ЧАСТИНА 2. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Тема 7. Фрикційні передачі

Тема 8. Ремінні передачі

Тема 9. Ланцюгові передачі

Тема 10. Циліндричні зубчасті передачі

Тема 11. Конічні зубчасті передачі

Тема 12. Черв'ячні передачі

ЧАСТИНА 2. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Тема 7. Фрикційні передачі

Загальні положення. Фрикційні передачі складаються, звичайно, із двох коліс і механізму притиснення, який створює зусилля між робочими поверхнями, що дозволяє передавати крутильний момент за рахунок сил тертя в контакті.

До переваг розглянутої передачі варто віднести простоту конструкції, безшумність роботи, можливість плавного регулювання передатного відношення.

Недоліками даної передачі є необхідність створення значного зусилля притиснення і несталість передатного відношення.

Фрикційні передачі підрозділяють на передачі з постійним передатним відношенням і з можливістю плавної зміни передатного відношення (варіатори); а також, за типом ободу коліс - із гладким ободом, - із клинчастим ободом; по розташуванню осей - із рівнобіжними осями, із пересічними осями.

Принцип роботи фрикційної передачі. Принцип роботи й основні залежності фрикційної передачі усвідомимо за прикладом однієї з конструкцій (рис.7.1). Колесо 1 є ведучим до нього підводиться момент, що крутить, T_1 , опори колеса встановлені в корпусі рухоме, що дозволяє створити зусилля притиснення коліс Q. Колесо 2 є вихідним і навантажено моментом T_2. Зусилля притиснення коліс Q створює силу тертя $F=Q_f$, де f - коефіцієнт тертя. Якщо окружна сила $F_t=T/r$ менше або дорівнює силі тертя то друге колесо починає обертатися. Необхідне зусилля притиснення Q і момент T зв'язані залежністю $Q=k/(fr)$, де k - коефіцієнт запасу

зчеплення (k=1,25...1,5), що враховує зниження коефіцієнта тертя через знос, вібрації, забруднення...

