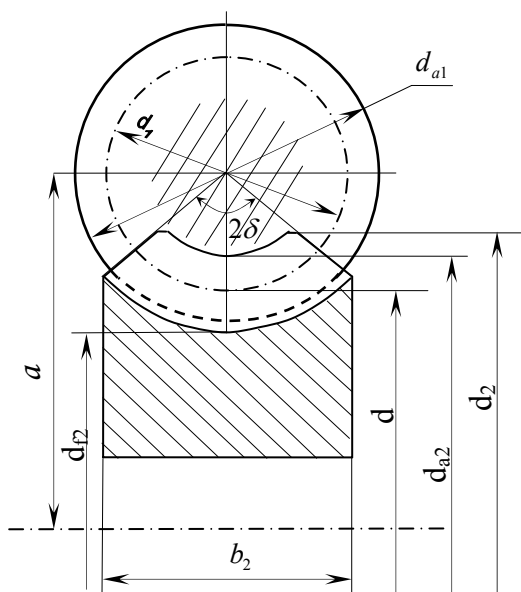
Довжина нарізуваної частини черв'яка:

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

$$b_1 = (12,5 + 0,09z_2)m \text{ при } z_1 = 4 ;$$

тут z_2 - число зубців колеса.

6.3. Геометричний розрахунок черв'ячного колеса



Кут обхвату черв'яка $2\delta = 90 \dots 110^\circ$.

Ділильний діаметр $d_2 = m z_2$.

Діаметр вершин зубців $d_{a2} = d_2 + 2m$.

Діаметр впадин $d_{f2} = d_2 - 2,4m$.

Максимальний зовнішній діаметр:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 2m \text{ при } z_1 = 1 ;$$

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 1,5m \text{ при } z_1 = 2 ;$$

$$d_{am2} \leq d_{a2} + m \text{ при } z_1 = 4 .$$

Ширина зубчастого вінця:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 = 1,2 ;$$

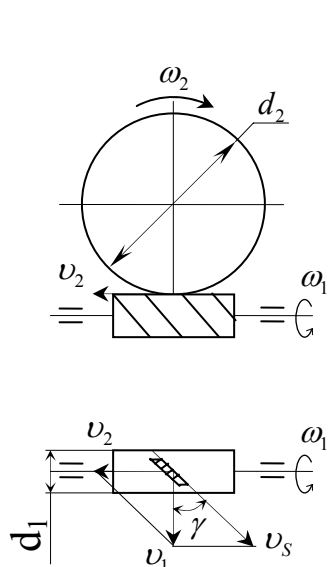
$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4 ;$$

Міжосьова відстань

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2)$$

6.4. Кінематика черв'ячної передачі.

Точність виготовлення



Колова швидкість на черв'яку $v_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2} \Rightarrow \omega_1 = \frac{2v_1}{d_1}$.

Колова швидкість на колесі $v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2} \Rightarrow \omega_2 = \frac{2v_2}{d_2}$.

Звідси передатне відношення $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1}$.

Розкладемо $\vec{v}_1 \Rightarrow \vec{v}_2 + \vec{v}_s$;

де v_s - швидкість ковзання, $v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma}$.

Як видно з рисунка, $\frac{v_1}{v_2} = \frac{1}{\text{tg} \gamma} = \frac{q}{z_1}$. Враховуючи, що

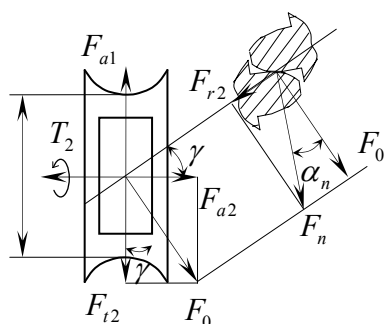
$d_2 = m z_2$; $d_1 = m q$, остаточно отримаємо

$$i = \frac{q}{z_1} \cdot \frac{m z_2}{m q} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \boxed{i = \frac{z_2}{z_1}}$$

Точність виготовлення вибирають залежно від швидкості ковзання v_s . За стандартом -12 ступенів точності. Рекомендується: 3...6 – для передач з високою кінематичною точністю; 6...9 – для силових передач.

