

Тема 11. Конічні зубчасті передачі

Загальні положення. Конічні зубчасті передачі застосовують для передачі обертання між валами, осі яких перетинаються під деяким кутом. Найбільш поширені передачі з кутом $\Sigma = 90^\circ$. Конічні передачі складніше циліндричних у виготовленні і при монтажі. Для нарізування конічних коліс потрібні спеціальні верстати й інструмент. Перетинання осей валів утрудняє розміщення опор. Одне з конічних коліс, як правило, розташовується консольне. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба. У конічному зачепленні діють осьові сили, у зв'язку з чим конструкція опор ускладнена. Все це приводить до того, що навантажувальна спроможність конічної передачі менше ніж циліндричної.

Незважаючи на відзначені недоліки, конічні передачі мають досить широке застосування, оскільки в конструкціях машин часто необхідно розташовувати вали під кутом.

Види конічних передач і їхні характеристики. Конічні передачі розрізняють за типом подовжньої лінії зуба - із прямими, косими (тангенціальними) і криволінійними зубами. У прямозубих конічних передачах (рис.11.1,а) твірні зубів перетинаються у вершині ділильного конуса. Тангенціальні зуби (рис.11.1,б) спрямовані по дотичній до деякої уявлюваної окружності радіусом r і складають з твірною конуса кут β . Криволінійні зуби підрозділяються на паллоїдні (евольвентні), циклоїдальні і кругові. Кругові зуби (рис.11.1,в) розташовуються по дусі окружності, що є слідом руху інструмента при нарізуванні зубів.

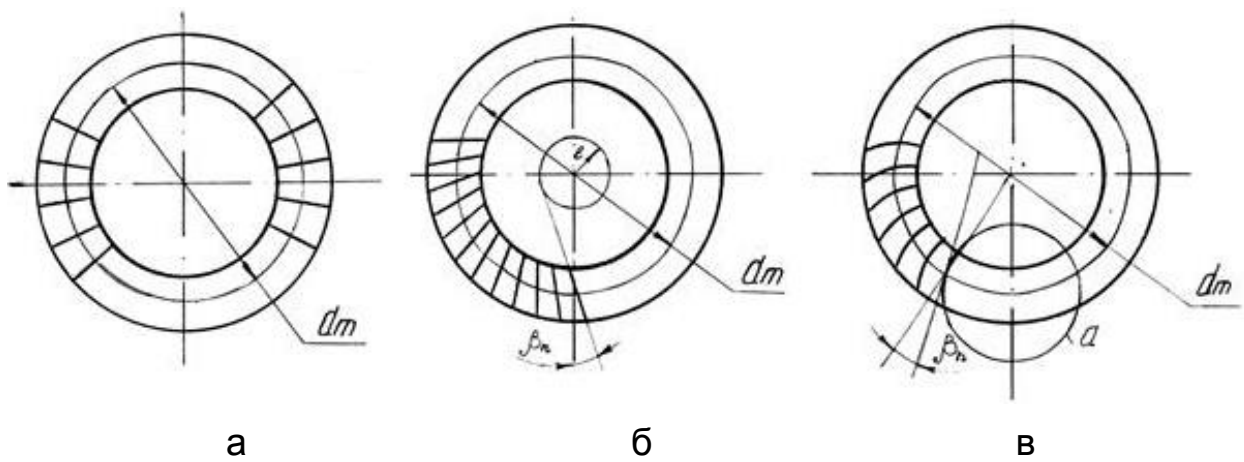


Рис. 11.1

Кут нахилу кругових зубів перемінний, у розрахунках використовують значення кута β_m у середньому перетині зуба. Розмір кута нахилу звичайно складає $\beta = 30^\circ$ - для коліс із тангенціальними зубами і $\beta_m \leq 40^\circ$ - для коліс із круговими зубами.

Частіше застосовують конічні колеса з круговими зубами, що мають деякі переваги: при однакових габаритних розмірах більш високу несучу спроможність; при підвищених окружних швидкостях (до 11 м/с при не шліфованих зубах і до 35 м/с при шліфованих) працюють плавно і безшумно внаслідок великого коефіцієнта перекриття зубів у зачепленні; зберігають задовільну пляму контакту при значних деформаціях деталей передачі.

Конічні передачі розрізняють за формою поздовжнього перетину

зубів (рис. 11.2).

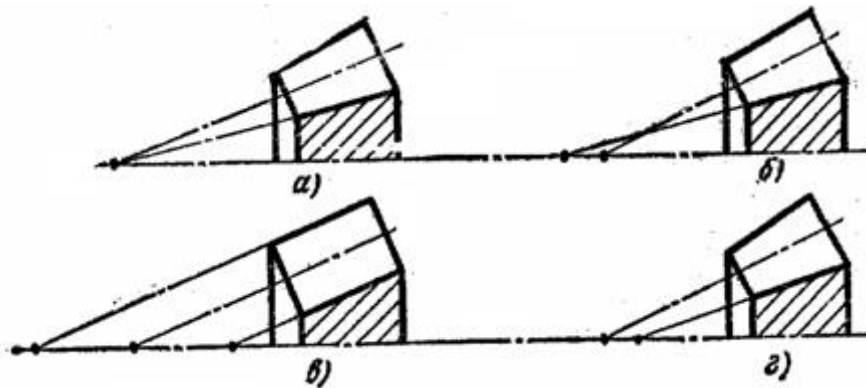


Рис. 11.2

Форма I - зуби, що пропорційно знижуються (а). Вершини конусів ділительного і западин збігаються. Висота ніжки зубів пропорційна конусній відстані; ця форма є основною для прямозубих і косозубих конічних передач. Її застосовують також для передач із круговими зубами при

$$z_{\Sigma} = 20 \dots 100.$$

Форма II - зуби, що знижуються (б,г). Вершини конусів ділительного і западин не збігаються. Ширина дна западини постійна, а товщина зуба по ділительному конусі зростає пропорційно відстані від вершини. Ця форма дозволяє обробляти одним інструментом відразу обидві поверхні зубів. Вона є основною для коліс із круговими зубами.

Форма III - рівновисокі зуби (в). Твірні конусів ділительного, западин і вершин рівнобіжні. Цю форму застосовують для кругових зубів при

$$z_{\Sigma} \geq 40.$$

Основні геометричні співвідношення. Роль початкових і ділительних циліндрів у циліндричних зубчастих передачах виконують початкові і ділительні конуси (рис. 11.3). У конічних передачах початкові і ділительні конуси завжди збігаються. Кути ділительних конусів позначають відповідно δ_1 і δ_2 . Кути між осями $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$.