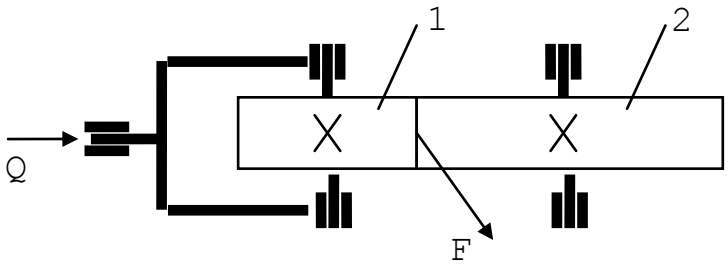


Рис. 7.1а

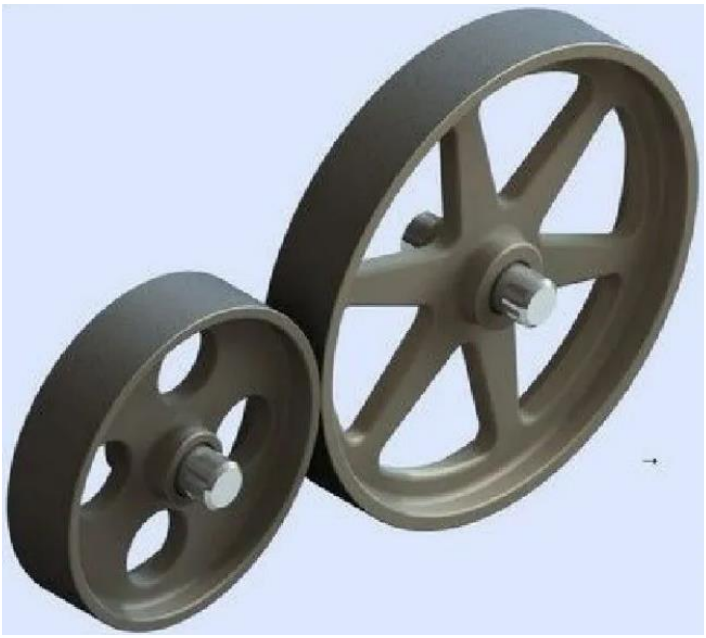


Рис. 7.1б

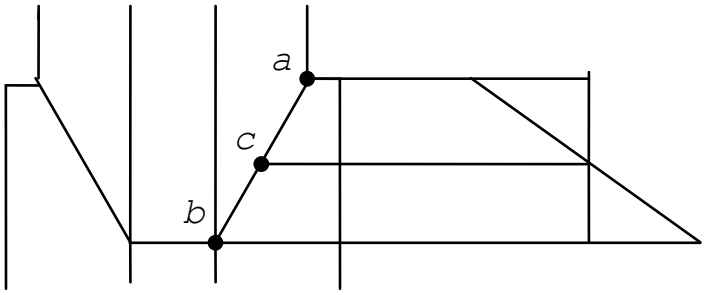


Рис. 7.2

Пружне і геометричне ковзання. Під дією зусилля притиснення контакт коліс із клинчастим ободом відбувається по лінії *ab,* на цій лінії існує тільки одна точка *c*, у котрої окружні швидкості коліс рівні $V_{c1} = V_{c2}$, в інших точках відбувається прослизання, яке називають геометричним. Вище точки *c* окружна швидкість першого колеса менше другого - різниця $V_1 - V_2$ менше нуля і лінійно наростає в міру віддалення від точки *c,* а нижче точки *c* - більше нуля (рис. 7.2). Геометричне ковзання відсутнє при лінії контакту коліс рівнобіжної їхнім осям або пересічної з ними.

Через деформацію коліс у тангенціальному напрямку виникає пружне ковзання, котре властиве усім типам фрикційних передач. Елементи поверхні ведучого колеса підходять до зони контакту стиснутими, напруги стиску незмінні на ділянці 1-2 (кут спокою α_c), у межах якого відбувається передача навантаження веденому колесу (рис.7.3). На ділянці 2-3 (кут ковзання $\alpha_к$) сила тертя менше окружного зусилля і відбувається взаємне прослизання поверхонь коліс при цьому напруги стиску зменшуються до нуля і змінюються напругами розтягу що досягають максимуму в точці 3. Елементи поверхні веденого колеса підходять до зони контакту розтягнутими, а ідуть стиснутими.

У результаті пружного ковзання відбувається відставання веденого колеса від ведучого, що зростає в міру збільшення кута ковзання $\alpha_к$ у межах кута контакту α. Пружне ковзання приводить до зміни передатного відношення, яке враховується коефіцієнтом $s = (in_1 - n_2)100/in_1$, що лежить у межах s = 0,002...0,003

$$i = r_2/(r_1(1-s)).$$

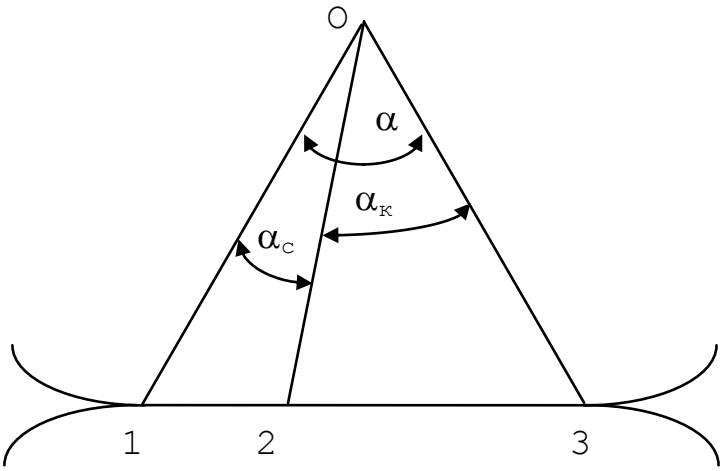


Рис. 7.3

Коефіцієнт s збільшується зі зменшенням модуля пругкості тіл, що контактують, і зі збільшенням переданого окружного зусилля. З ростом зусилля збільшується відношення кута ковзання до кута контакту, що приводить до збільшення коефіцієнта s і коефіцієнта корисної дії η.

При $\alpha = \alpha_к$ настає буксування при якому прослизання перевищує припустимі межі, а коефіцієнт корисної дії η починає зменшуватися. При повному буксуванні ведене колесо зупиняється. Найбільш наочно зміну коефіцієнтів η і s можна представити в залежності від коефіцієнта тяги $\varphi = F/(Qf)$ (рис. 7.4).

Оптимальний режим навантаження передачі відповідає коефіцієнту $\varphi_а$.