Лекція 20

6.5. Навантаження на зубці черв'ячного колеса і витки черв'яка



Розкладемо нормальну силу, з якою зубці взаємодіють між собою: $\vec{F}_n \Rightarrow \vec{F}_o + \vec{F}_{r2}$,

де F_{r2} - радіальна сила на колесі.

Представимо $\vec{F}_o \Rightarrow \vec{F}_{a2} + \vec{F}_{t2}$,

де F_{a2}, F_{t2} - осьова і колова сили на колесі.

$$\boxed{F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}}; \quad \boxed{F_{a2} = F_{t2} \text{tg} \gamma}, \quad \gamma - \text{кут підйому витка черв'яка.}$$

$$\text{Оскільки } F_0 = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma}, \quad F_{r2} = F_0 \text{tg} \alpha_n = \frac{F_{t2} \text{tg} \alpha_n}{\cos \gamma},$$

де α_n - кут профілю зубця в нормальному перерізі. Враховуючи, що $\frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} = \text{tg} \alpha$,

де $\alpha_n = 20^\circ$ - кут профілю зубця в осьовому перерізі, отримаємо $\boxed{F_{r2} = F_{t2} \text{tg} \alpha}$.

$$\text{Нормальна сила } F_n = \frac{F_0}{\cos \alpha_n} = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cos \alpha_n}.$$

Згідно з 3-м законом Ньютона сили на витку черв'яка:

колова сила $F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \text{tg} \gamma$;

осьова сила $F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$;

радіальна сила $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \text{tg} \alpha$.

6.6. Матеріали елементів передачі

Вимоги до матеріалів: антифрикційні властивості, стійкість проти спрацювання, стійкість до заїдання.

Матеріали черв'яків:

- а) вуглецеві сталі: сталь 45, 50, 40Г2 та ін.
 - б) леговані сталі: 40Х, 40ХН, 35ХГСА та ін.
- Термообробка – загартування $H \geq (45...55)HRC$.

Матеріали вінців черв'ячних коліс:

- а) при $v_s > 5 \frac{m}{c}$ - бронзи олов'яні (Бр 010Н1Ф1, Бр 010Ф1 та ін.)
- б) при $v_s > (2...5) \frac{m}{c}$ - бронзи безолов'яні (Бр А10Ж4Н4, Бр А9Ж3Л та ін.)
- в) при $v_s < 2 \frac{m}{c}$ - сірі чавуни (СЧ15, СЧ18 та ін.)

6.7. Розрахунок елементів черв'ячної передачі на міцність

6.7.1. Види розрахунків

Для черв'ячного колеса проводять наступні розрахунки:

- 1) розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість;
- 2) розрахунок зубців на контактну міцність при перевантаженні;
- 3) розрахунок зубців на витривалість при згині;
- 4) розрахунок зубців на міцність при згині максимальним навантаженням.

Оскільки черв'як виготовляється із сталей, міцність яких значно вища, ніж міцність матеріалів зубців колеса, то витки черв'яка на міцність не розраховуються. Черв'як перевіряється тільки на жорсткість.

6.7.2. Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість

Розрахунок проводиться, як для циліндричних косозубих коліс. Умовою контактної витривалості запишеться з використанням формули Герца

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho_{ze}}} \leq [\sigma]_H. \quad (6.1)$$

Коефіцієнт Z_M враховує пружні властивості матеріалу.

Питома сила, розподілена по лінії контакту зубців, $q_H = \frac{\omega_{Ht}}{\varepsilon_\alpha \cos \alpha_n}$, де ω_{Ht} - питома розрахункова колова сила.

Зведений радіус кривини $\frac{1}{\rho_{ze}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$..

Для витків черв'яка $\rho_1 = \infty$. Для косозубих коліс $\rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha_n}{2 \cos \beta}$.

Для черв'ячного колеса кут нахилу зубців $\beta = \gamma$, тому $\frac{1}{\rho_{ze}} = \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \gamma}{d_2 \sin \alpha_n}$.