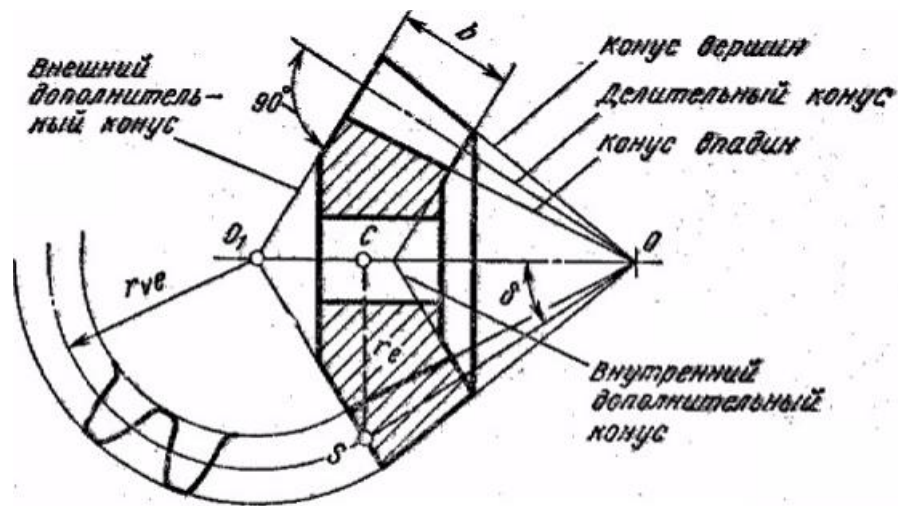


Рис. 11.3

Евольвентні зуби конічного колеса профілюють на розгортці додаткового конуса, твірна якого перпендикулярна твірної ділительного конуса. Додаткові конуси можна побудувати для зовнішнього, середнього і внутрішнього перетинів конічного колеса. Ширина вінця зубчастого колеса b обмежена двома додатковими конусами - зовнішнім і внутрішнім.

За довжиною зуба модуль, а відповідно і висота змінюються. Для зручності виміру конічних коліс їхні розміри прийнято визначати за зовнішнім торцем зуба, утворену зовнішнім додатковим конусом.

Максимальний модуль зубів m_e - зовнішній окружний модуль, отриманий за зовнішнім торцем, іноді називають виробничим модулем.

Зовнішній ділительний діаметр (рис.11.4).

$$d_e = m_e z .$$

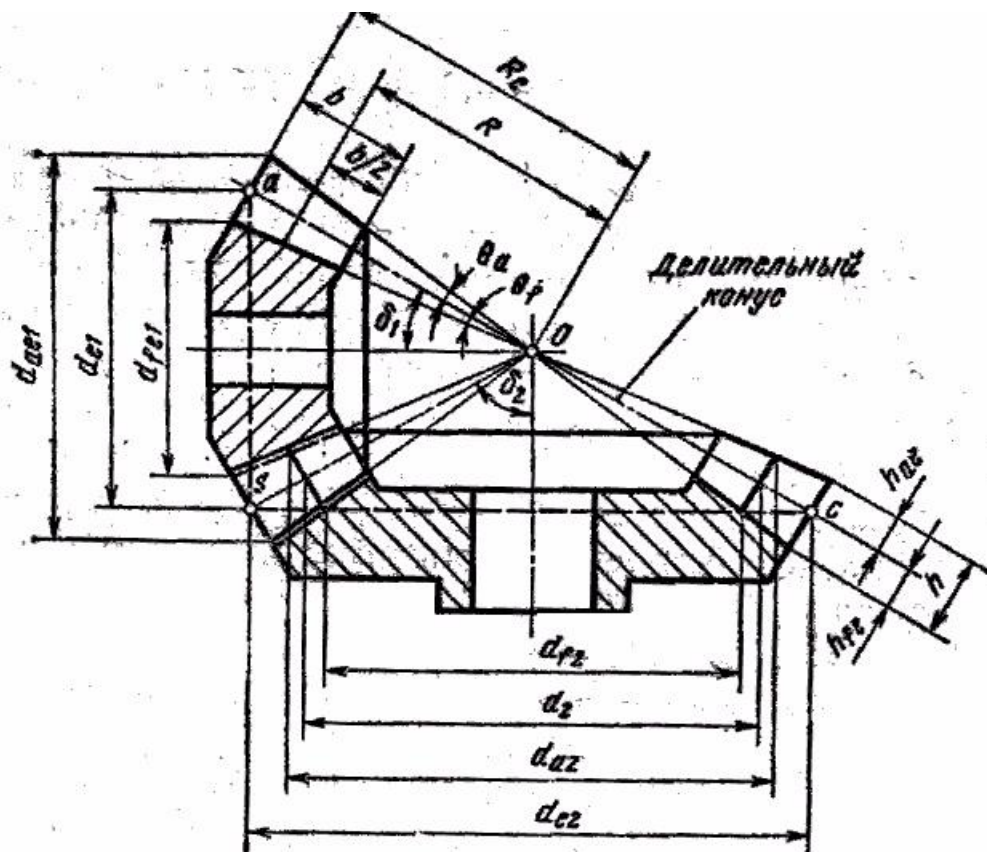


Рис. 11.4

Для нормального зачеплення висота голівки і висота ніжки відповідно $h_{ae} = m_e$; $h_{fe} = 1,2m_e$.

Зовнішній діаметр вершин зубів $d_{ae} = d_e + 2m_e \cos \square$

Зовнішня конусна відстань (див. трикутник aCS)

$$R_e = \frac{1}{2} \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = \frac{d_{e1}}{2} \sqrt{u^2 + 1} = \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{u^2 + 1},$$

$$\text{або } R_e = d_{e1} / (2 \sin \delta_1) = m_e z_1 / (2 \sin \delta_1).$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0,5b,$$

де b - ширина вінця коліс.

Внутрішня конусна відстань $R_i = R_e - b$.

Для зубів, що пропорційне знижуються, справедливе відношення

$$m_e / R_e = m_m / R_m = m_i / R_i.$$

Кут ніжки зуба $\operatorname{tg}\theta_f = h_{fe}/r_e$. Кути голівок зубів складають - шестерні $\theta_{a1} = \theta_{f2}$; колеса $\theta_{a2} = \theta_{f1}$.

Середній ділильний діаметр шестерні

$$d_{m1} = mz_1 = d_{e1} - b \sin \delta_1 = d_{e1} - b / \sqrt{u^2 + 1},$$

Розділивши на z_1 ліву і праву частини формули, одержимо середній модуль зубів

Кути ділильних (початкових) конусів δ_1 і δ_2 зв'язані з передатним відношенням так само, як і в конічних фрикційних передачах. При $\Sigma = 90^\circ$ можна записати

$$u_{12} = d_{e2} / d_{e1} = 2R_e \sin \delta_2 / (2R_e \sin \delta_1) = \sin \delta_2 / \sin \delta_1.$$

Виразивши $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$, одержимо

$$u_{12} = \sin(90^\circ - \delta_1) / \sin \delta_1 = \operatorname{ctg} \delta_1,$$

і відповідно при $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$

$$u_{12} = \sin \delta_2 / \sin(90^\circ - \delta_2) = \operatorname{tg} \delta_2.$$

Таким чином, передатне відношення можливо виразити

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = d_{e2} / d_{e1} = z_2 / z_1 = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (3)$$

Для конічної прямозубої передачі рекомендується $u_{12} = 2,5 \dots 4$; при колесах с непрямыми зубами можливі більш високі значення передатного числа до $u_{12} = 6,3$.

Зусилля в зачепленні. У зачепленні прямозубої конічної передачі діють сила: окружна F_t радіальна F_r і осьова F_a (рис. 11.5).