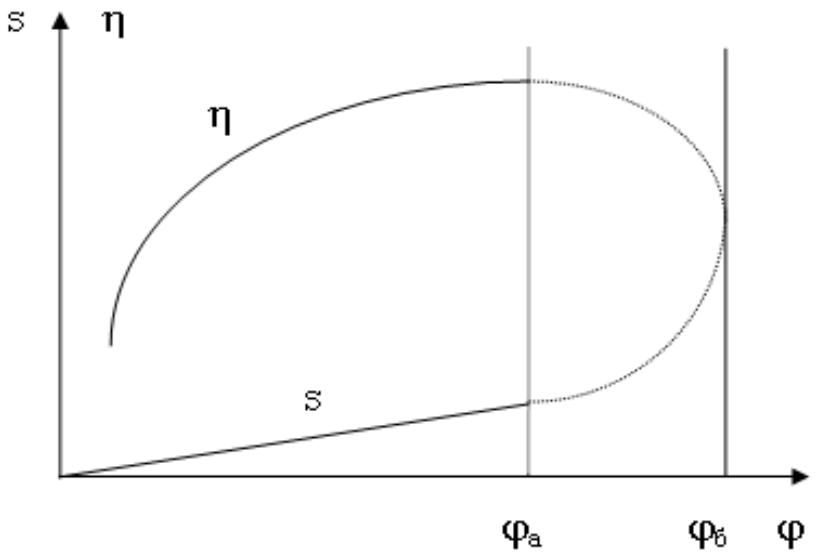


Рис. 7.4

Втрати потужності у фрикційної передачі складаються з втрат на гістерезис при перекочуванні коліс $N_г = Qk(\omega_1 + \omega_2)$, де k - коефіцієнт тертя кочення; втрат на пружне ковзання $N_у = sN$, де N - потужність на ведучому валі; втрат на геометричне ковзання $N_к = FV_к$, де $V_к$ - середня швидкість ковзання $V_к = [(V_1 - V_2)ac + (V_1 - V_2)bc] /(2(ac + bc)$; втрат на тертя в підшипниках $N_п = N\eta$, де η - коефіцієнт корисної дії пари підшипників. Коефіцієнт корисної дії фрикційних передач коливається в межах 0,95...0,96.

Ушкодження фрикційних передач. Через наявність зусилля притиснення коліс виникають значні контактні напруги, що носять циклічний характер унаслідок зміни зони контакту. При такому характері навантаження настає викрашення коліс, працюючих в мастилі і відшаровування поверхонь коліс, працюючих всуху. Тому розрахунок на міцність фрикційних передач ведуть по контактних напругах

відповідно до формули Герца, для металевих коліс, і по контактних тисках у випадку, коли одне або обидва колеси виготовлені з неметалевих матеріалів (текстоліт, дерево, фібра, гума, шкіра) або мають неметалеве покриття.

Розрахунок фрикційних передач на міцність. Розрахунок сталевих фрикційних передач на міцність заснований на формулі Герца

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{wE_{пр}/\rho_{пр}},$$

де σ_H - контактні напруги; $\rho_{пр}$ - приведений радіус кривизни $\rho_{пр} = r_1r_2/(r_1+r_2)$; $E_{пр}$ - приведений модуль пругкості $E_{пр} = 2E_1E_2/(E_1+E_2)$, E_1 і E_2 - модулі пругкості матеріалів коліс, що контактують. Умова міцності для сталевих коліс повинна виконуватись по контактних напругах $\sigma_H < [\sigma_H]$, а для неметалевих по питомих тисках $w < [w]$.

На підставі умов міцності отримані залежності для проектного розрахунку по контактних напругах

$$a = (i \pm 1)\sqrt[3]{\frac{T_2 Ek}{f\phi} * (\frac{0.418}{i[\sigma_H]})^2}$$

і питомих тисках

$$a = \sqrt{\frac{T_2(i \pm 1)}{fi[q]\phi}},$$

де $\psi = b/a$ - коефіцієнт ширини коліс (ψ=0,2-0,4), b - ширина коліс (довжина лінії контакту), а - міжосьова відстань.

Розрахунок на міцність конічних фрикційних передач ведуть базуючись на допущенні рівної контактної міцності конічних коліс і еквівалентних циліндричних коліс (рис. 7.5).

Радіуси кривизни коліс ρ_1 = (L - b/2)tg(δ_1) = (L - b/2)(1/i) і ρ_2 = (L - b/2)i, виражають через конусну відстань L і кути δ_1 і δ_2 при вершинах конусів 1 і 2.