Підставляючи значення q_H і $\frac{1}{\rho_{ze}}$ в умову (6.1) одержимо:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{\varepsilon_\alpha \cos \alpha_n} \frac{\cos \gamma}{d_2 \sin \alpha_n}} \leq [\sigma]_H$$

Позначивши $Z_H = \sqrt{\frac{\cos \gamma}{\cos \alpha_n \sin \alpha_n}}$ - коефіцієнт форми поверхні зубців ;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ - коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній ,

Одержимо
$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_2}} \leq [\sigma]_H \quad (6.2)$$

Для бронзи $Z_M = 210 \text{ МПа}^{1/2}$, для чавуну $Z_M = 215 \text{ МПа}^{1/2}$, $Z_H \approx 1,8$; $Z_\varepsilon \approx 0,75$.

Допустиме напруження для розрахунку на контактну витривалість

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} K_{HL} ,$$

де $[\sigma]_{H0}$ - допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{H0} = 10^7$ циклів , яке визначається за таблицями в залежності від механічних характеристик матеріалу ;

K_{HL} - коефіцієнт довговічності , $K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$.

Еквівалентне число циклів навантаження зубців колеса $N_{HE} = K_{HE} N_\Sigma$,

де K_{HE} - коефіцієнт режиму навантаження , залежить від типу режиму (В, Л, СР...),

N_Σ - сумарне число циклів навантаження зубця за строк експлуатації h год ,

$N_\Sigma = 60 n_2 h$, n_2 - частота обертання колеса , об/хв.

Значення K_{HL} мають обмеження $0,76 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

6.7.3. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність під час дії максимального навантаження

Максимальне контактне напруження під час дії максимального навантаження

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_2}} \leq [\sigma]_{H \max} ,$$

де $T_2, T_{2 \max}$ - номінальний і найбільший моменти на валу черв'ячного колеса за час експлуатації ;

σ_H - контактне напруження від дії T_2 , яке визначається за формулою (6.2) ;

$[\sigma]_{H \max}$ - допустиме граничне напруження , визначається за таблицями.

Лекція 22

6.7.4. Розрахунок зубців на витривалість при згині

Черв'ячне колесо розраховується, як циліндричне косозубе. Напруження згину визначається за формулою

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma]_F \quad (6.3)$$

де $\omega_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_{F\beta} K_{Fv}$ - питома колова сила ;

m - коловий модуль зубців колеса ;

Y_F - коефіцієнт форми зубців , визначається за таблицею ;

$Y_\varepsilon \approx 0,75$ - коефіцієнт , що враховує перекриття зубців ;

$Y_\beta \approx 0,95$ - коефіцієнт нахилу зубців.

Допустиме напруження на витривалість при згині $[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} K_{FL}$,

де $[\sigma]_{F0}$ - допустиме напруження для бази випробувань $N_{F0} = 10^6$ циклів, визначається за таблицею в залежності від механічних властивостей матеріалу.

Коефіцієнт довговічності $K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$.

Тут N_{FE} - еквівалентне число циклів навантаження зубців колеса, $N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}$,

де K_{FE} - коефіцієнт режиму навантаження, залежить від типу режиму;

N_{Σ} - сумарне число циклів навантаження за h год, $N_{\Sigma} = 60n_2h$,

n_2 - частота обертання колеса, об/хв.

Значення K_{FL} мають обмеження $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$

6.7.5. Розрахунок зубців на міцність при згині

Умова міцності

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_2} \leq [\sigma]_{F \max}$$

Напруження згину σ_F визначається за формулою (6.3).

Допустиме граничне напруження $[\sigma]_{F \max}$ визначається за таблицями.

6.8. Проектний розрахунок черв'ячної передачі

В основі проектного розрахунку лежить розрахунок на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_2}} \leq [\sigma]_H$$

Тут $\omega_{Ht} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_{H\beta} K_{H\nu}$, де $b = 0,75d_1$, $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$

Звідси $\sigma_H = Z_M Z_H Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{2T_2}{0,75d_1 d_2} K_{H\beta} K_{H\nu}} \leq [\sigma]_H$.