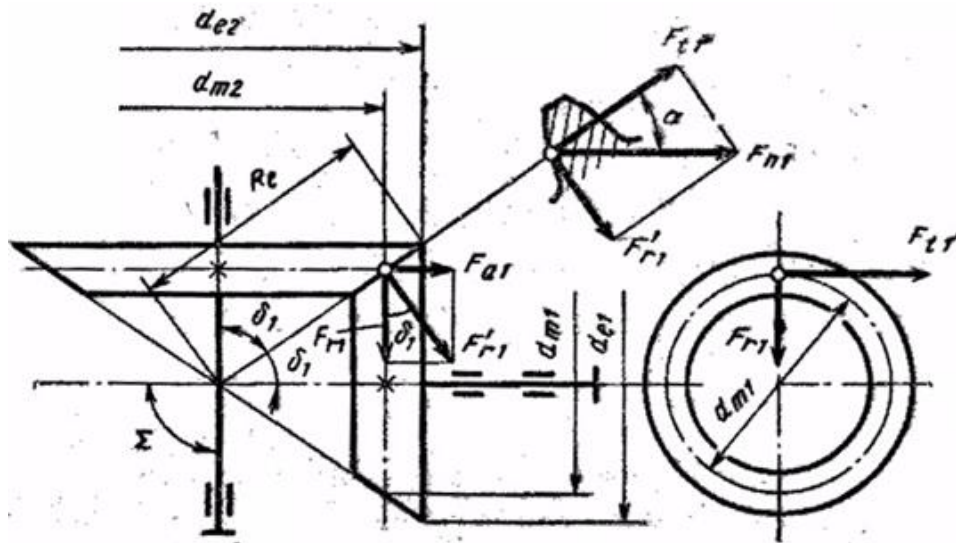


Рис. 11.5

За нормаллю до зуба діє сила F_{n1} , яку розкладають на F_{r1} і F'_{r1} . У свою чергу, F'_{r1} розклали на F_{a1} і F_{r1} . Запишемо

$$F_{t1} = 2M_1 / d_1; F_{n1} = F_{t1} / \cos \alpha; F'_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$\left. \begin{aligned} F_{r1} &= F'_{r1} \cos \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \\ F_{a1} &= F'_{r1} \sin \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \end{aligned} \right\}$$

Для колеса напрямки сил протилежні, при цьому

$$\bar{F}_{n1} = -\bar{F}_{n2}; \bar{F}_{t1} = -\bar{F}_{t2}; \bar{F}_{r1} = -\bar{F}_{a1}; \bar{F}_{a1} = -\bar{F}_{r2}.$$

Сили в зачепленні конічних передач з непрямыми зубами:

Радіальна

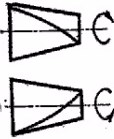
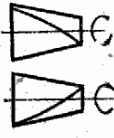
$$F_{r1(2)} = \frac{F_t \sin \delta_{1(2)}}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \pm \sin \beta_m);$$

$$F_{a1(2)} = \frac{F_t \sin \delta_{1(2)}}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \pm u \sin \beta_m).$$

Осьова

Напрямок векторів сил F_a і F_r залежать від напрямку обертання зубчастого колеса і напрямку лінії нахилу його зуба, це враховується вибором знаку в наведених формулах відповідно до таблиці

Таблиця 11.1

Сполу- чення Напря- мок	Схема шестер- -ні	Напрямок обертання шестерні	Напрямок Нахилу Зуба	Сили, що діють на зуб			
				Шестер- ні		Колеса	
				F_{a1}	F_{r1}	F_{a2}	F_{r2}
Рекомен- довано		По годинної стрільці Проти годинної стрілки	Правий Лівий	+	-	-	+
не рекомен- довано		Проти годинної стрілки По годинній стрільці	Правий Лівий	-	+	+	-

Знак мінус для сили F_{a1} , означає, що вона спрямована до вершини конуса, а плюс для сили F_{r1} , що вона спрямована до центру шестерні.

Приведення конічного колеса до еквівалентного прямозубого циліндричного. Профілі зубів прямозубого конічного колеса, побудовані на розгортці додаткового конуса (див.рис.11.3), дуже близькі до профілів зубів еквівалентного циліндричного колеса, ділильна окружність якого отримана розгорткою додаткового конуса на площину.

З трикутника O_1CS діаметр ділильної окружності еквівалентного колеса

Приймаючи, $d_{ve_i} = m_e z_{v_i}$ $d_{e_i} = m_e z_i$ одержимо вираз для де z_i (z_1 і z_2) - дійсне число зубів конічних коліс; i (1 і 2) - індекс конічного колеса.

Розрахунок на міцність конічних зубчастих передач можна замінити розрахунком на довготривалість еквівалент-них циліндричних передач. Це можливо, якщо конічні прямозубі колеса представити у виді еквівалентних циліндричних коліс діаметром d_{v1} , d_{v2} і з числами зубів z_{v1} і z_{v2} .

Розрахунок прямозубої конічної передачі можна вести по будь-якому з перетинів зуба, тому що при розподілі навантаження уздовж зуба за законом трикутника, вершина якого збігається з вершиною ділильного конуса, напруги при згині у всіх перетинах однакові. Зручно за розрахунковий прийняти середній перетин зуба з навантаженням w_{cp} . Розрахунок прямозубої конічної передачі на згин зводиться до розрахунку еквівалентної циліндричної прямозубої передачі з урахуванням досвідчених даних, по яких навантажувальна спроможність конічних передач складає лише біля 0,85 від навантажувальної спроможності циліндричних передач.

Біеквівалентні колеса. Використовуючи приведення конічного колеса з непрямыми зубами до еквівалентного циліндричного шляхом розгортки додаткового конуса, одержимо косозубе циліндричне колесо. Це колесо необхідно повторно привести до еквівалентного циліндричного прямозубого колеса. Таким чином, термін «біеквівалентні» колеса зв'язаний із подвійним приведенням параметрів: як конічного так і косозубого коліс.

У розрахунках на втому конічне колесо з тангенціальними і круговими зубами представляють як біеквівалентне колесо з параметрами

де d_{vn} , z_{un} - відповідно діаметр і число зубів біеквівалентного колеса.

Розрахунок прямозубої конічної передачі на контактну довготривалість. Перевірочний розрахунок у параметрах еквівалентної циліндричної прямозубої передачі по середньому додатковому конусі має вигляд

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{F_t}{0,85 d_{v1} b} \frac{u_v + 1}{u_v} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma_H].$$

З огляду на зв'язок тригонометричних функцій і залежностей для розрахунку передатного числа запишемо

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}; \quad \cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}};$$

$$u_v = \frac{d_{v2}}{d_{v1}} = \frac{d_2 \cos \delta_1}{d_1 \cos \delta_2} = \frac{d_2 \cos(90^\circ - \delta_2)}{d_1 \cos \delta_2} = u^2.$$

Після підстановки у вихідну формулу значень d_{v1} і u_v , і деяких перетворень одержимо формулу перевірного розрахунку для прямозубих конічних коліс

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{F_t}{0,85 d_{v1} b} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma_H].$$

де $Z_H = 1,76 \cos b_m$; $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$; $K_{H\beta}$, K_{Hv} - коефіцієнти навантаження.