При $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90$ кути при вершинах конусів δ_1 і δ_2 зв'язані з передатним відношенням залежністю

$$u_{12} = d_2 / d_1 = \sin\delta_2 / \sin\delta_1.$$

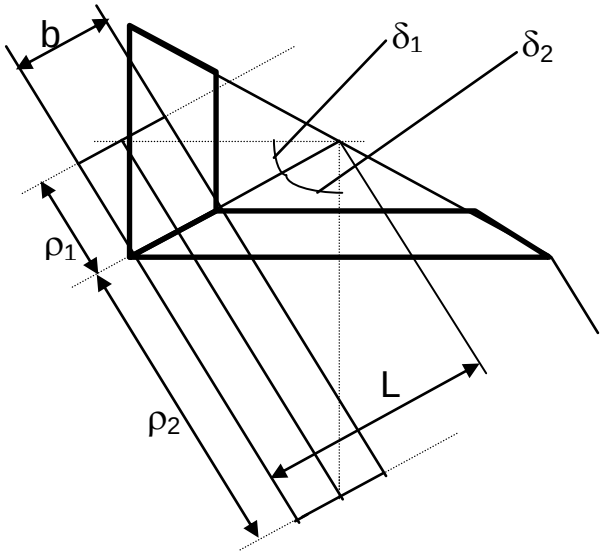


Рис. 7.5

Виражаючи $\delta_2 = 90 - \delta_1$, отримаємо

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

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

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

Таким чином, передатне відношення можна виразити

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = d_{e2} / d_{e1} = z_2 / z_1 = \sin\delta_2 / \sin\delta_1 = \mathrm{tg}\delta_2 = \mathrm{ctg}\delta_1.$$

Варіатори. Існує цілий ряд областей, де застосування варіаторів забезпечує більш високі технічні показники машин. В першу чергу це автомобілебудування, Варіатори в автомобілях конкурують з автоматичними коробками швидкостей і декілька виробників автомобілів, таких як Honda, Toyota, Ford, Nissan ведуть роботи з їх вдосконалення. Варіатори забезпечують оптимальне передатне відношення у будь який момент, що покращує динаміку автомобіля, підвищує його економічність та зменшує шкідливі викиди. Варіатор також є багатообіцяючою технологією для використання у трансмісії гібридних автомобілів. Ще одна, відносно нова область застосування варіаторів це вітроустановки. У них параметри приводу повинні бути адаптовані до швидкості вітру. Є ряд областей, де варіатори широко застосовуються вже давно це машини харчової промисловості, сільськогосподарська техніка, а також верстатобудування.

Механічні варіатори є значно меншими за габаритами і масою ніж електропривод і гідропривід та забезпечують плавну зміну кутової швидкості. Тому саме механічні варіаторі використовують в транспортних засобах. Механічні варіатори підрозділяються на фрикційні і варіатори, що передають навантаження зачепленням. Найбільш широке застосування знайшли фрикційні варіатори. В основному це клинопасові, конусні і торові варіатори.

Механічні варіатори в порівнянні з зубчастими передачами мають великі габаритні розміри і масу, більш низькі ККД і жорсткість передатного відношення. Існують тільки два типи таких варіаторів: пластинчасті і з секторами, що деформуються. У зв'язку з цим актуальним є синтез конструкції варіатора з зубчастим зачепленням, який за

своїми основними показниками був би близький до зубчастої передачі з постійним передатним відношенням.

Жодна область машинобудування не містить таку кількість оригінальних ідей і різноманітність конструктивних рішень, у тому числі, запатентованих. Пошук нових конструкцій варіаторів є благодатним ґрунтом для вивчення методів проектування традиційних для машинобудування та нових методів, запозичених з інших наукових дисциплін. Тому проектування варіатора є прекрасним полігоном для застосування евристичних методів, що використовуються в системному аналізі, САПР, управлінні проектами і власне машинобудуванні. Як правило, результатом пошуку є запатентовані конструкції або конструкції для яких проведені попередні розрахунки і виконана ескізна компоновка. А ось шлях, який пройшов винахідник в пошуках ідеї нового варіатора, а потім її конструктивної реалізації зазвичай залишається нікому не відомим. І сам винахідник згодом не в змозі ясно усвідомити, які етапи роботи над конструкцією їм пройдені. І які ідеї, методи і прийоми їм використані явно або не цілком усвідомлено. Найчастіше досвід пошуку нової конструкції – патерн конструкторського пошуку буває більш корисний, ніж отриманий результат, реалізований у вигляді патенту.

Внаслідок складності і різноманітності конструкцій варіаторів, будь-яку публікацію, присвячену їм можна розглядати з двох точок зору: аналіз власне конструкції варіатора і аналіз методів та прийомів, використаних автором. Саме такою логікою будемо слідувати при аналізі публікацій. Клинопасові і ланцюгові варіатори знайшли широке застосування в приводах автомобілів. Незважаючи на те, що принцип роботи цих варіаторів відмінний, вони схожі

за своїм компонуванням. Для дослідження динаміки варіаторів використані спрощені моделі. Пас клинопасового варіатору представлений у вигляді набору пружин з'єднаних шарнірами. Ланцюг представлена у вигляді ланок (важелів) з'єднаних пружними елементами включають пружину і гідроциліндр.