Виразимо m, d_1, d_2 через між осюву відстань: $a_{\omega} = \frac{1}{2} m(z_2 + q) \Rightarrow m = \frac{2a_{\omega}}{z_2 + q}$;

$d_1 = mq = \frac{2a_{\omega}q}{z_2 + q}$; $d_2 = mz_2 = \frac{2a_{\omega}z_2}{z_2 + q}$. Отримаємо

$\sigma_H = Z_M Z_H Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{H\nu} (z_2 + q)^3}{a_{\omega}^3 q z_2^2}} \leq [\sigma]_H$. Звідси

$a_{\omega \min} = (z_2 + q) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{H\nu} (Z_M Z_H Z_{\varepsilon})^2 \cdot 10^3}{3q z_2^2 [\sigma]_H}}$.

Тут T_2 в $H \cdot m$.

Введемо коефіцієнт $K_a = \sqrt[3]{\frac{(Z_M Z_H Z_{\varepsilon})^2 \cdot 10^3 K_{H\nu}}{3}}$. Остаточно

$$a_{\omega \min} = K_a (z_2 + q) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{q z_2^2 [\sigma]_H^2}} \quad \text{або} \quad a_{\omega \min} = K_a \left(\frac{z_2}{1} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} q^2}{z_2^2 [\sigma]_H^2}}$$

Для пари сталь-бронза $K_a = 310 \text{ МПа}^{\frac{1}{3}}$; для пари сталь-чавун $K_a = 315 \text{ МПа}^{\frac{1}{3}}$.

Щоб визначити $a_{\omega_{\min}}$ необхідно попередньо вибрати число заходів черв'яка $z_1 = 1, 2, 4$. Чим більше z_1 , тим більше ККД передачі, але зменшується можливість самогальмування передачі.

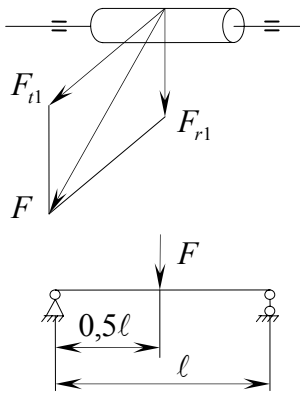
Обчислюють число зубців колеса $z_2 = iz_1$, де i передатне відношення передачі. Рекомендується: $28 \leq z_2 \leq 80$; $z_2 \geq 28$ - обмежується умовою невідірвання, $z_2 \leq 80$ - габаритами передачі.

Вибирають значення коефіцієнта діаметра черв'яка q з числа стандартних. Рекомендується $q \geq 0,212z_2$.

Обчисливши $a_{\omega_{\min}}$, розраховують модуль передачі $m' = \frac{2a_{\omega_{\min}}}{q + z_2}$.

Значення модуля узгоджуємо зі стандартом. Після чого визначають всі параметри передачі і проводять перевірки розрахунки.

6.9. Розрахунок черв'яка на жорсткість



Розрахункова схема

F_{t1}, F_{r1} - колова і радіальні сили на черв'яку.

Їх рівнодійна $F = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}$.

Якщо діаметр впадин черв'яка d_{f1} незначно відрізняється від діаметра сусідніх ділянок, то під час попереднього розрахунку черв'як можемо розглядати як балку сталого поперечного перерізу, навантажену силою F посередині.

$$\text{Прогин посередині } y = \frac{F\ell^3}{48EI_0}$$

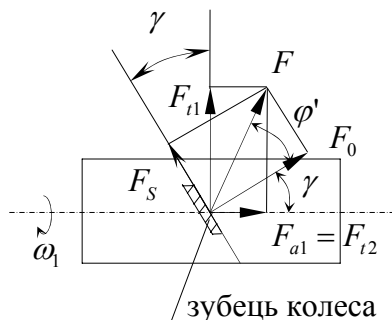
Орієнтовно відстань між опорами можна взяти $\ell \approx (0,8 \dots 1,0)d_2$, де d_2 - дільний діаметр колеса.

Осьовий момент інерції перерізу черв'яка без врахування впливу витків $I_a = \frac{\pi d_{f1}^4}{64}$.