При проектному розрахунку конічних передач визначають дільний діаметр шестерні

$$d_1 = \sqrt[3]{(Z_H Z_i 2 K_{Hv})^3 \frac{10^3 T_2 K_{H\beta}}{0,85 \phi_{bd} [\sigma_H]^2}},$$

$$\text{або } d_1 = K_{d^3} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta}}{0,85 \phi_{bd} [\sigma_H]^2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u^2}},$$

де T_2 - обертаючий момент на колесі; K_d — допоміжний коефіцієнт (для прямозубих конічних коліс $K_d = 78 \text{ МПа}^{1/3}$)

Розрахунок прямозубої конічної передачі на згинальну довготривалість. Перевірочний розрахунок проводять за аналогією з прямозубою циліндричною передачею

$$\sigma_{F_1} = Y_{F_1} \frac{F_t}{0,85bm} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F]_1;$$

$$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} Y_{F_2} / Y_{F_1} \leq [\sigma_F]_2$$

де K_{Fv} - коефіцієнт динамічного навантаження; $K_{F\beta}$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження; Y_{F_1} і Y_{F_2} - коефіцієнти форми зуба еквівалентних циліндричних коліс.

При проектному розрахунку на вигін визначають модуль у середньому перетині зубів

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{10^3 M_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \phi_{bd} [\sigma_F]}}$$

де K_m - допоміжний коефіцієнт, для прямозубих конічних коліс приймають $K_m=1,45$; $\phi_{bd} = b/d_{m1}$ - коефіцієнт ширини вінця шестерні стосовно середнього ділительного діаметра, приймають $\phi_{bd} = 0,3 \dots 0,6$ при дотриманні умови

$$\phi_{bRe} = b/R_e \leq 0,3 \text{ і } b \leq 10m_e.$$

Принцип вибору оптимальної форми деталей.

У конічних передачах при великих передатних відношеннях колесо являє собою тонкий диск. Осьова складова навантаження в зачепленні діюча на колесо зростає в міру збільшення передатного відношення. Деформація обіду колеса досягає великих значень. Руйнація обіду (а) спостерігалася, у ряді випадків, у високонавантажених авіаційних приводах (рис. 11.6). Зміна форми ободу (в) дозволяє значно підвищити міцність і жорсткість колеса.

У конічних передачах типових редукторів похибки монтажу, деформація підшипників і валу приводять до

концентрації навантаження на зовнішньому торці зубчастого вінця. Деформація обіду конічного колеса є єдиним чинником викликаючим збільшення навантаження на внутрішньому торці. У цьому випадку доцільно навмисно зменшити жорсткість обіду (див. рис. 11.6,б).

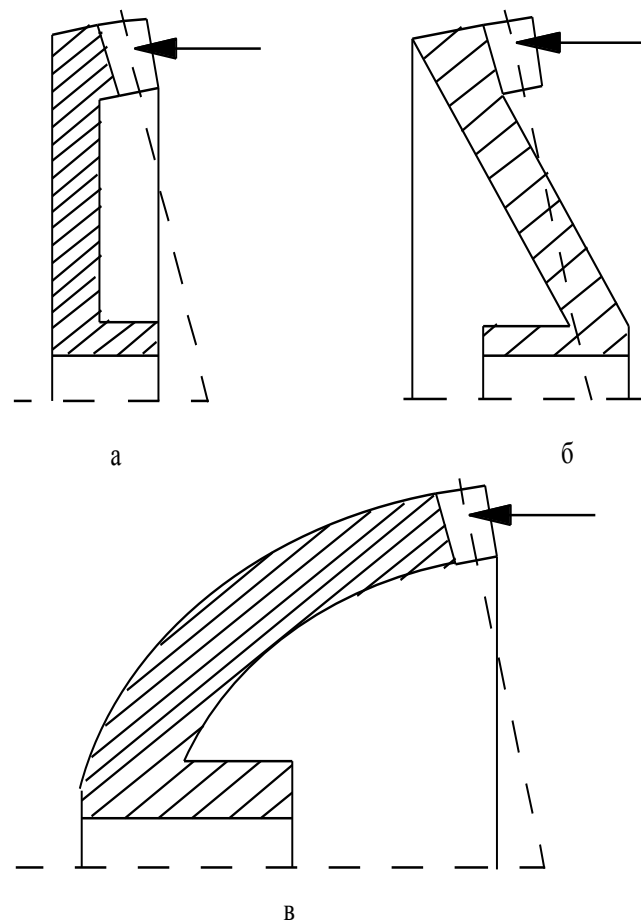


Рис. 11.6

Тема 12. Черв'ячні передачі

Загальні положення. Черв'ячні передачі служать для передачі обертання між валами що перехрещуються. Кут перехрещування звичайно дорівнює 90° . Черв'ячні передачі звичайно використовуються при невеликих частотах обертання та у механізмах періодичної дії.

Перевагами черв'ячних передач є висока навантажувальна спроможність, компактність; великі передатні відношення реалізовані в однієї ступені.

Недоліком черв'ячних передач є необхідність використання кольорових металів, низький ККД.

Черв'ячні передачі розрізняють за типом профілю черв'яка (рис. 12.1): архімедови (1), конволютні, евольвентні (3).

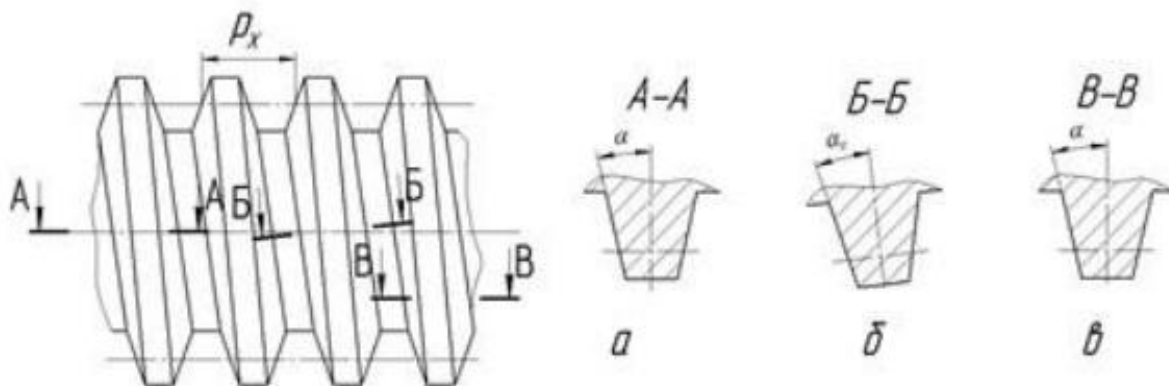


Рис. 12. 1

Архімедів черв'як являє собою гвинт із різьбленням, що має прямолінійні обриси профілю в осьовому перетині (трапецієвидний профіль). У торцевому перетині витки обкреслені архімедовою спіраллю. Конволютні черв'яки мають прямолінійний обрис профілю в нормальному перетині. Ці черв'яки можна шліфувати на різьбошліфувальних верстатах. Евольвентні черв'яки являють собою косозубі зубчасті колеса з малим

числом зубів і дуже великим кутом їхнього нахилу. Профіль зуба в торцевому перетині обкреслений евольвентою.