Використання замість реальних конструкцій спрощених схем, що їх замінюють звичайний шлях для побудови математичної моделі механізму. Але побудова, порівняння і аналіз спрощених схем може стати поштовхом для пошуку нових конструкцій. В даному випадку схожість динамічних моделей могла дати поштовх до використання ланцюга замість пасу – клиноланцюгові варіатори або розміщення на пасу металевих пластин, які контактують з дисками - metal V-belt.

Зміна передатного відношення в клинопасовому варіаторі забезпечується осьовим переміщенням дисків. Проектування механізму переміщення дисків досить складне завдання і такий механізм містить більше деталей, ніж клинопасова передача, яка забезпечує передачу навантаження і плавну зміну передатного відношення. Варіатор зазвичай повинен містити три вузла: передачу зі змінним передатним відношенням, механізм, котрий поєднує цю передачу з вихідним валом, і механізм управління варіатором.

Механізм, що з'єднує передачу з вихідним валом, обов'язково є в імпульсних варіаторах. У них не використовується тертя для передачі навантаження і це є їх перевагою. Разом з цим проста конструкція шарнірного чотирьохланкового механізму із змінною довжиною ланок, у якості передачі зі змінним передатним відношенням, вимагає

складних механізмів керуючого і для з'єднання з вихідним валом в потрібний момент часу.

Ще один тип варіаторів що знайшли широке застосування, в тому числі в автомобілях це торові. Зокрема це варіатори фірми Ultimate Transmissions, що включають чотири диски з тороідними поверхнями і два ряди проміжних роликів (Double Roller Full Toroidal Variator). Торові варіатори є найбільш компактними з фрикційних за рахунок використання принципу багатопоточності – розміщення в кожному ряду від двох до чотирьох роликів. Також реалізований принцип взаємної компенсації зусиль, що виникають в контакті роликів і дисків. Крім того використовується принцип поєднання функцій, так як управління положенням двох рядів роликів здійснюється одним механізмом. Для торових варіаторів вирішена задача оптимізації їх кінематичних і геометричних параметрів для досягнення мінімальної маси і максимального ККД Досягнуто ККД 86,7% для широкого спектра параметрів, що є хорошим результатом для варіаторів, але це значення набагато гірше в порівнянні з зубчастими передачами.

Кульовий варіатор має меншу, ніж торовий навантажувальну спроможність, але дозволяє постійно змінювати положення осі обертання вихідних дисків, Це особливість дозволила використовувати його в приводі роботів. У кульовому варіаторі також використовуються взаємна компенсація зусиль і багатопоточність.

Незважаючи на широке застосування фрикційні варіатори мають цілу низку недоліків: низький ККД, знос деталей, несталість передатного відношення – тому найбільшу кількість патентів присвячено варіаторам зачепленням. Єдиний варіатор зачепленням, що випускається

промисловістю це ланцюговий варіатор, який має цілу низку оригінальних конструктивних реалізацій. Це варіатори: ICVT Varibox, Fixed-Pitch CVT і Anderson CVT.

Ці варіатори замість ланцюга, що змінює свою форму в залежності від розташування шківів, мають зірочку із змінною формою. У ICVT Varibox це набір паралельних стрижнів, які переміщуються від центру зірочки. У Fixed-Pitch CVT це набір зірочок розташованих на змінному радіусі, які утворюють одну зірочку. У Anderson CVT зірочками є конуси, в яких встановлені «плаваючі» зуб'я. Зуб'я можуть змінювати своє положення по висоті і зміщуватися по периметру в межах зазору. Таким чином, зірочка це колесо із змінною геометрією.

Плавна зміна передатного відношення досягається, наприклад, у лобовій фрикційній передачі (Рис. 7.6). При переміщенні ролика 1 по направляючій шпонці валу 2 уздовж радіуса лобового колеса 3 із положення R_{min} до положення R_{max} передатне відношення змінюється від $i = R_{min}/r$ до R_{max}/r у межах діапазону регулювання $Д = i_{max}/i_{min}$. Лобовій передачі властиве геометричне ковзання, тому що окружна швидкість точок на поверхні ролика однакова, а точок належних колесу змінюється лінійно зі збільшенням радіуса. При однакових матеріалах коліс навантажувальна спроможність передачі визначається міцністю ролика