Допустимий прогин $[y] = (0,01 \dots 0,005)m$

Якщо діаметр черв'яка d_{f1} значно відрізняється від діаметрів сусідніх ділянок, прогин потрібно знаходити методом Мора або Верещагіна з врахуванням фактичних діаметрів кожної ділянки.

6.10. Коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі



Розглянемо випадок, коли черв'як є ведучим.

F_0 - проекція нормальної сили F_n взаємодії зубця колеса з витком черв'яка, $F_0 = F_n \cos \alpha_n$.

F_s - сила тертя, $F_s = F_n f$, де f - коефіцієнт тертя.

Складемо $\vec{F}_0 + \vec{F}_s \Rightarrow \vec{F}$.

Розкладемо силу F за напрямками колових швидкостей черв'яка і колеса $\vec{F} \Rightarrow \vec{F}_{t1} + \vec{F}_{a1}$.

$F = F_a \tan(\gamma + \phi')$; де γ - кут підйому витка черв'яка, ϕ' -

зведений кут тертя.

Оскільки $F_{a1} = F_{t2}$, одержимо залежність між коловими силами на черв'яку і колесі

$$F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') . \quad (6.4)$$

Позначимо P_1 і P_2 потужність на черв'яку і колесі . Тоді коефіцієнт корисної дії передачі

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{F_{t2} d_2 \omega_2}{F_{t1} d_1 \omega_1} .$$

Підставляючи в (6.4) $d_2 = m z_2$; $d_1 = m q$; $\omega_2 / \omega_1 = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2}$ і враховуючи, що $\frac{z_1}{q} = \operatorname{tg} \gamma$,

одержимо

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$$

Визначимо зведений кут тертя: $\operatorname{tg} \varphi' = \frac{F_s}{F_0} = \frac{F_n f}{F_n \cos \alpha_n} = \frac{f}{\cos \alpha_n}$; $\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f}{\cos \alpha_n}\right)$

Аналогічно можна дістати формулу для ККД, коли ведучим є колесо

$$\eta^* = \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\operatorname{tg} \gamma}$$

При $\gamma \leq \varphi'$ передавати рух від колеса до черв'яка стає неможливо, оскільки $\eta^* \leq 0$.
Умова самогальмування передачі $\boxed{\gamma \leq \varphi'}$.

З врахуванням втрат потужності в підшипниках і на перемішування мастила

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} .$$

При $Z_1 = 1$ $\eta = 0,70 \dots 0,75$.

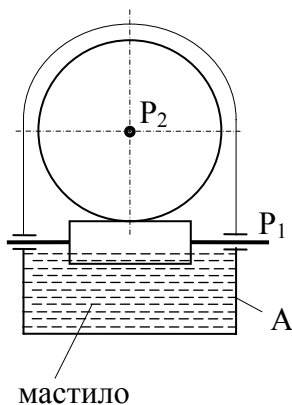
При $Z_1 = 2; 4$ $\eta = 0,80 \dots 0,90$.

6.11. Тепловий розрахунок черв'ячного редуктора

Необхідно забезпечити умову $t_m \leq [t]_M$;

де t_m - температура мастила в усталеному режимі роботи;

$[t]_M$ - допустима температура мастила, $[t]_M = 75 \dots 85^\circ \text{C}$.



Втрата потужності в передачі

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta) .$$

Тепловий потік, що виділяється поверхнею А корпусу,

$$Q = KA(t_m - t_0) ,$$

де K - коефіцієнт теплопередачі, t_0 - температура навколишнього середовища.

При усталеному режимі $\Delta P = \Phi$:

$$\Delta P(1 - \eta) = KA(t_m - t_0)$$

Звідси

$$t_m = t_0 + \frac{P_1(1 - \eta)}{KA} .$$

Тут P_1 - потужність, що підводиться до передачі, Вт, $K = (9 \dots 17) \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{год})}$ залежно

від швидкості повітря, що обдуває корпус передачі, А - поверхня корпусу, що омивається мастилом, без врахування площі днища, м^2 .

Щоб збільшити охолодження роблять ребристим корпус, обдувають корпуси вентилятором.