Черв'ячні передачі розрізняють за формою тіла черв'яка: циліндричні черв'ячні передачі (А) і глобоїдні черв'ячні передачі (Б) (рис. 12.2,а).

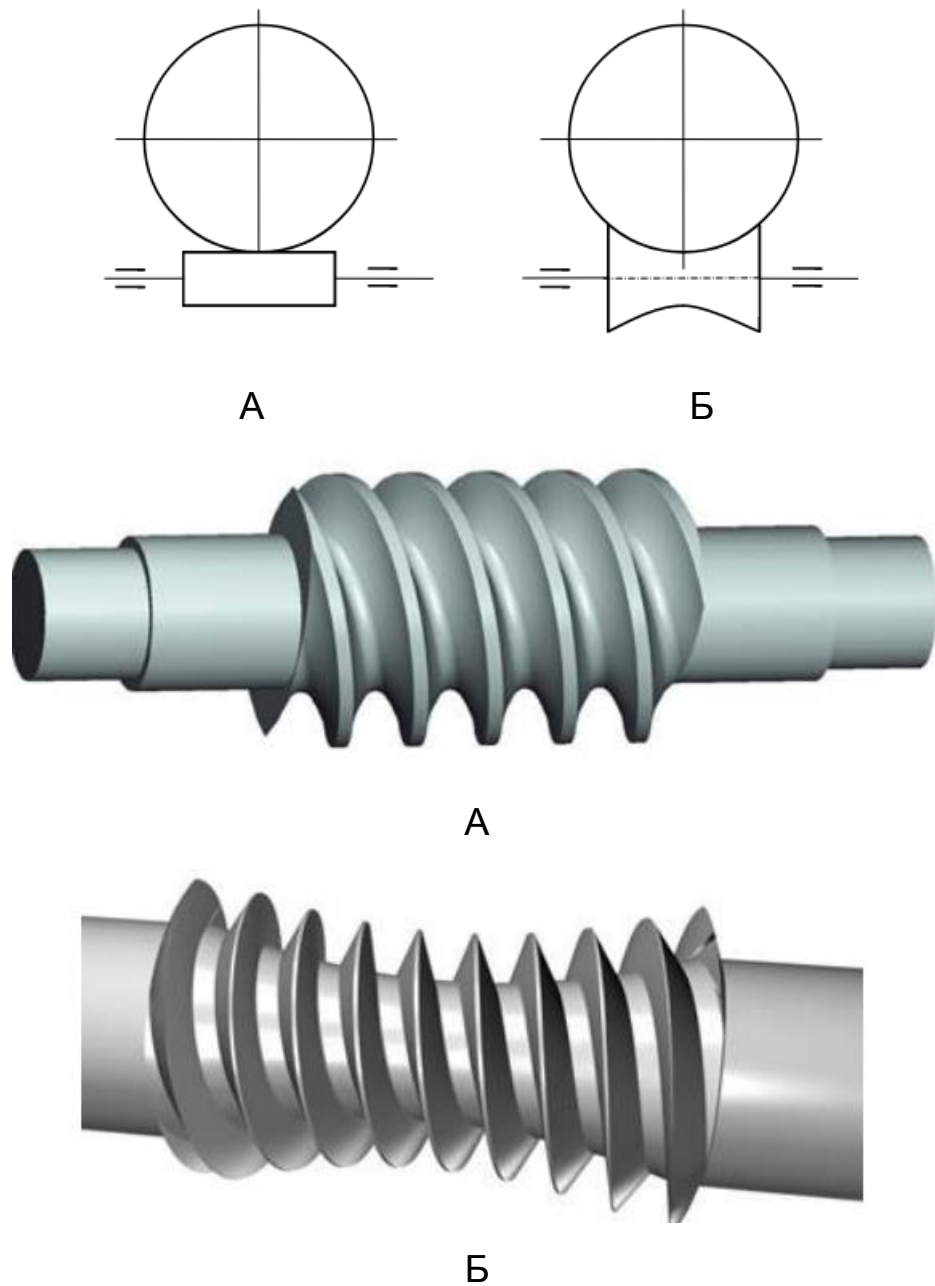


Рис. 12. 2

Ушкодження черв'ячних передач. Найчастіше поширеним видом ушкодження черв'ячних передач є мікрозварювання робочих поверхонь зубів через значне тепловиділення, що приводить до втрати мастилом своїх властивостей. Основним видом ушкодження тихохідних передач є поломка зубів черв'ячного колеса внаслідок втоми матеріалу або короточасних перевантажень. Передачі працюючі в забрудненому середовищі схильні до сильного зносу, що може стати причиною виходу їх із ладу.

Зусилля в зачепленні. Сила в зачепленні F_n спрямована по нормалі до поверхонь зубів, що контактують, і по лінії зачеплення рейки (черв'яка) і колеса, нахиленої до горизонталі під кутом α_w . Сили в зачепленні прийнято прикладати в полюсі P. При цьому нормальну силу переносять у полюс і розкладають на дві складові: окружну силу F_{t12} і радіальну силу F_{r12} (див. рис.12.2,б). Індекс "12" означає, що це сили діючі на черв'ячне колесо 2 із боку черв'яка 1.

Окружна сила F_t визначається за заданим моментом T_2 і ділильним діаметром d_2 .

$$F_{t12} = 2T_2/d_2,$$

тоді інші складові

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w,$$

$$F_{n12} = F_{t12} / \operatorname{cosa}_w.$$

У черв'ячній передачі окружне зусилля на черв'ячному колесі створює осьове зусилля на черв'яку

$$F_{a21} = - F_{t12},$$

Аналогічним способом дорівнюють окружне зусилля на черв'яку й осьове зусилля на черв'ячному колесі (рис.12.2,б).