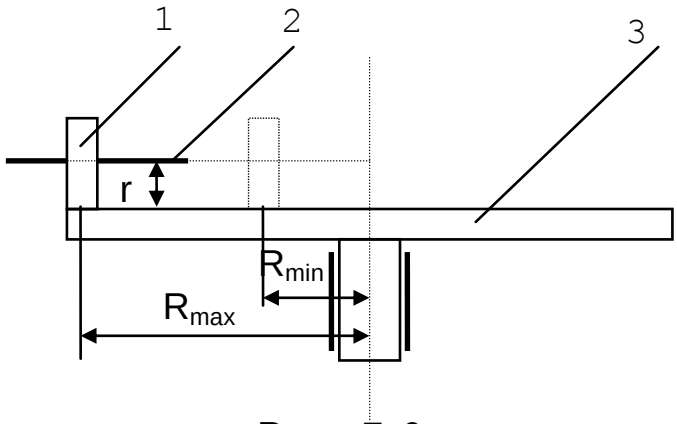


Рис. 7.6

Метод використання багатопоточності.

Збільшення навантажувальної спроможності фрикційних варіаторів, при тих же габаритах, можливе за рахунок поділу одного потоку потужності на декілька. Найбільше компактним є торовий фрикційний варіатор, що випускається промисловістю у виді окремого модуля. Даний варіатор включає вхідне 1 і вихідне 2 торові колеса і проміжний ролик 3 (рис. 7.7). Зміна передатного відношення досягається поворотом осі ролика, що приводить до зміни радіусів на яких розташовані точки контакту ролика і коліс

$$i = i_1 i_2 = (r/R_1)*(R_2/r) = R_2/R_1.$$

Варіатори звичайно виготовляють з двома роликами, при цьому при незмінних кінематичних характеристиках досягається збільшення передатного моменту T′

$$T' = T*c/k_п,$$

де T - момент передатний торовим варіатором з одним роликом; c - число роликів; $k_п$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по потоках.

При двох роликах виграш у розмірі передатного моменту складе 1,7, при с = 3 - відношення $T'/T \approx 2$ і при с = 4 - $T'/T = 2{,}2$.