$$F_{a12} = - F_{t21},$$

Радіальні зусилля однакові

$$F_{r12} = - F_{r21}.$$

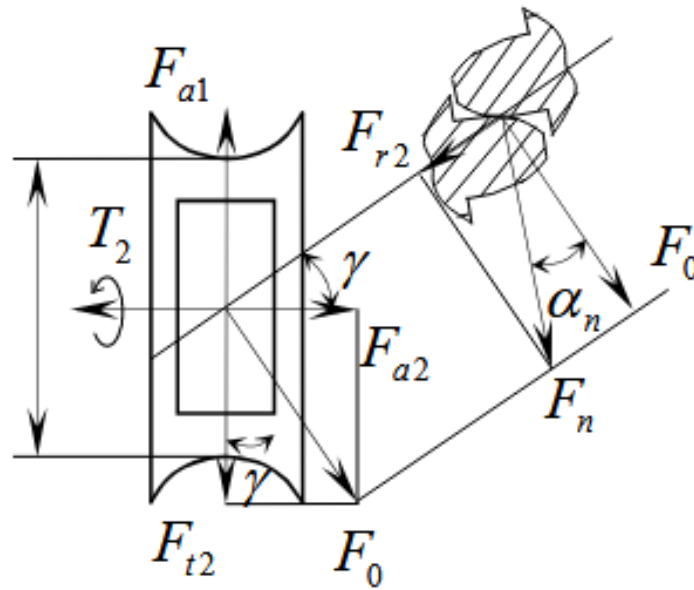
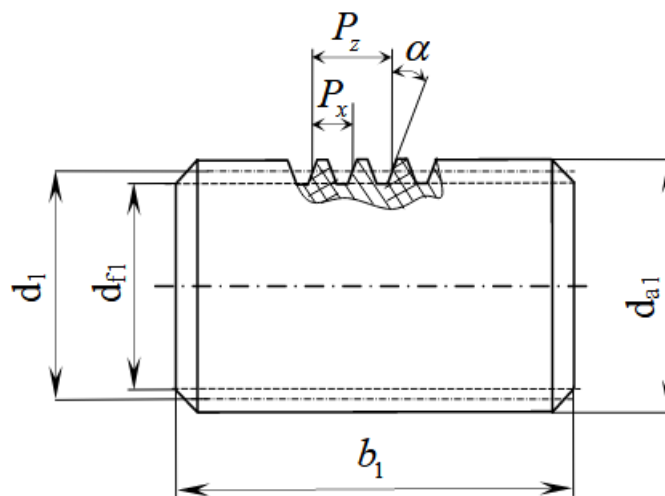
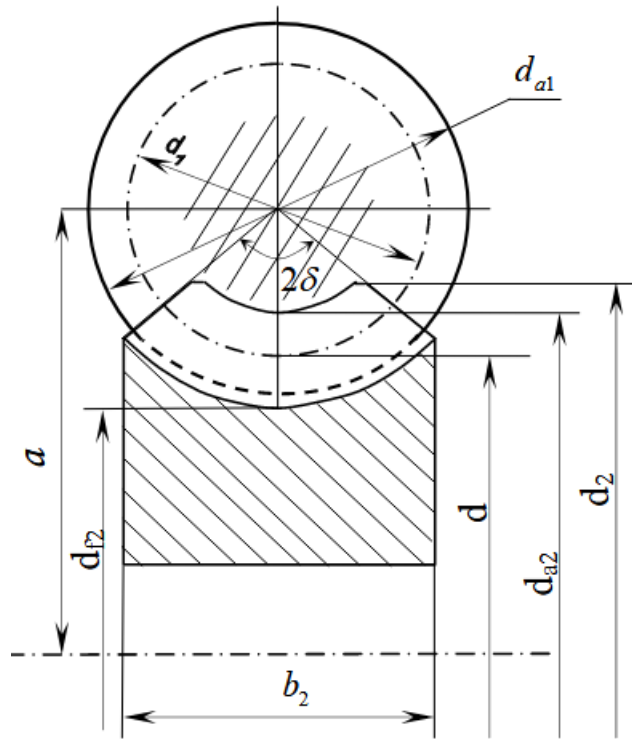


Рис. 12.2 б

Основні геометричні співвідношення. Кінематика черв'ячної передачі. Розрахунок діаметрів дільного, виступів, западин черв'яка і черв'ячного колеса виконується по тих же залежностях, що і розрахунок зубчастих коліс. Відмінним є значення коефіцієнта радіального зазору $c^* = 0,2$. За умовами виготовлення корекція профілю черв'яка не застосовується $x_1 = 0$. Корекцію черв'ячних коліс виконують для уписування в задану міжосьову відстань (рис.12.3,а):



а



б

Рис.12.3

$$d_1 = qm, \quad d_{a1} = m(q + 2), \quad d_{f1} = m(q - 2,4),$$

$$d_2 = z_2m, \quad d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x), \quad d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x),$$

$$a_w = 0.5m(q + z_2 + 2x).$$

Довжину нарізаної частини черв'яка і ширину черв'ячного колеса вибирають у залежності від числа заходів черв'яка

$$b_1 = (11 + 0,06z_2)m, \quad b_2 \leq 0,75d_{a1} \quad (z_1=1,2),$$

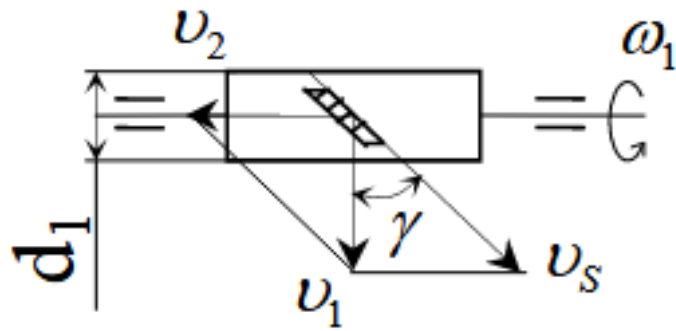
$$b_1 = (12,5 + 0,09z_2)m, \quad b_2 \leq 0,67d_{a1} \quad (z_1=4).$$

Кут підйому гвинтової лінії визначається як для багатозаходного різьблення

$$\operatorname{tg} \gamma = s / (\pi d_1) = pz_1 / (\pi d_1) = mz_1 / d_1 = z_1 / q.$$

Умовний кут обхвату 2λ знаходиться по точках перетинання окружності d_{a1} - $0.5m$ із торцевими лініями черв'ячного колеса

$$\sin \lambda = b_2 / (d_{a1} - 0,5m).$$



Найбільший діаметр черв'ячного колеса визначають у залежності від діаметра окружності виступів черв'яка

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2).$$

У перетині середньою площиною, що містить вісь черв'яка, картину зачеплення черв'ячної передачі представляють як зачеплення евольвентного зубчастого колеса з прямобічною рейкою. На робочій поверхні циліндричного черв'ячного колеса контактні лінії мають криволінійну форму, у процесі зачеплення змінюються їхній розмір і положення (див.рис.12.3,а). Глободне зачеплення характеризується великим числом зубів, що одночасно контактують. У глободному зачепленні лінії контакту на робочій поверхні розташовуються майже вертикально (рис.12.3,б).

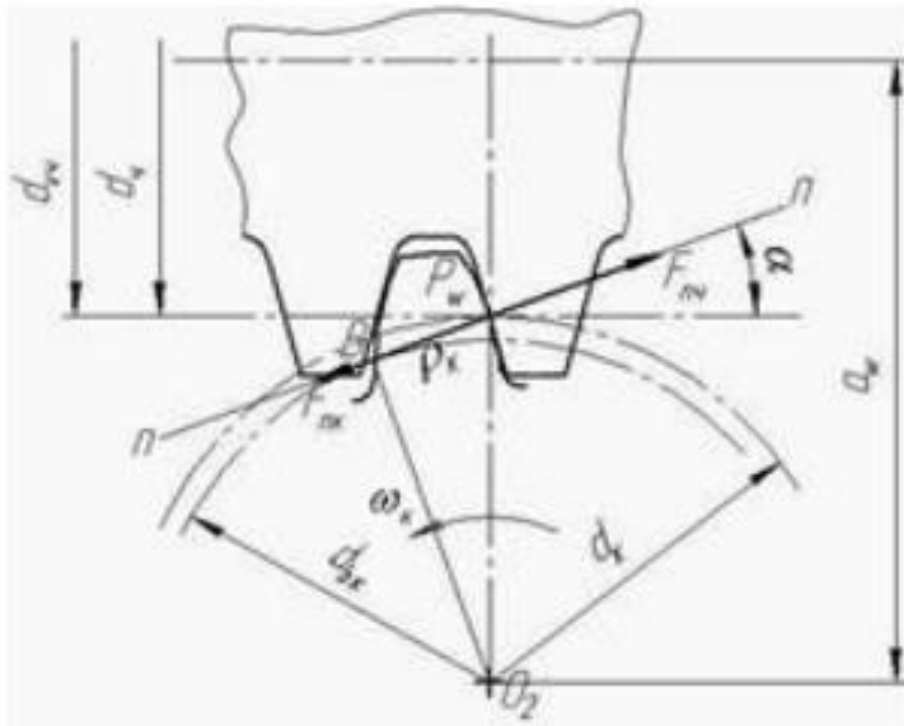


Рис. 12.3 а

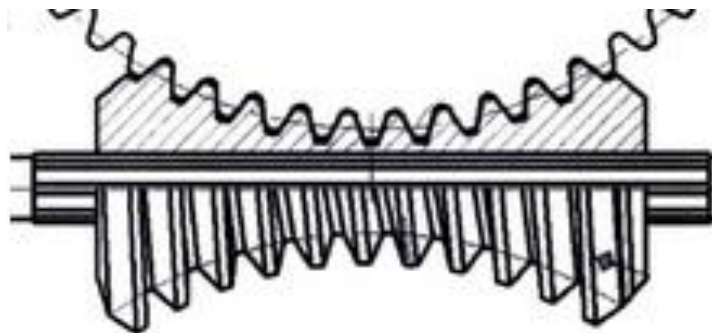


Рис. 12.3 б

При русі витки черв'яка ковзають по зубах черв'яка, як у гвинтової парі, і швидкість ковзання $V_{ск}$ спрямована по дотичної до гвинтової лінії черв'яка (рис.12.3,в).

де V_1 і V_2 - окружні швидкості, а ω_1 і ω_2 - кутові швидкості черв'яка і черв'ячного колеса, відповідно.

У черв'ячних передачах основними видами ушкоджень є мікрозварювання і знос в залежності від умов підмащування в контактi. Оптимальним є утворення масляної плівки між зубами. Стійка масляна

плівка, що забезпечує режим рідинного тертя, виникає в клиновидному зазорі при куті γ між швидкістю ковзання і лінією контакту близькому до прямого (Рис.12.3,в). У черв'ячних циліндричних передачах ця умова дотримується лише для контактних ліній на виході з зачеплення, у зоні контакту розташованої поблизу середньої площини існує небезпека мікрозварювання, що обмежує навантажувальну спроможність передачі (див.рис.12.3,в). У глободних передачах умови для утворення стійкої масляної плівки більш сприятливі, швидкість ковзання майже перпендикулярна контактним лініям у усіх фазах зачеплення (див.рис.12.3,в).

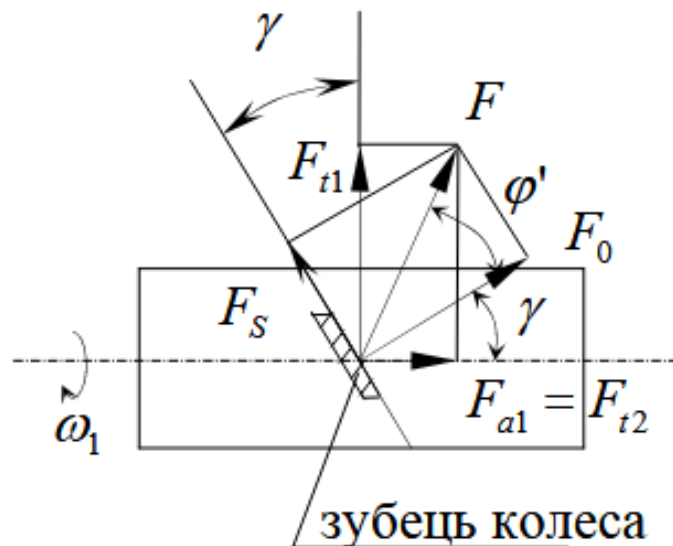


Рис. 12.3 в

Розрахункове навантаження. Як і в зубчастих передачах питому розрахункову окружну силу - w визначають із відношення окружної сили F_t до сумарної довжини контактних ліній L_Σ

$$w = F_t / L_\Sigma .$$

Сумарна довжина контактних ліній для циліндричних черв'ячних передач, поряд із коефіцієнтом перекриття ϵ_α , визначається ділільним діаметром черв'яка і кутом обхвату λ , що визначають фактичну довжину зубів черв'ячного колеса, що беруть участь у зачепленні.

$$L_{\Sigma} = 2\pi d_1 \varepsilon_{\alpha} \lambda \gamma / (360^{\circ} \cos \gamma) ,$$

де γ - кут підйому витків черв'яка.

Фактичне значення навантаження в зачепленні

$$w_t = w * k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{Hv} .$$

Визначається з урахуванням коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження між зубами враховується $k_{H\alpha}$, з обліком коефіцієнта нерівномірності розподілу питомого навантаження по довжині контактних ліній $k_{H\beta}$ і коефіцієнта динамічного навантаження в зачепленні k_{Hv} .

Розрахунок черв'ячних передач на контактну міцність

Розрахунок на контактну міцність побудований на основі тих же передумов, що і розрахунок зубчастих передач. У передачах з архімедовим черв'яком радіус кривизни профілю витка черв'як $\rho = \infty$, з урахуванням цього

формула для розрахунку контактних напруг σ_H прийме вид

$$\sigma_H = \frac{5400}{z_1 / q} \sqrt{\frac{T_2 k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{Hv} (z_1 / q + 1)}{a_w^3}} \leq [\sigma_H]$$

де q - коефіцієнт діаметра черв'яка; z_1 - число заходів черв'яка.

При сталевому черв'яку і бронзовому вінці черв'ячного колеса проектний розрахунок виконують із використанням залежності

За знайденим значенням міжосьової відстані визначають модуль $m = (1,4 - 1,7) \frac{a_w}{z_2}$, що округляють до стандартного. За модулем вибирають коефіцієнт діаметра черв'яка q із стандартного ряду: 8, 10, 12.5, 14, 16, 20. Менші значення коефіцієнта q відповідають більшим значенням модуля. Мінімальне припустиме значення q з умови жорсткості черв'яка $q = 0,212 * z_2$.

Розрахунок черв'ячних передач на згинальну міцність

Витки черв'яка (за матеріалом і за формою) значно міцніше зубів черв'ячного колеса. Тому ціллю даного розрахунку є запобігання поломки зубів черв'ячного колеса. Розрахунок також, як і в зубчастих передачах, побудований на уявленні зуба у виді консольної балки навантаженої силою F_t . З урахуванням поправок, що враховують скривлену підставу зуба, перемінний перетин зуба по ширині, похиле положення контактної лінії, фактичне значення напруги в корені зуба складає

$$\sigma_F = \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{Fv} \cos \gamma}{d_2 m} \quad y_F \leq [\sigma_F],$$

де y_F - коефіцієнт форми зубів, що вибирається по еквівалентному числі зубів $z_v = z_2 / \cos 2\gamma$

Розрахунок глобоїдних передач. Основною перевагою глобоїдних передач є одночасна участь великого числа зубів у зачепленні, що приводить до значного зниження контактних і згинальних напруг у зубах глобоїдної передачі, в порівнянні з циліндричною черв'ячною передачею.