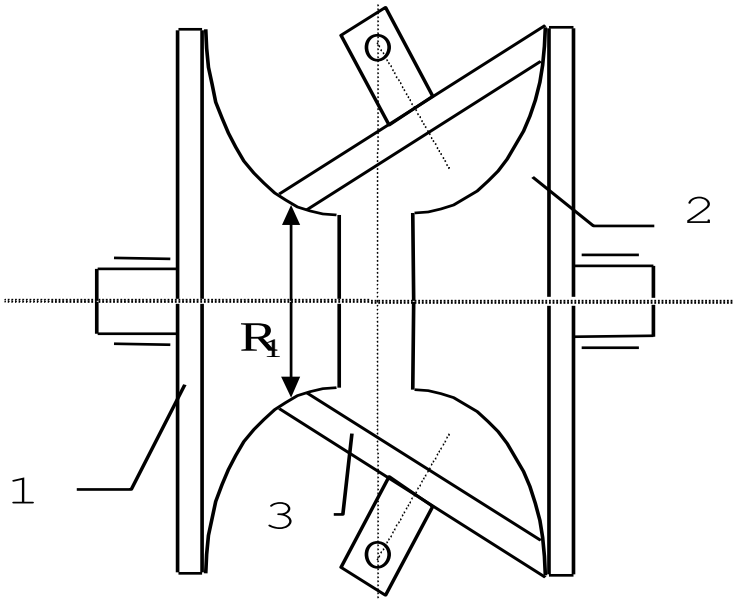


Рис. 7.7а

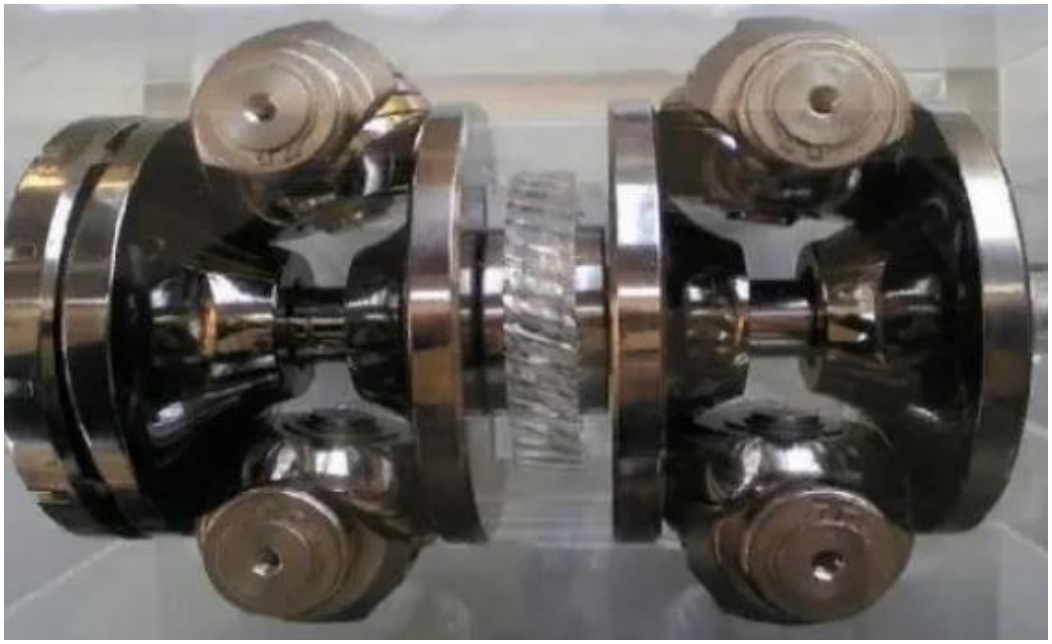


Рис. 7.7б

Тема 8. Ремінні передачі

Загальні положення. Ремінні передачі складаються, звичайно, із ведучого і веденого шківів, з'єднаних ременем. Можливі передачі з двома і більш веденими шківами.

До переваг розглянутої передачі варто віднести простоту конструкції, безшумність роботи, можливість плавного регулювання передатного відношення.

Недоліками даної передачі є низька довговічність ременів і несталість передатного відношення.

За типом ремінні передачі підрозділяють на: круглоремінні (1), плоскоремінні (2), клиноремінні (3), поліклиноремінні (4) - між поверхнями шківів і ременем створене зусилля притиснення, що дозволить передавати крутильний момент за рахунок сил тертя в контакті; зубчаторемінні (5) - передача зусилля здійснюється натисканням зубів шківа на зуби виконані на ремені (рис.8.1).

За взаємним розташуванням осей і напрямку обертання передачі підрозділяють на: відкриті (а), перехресні (б), полуперехресні (в) (рис. 8.2).

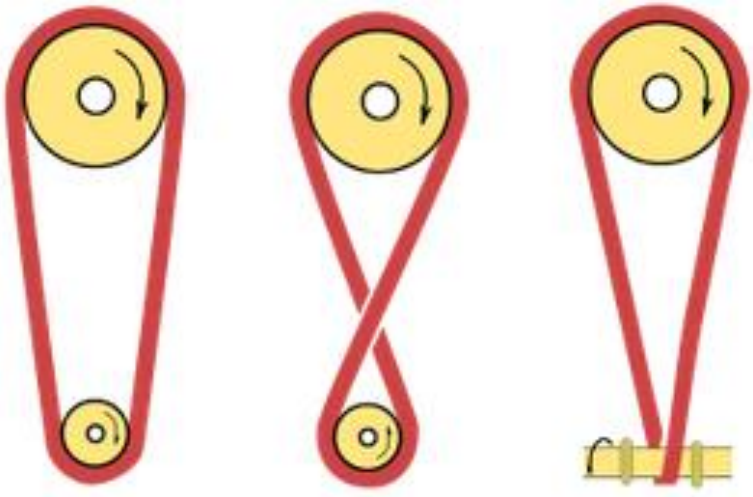
Ремінні передачі підрозділяють на передачі із сталим передатним відношенням і з можливістю плавної зміни передатного відношення (варіатори) (рис. 8.3)

Принцип роботи ремінної передачі. Принцип роботи й основні залежності ремінної передачі усвідомимо на прикладі відкритої плоскоремінної передачі (рис. 8.4,а). Шків 1 є ведучим, до нього підводиться момент , що крутить , T_1 , опори шківа встановлені в корпусі рухоме, що дозволяє створити попереднє зусилля натягу ременя S_0. Шків 2 є вихідним і навантажений моментом T_2.

1 2

3 4 5

Рис. 8.1



а б в

Рис. 8.2

Рис. 8.3

Зусилля натягу ременя створює силу тертя, що дорівнює окружній силі F_t. При передачі корисного зусилля F_t сила натягу робочої гілки S_1 більша ніж у холостої S_2, їхня різниця дорівнює

$$F_t = S_1 - S_2,$$

а відношення, відповідно до формули Эйлера, складає

$$F_t = S_1 / S_2 = e^{f\alpha} = m,$$

де f - коефіцієнт тертя, α_1 - кут обхвату ведучого шківа.