Розрахунок глобоїдних передач зводиться до визначення припустимої потужності на черв'яку з умови попередження мікрозварювання і зносу

$$N = (N/u) * [K_M K_T K_p / (1.36 * I)],$$

де N - коефіцієнт потужності, що залежить від частоти обертання черв'яка і межосьової відстані; I - коефіцієнт передатного відношення, що залежить від передатного відношення і частоти обертання черв'яка; K_M - коефіцієнт матеріалу (для олов'янистих бронз $K_M = 1$, для безолов'янистих $K_M = 0,8$); K_T - коефіцієнт точності (при звичайній $K_T = 0,8$, при підвищеній точності $K_T = 1$); K_p - коефіцієнт режиму роботи ($K_p = 1$ при цілодобовій спокійній роботі, $K_p = 0,75$ при цілодобовій ударній роботі, $K_p = 1,4$ при періодичній роботі).

Втрати потужності в черв'ячних передачах. Розрахунок на нагрів. Черв'ячні передачі працюють із значним тепловиділенням. Тим часом нагрів мастила до температури яка перевищує припустиму ($[t_m]$ (95°C), приводить до втрати їм захисної спроможності і до небезпеки мікрозварювання в передачі. Тепловиділення визначається коефіцієнтом корисної дії передачі, що за аналогією з ККД різьбових з'єднань може бути знайдене за формулою

$$\eta = \text{tg} \gamma / \text{tg} (\gamma + \varphi) ,$$

де φ - кут тертя, що залежить від матеріалів черв'яка і колеса, сорту мастила і швидкості ковзання $V_{\text{ск}}$. Збільшення швидкості ковзання дозволяє зменшити кут тертя і збільшити ККД.

При розрахунку коефіцієнта корисної дії черв'ячного редуктора поряд із втратами в зачепленні (урахування втрат через тертя в зачепленні здійснюється за допомогою коефіцієнта ψ_s необхідно враховувати втрати на тертя в опорах (ψ_o), втрати на перемішування мастила (ψ_m) і втрати на тертя в ущільненнях (ψ_y).

$$\eta = (1 - \psi_s) / (1 + \psi_{\text{про}} + \psi_m + \psi_y) .$$

Коефіцієнт втрат у зачепленні

$$\psi_s = [1 - \text{tg} (\gamma) / \text{tg} (\gamma + \varphi)] + 0.5 \pi f \varepsilon_s / z_2 ,$$

де f - коефіцієнт тертя в зачепленні; ε_s - коефіцієнт перекриття в середній площині черв'ячної передачі.

Коефіцієнт ψ_o вибирається в залежності від передатного відношення u і типу опор, а коефіцієнти ψ_m , ψ_y у залежності від передатного відношення u і розташування черв'яка: під колесом або над ним.

При сталій роботі черв'ячного редуктора виконується рівняння теплового балансу - потужність втрат $N(1 - \eta)$ дорівнює потужності тепловідводу Q

$$N(1 - \eta) = Q, \quad Q = k_T(t_M - t_n)A,$$

де N - передана потужність; t_M - температура мастила; t_n - температура навколишнього повітря; k_T - коефіцієнт теплопередачі; A - площа поверхні охолодження. Під площею поверхні охолодження розуміють поверхню корпусу з однієї сторони омивану олією, а з іншої навколишнім повітрям (Рис.12.4а). У такий спосіб площа днаща не враховується зовсім, іноді додають 30 % площі поверхні редуктора прилеглої до рами (Рис.12.4б).

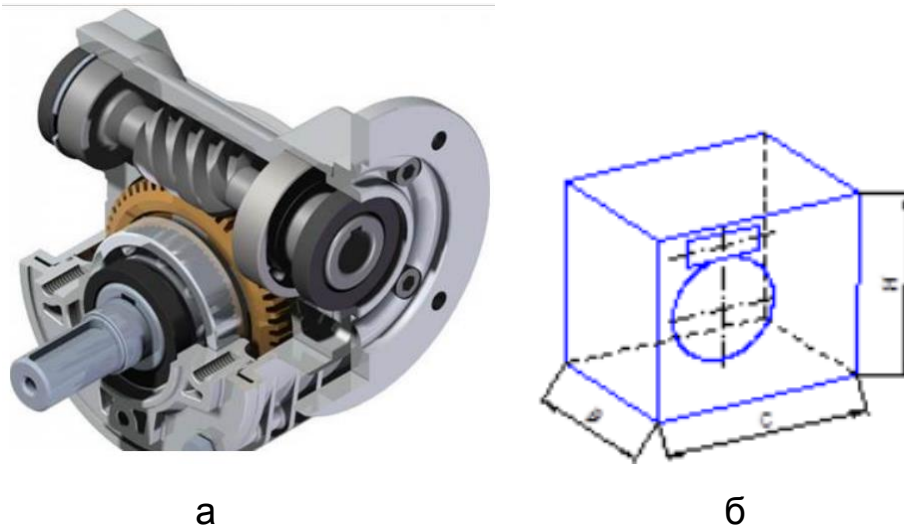


Рис.12.4

З рівняння теплового балансу визначають температуру олії, що повинна бути менше ніж допустима

$$t_M = N(1 - \eta)/(Ak_T) + t_n < [t_M].$$

Принцип суміщення функцій.

Якщо ведучою ланкою в черв'ячному редукторі є колесо то формула для розрахунку ККД приймає вид

$$\eta = \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) / \operatorname{tg}\gamma.$$

Коефіцієнт тертя f приймає значення $0,02 \dots 0,06$ ($\varphi = 1,5 \dots 3,5^\circ$) для черв'ячних передач у приводах машин і $0,07 \dots 0,1$ ($\varphi = 4,5 \dots 5,5^\circ$) у пристроях із ручним приводом. Кут підйому витків черв'яка для однозахідних черв'яків звичайно лежить у межах $\gamma = 2,5 \dots 4,5^\circ$; для двозахідних черв'яків - $\gamma = 8,5 \dots 11^\circ$; для чотирьохзахідних черв'яків - $\gamma = 18 \dots 26^\circ$. У випадку, якщо $\operatorname{tg}(\varphi - \gamma) < 0$ і, відповідно, $\varphi < \gamma$, спостерігається явище самогальмування - колесо не може привести в обертання черв'як. Надійне самогальмування досягається при $0,5\varphi < \gamma$.

Ця важлива властивість черв'ячної передачі використовується в піднімальних механізмах: ручних лебідках, приводі підйомників і ліфтів. При цьому черв'ячна передача поряд з основною функцією зменшення швидкості, виконує функцію захисного елемента при відмові електродвигуна.

Умова самогальмування, як видно з приведених вище значень φ і γ , завжди виконується в однозахідних черв'ячних передачах з ручним приводом, а також і з машинним приводом з урахуванням приведенного коефіцієнта тертя, що враховує усі види втрат. Двозахідні черв'ячні передачі, на практиці, також є самогальмуючими, однак використання їх у приводах вантажопідіймальних машин вимагає попередніх розрахунків.