Необхідне попереднє зусилля натягу ременя S_0 дорівнює полусумі сил натягу робочої і холостої гілки

$$S_0 = (S_1 - S_2)/2$$

З огляду на цю рівність маємо

$$S_1 = S_0 - F_t/2; \qquad S_2 = S_0 + F_t/2.$$

Для оцінки роботи передачі важливий коефіцієнт φ - відношення корисного зусилля до подвоєного попереднього зусилля натягу гілки

$$\varphi = F_t/2S_0 = F_t/(S_1 + S_2) =$$

$$= (S_1 - S_2)/(S_1 + S_2) = (m - 1)/(m + 1)$$

З урахуванням цього зусилля в робочій і холостої гілках складуть:

$$S_1 = F_t m/(m - 1);\ S_2 = F_t/(m - 1),\ \text{відповідно.}$$

Пружне і геометричне ковзання. Пружне ковзання властиво всім типам ремінних передач, крім зубчатоременних. Ковзання викликане різницею в зусиллях натягу робочої S_1 і холостої S_2 гілками ременя і, відповідно, різними їхніми подовженнями. При оббіганні ременем ведучого шківа, у межах кута обхвату α_1, спостерігається спільний рух шківа і ременя в межах кута спокою α_c і прослизання ременя по шківі (ремінь відстає від шківа) у межах кута ковзання $\alpha_к$ (див.рис.8.4а). Аналогічна картина спостерігається при оббіганні ременем веденого шківа, але в цьому випадку ремінь випереджає шків у межах кута ковзання $\alpha_к$.

У результаті пружного ковзання відбувається відставання веденого колеса від ведучого, що зростає в міру збільшення кута ковзання $\alpha_к$ у межах кута контакту α. Пружне ковзання приводить до зміни передатного відношення, що враховується коефіцієнтом $s = (in_1 - n_2)100/in_1$, що лежить у межах s = 0,01-0,02

$$i_{12} = r_2/(r_1(1 - s)).$$

Якщо окружна сила $F_t = T_1/r_1$ менше або дорівнює силі тертя то друге колесо доводиться в обертання. Необхідне зусилля натягу

$$S_0 = F_t(m + 1)/[2(m - 1)]$$

Коефіцієнт s збільшується зі зменшенням модуля пругкості ременя і зі збільшенням переданого окружного зусилля. З ростом зусилля збільшується відношення кута ковзання до кута контакту, що приводить до збільшення коефіцієнта s і коефіцієнта корисної дії η.

При $\alpha_1 = \alpha_к$ настає буксування при який прослизання перевищує припустимі межі, а коефіцієнт корисної дії η починає зменшуватися. При повному буксуванні відомий шків зупиняється. Найбільш наочно зміна коефіцієнтів η і s можна представити в залежності від коефіцієнта φ, за аналогією з фрикційними передачами (див.рис.8.4).

Ремінним передачам із круглим, клиновим і поликлиновим ременем властиво явище геометричного ковзання. Під дією зусилля натягу контакт шківів із ременем відбувається по усій висоті профілю при цьому існує тільки одна точка в якій окружні швидкості шківа і ременя рівні (див.рис.8.2).

Втрати потужності в ремінній передачі складаються з втрат на внутрішнє тертя в ремені; втрат на пружне ковзання; втрат на геометричне ковзання; втрат на тертя в підшипниках і втрат через опір повітря. Коефіцієнт корисної дії ремінних передач коливається в межах 0,95-0,98.

Напруги в ремені викликані, у першу чергу, зусиллями в робочої S_1 і холостої S_2 гілках

$$\sigma_1 = S_1/(b\delta), \qquad \sigma_2 = S_2/(b\delta),$$

де b - ширина, а δ - товщина ременя.

Напруги від дії відцентрової сили $F_ц = mv^2/r$ (де m - маса ременя одиничної довжини) складає

$$\sigma_ц = F_ц/(b\delta) = \rho v^2/g,$$

де ρ - щільність матеріалу ременя; g - прискорення вільного падіння.

Напруги через вигин ременя на шківах (Рис.8.4б) діють у межах кута обхвату і більше при оббіганні ременем меншого шківа

$$\sigma_i = E^*\delta/d.$$

Сумарне значення напруги в ремені

$$\sigma = \rho v^2/g + E^*\delta/d + S/(b\delta).$$

Максимальне значення напруги в точці на дузі спокою ведучого малого шківа

$$\sigma_{max} = \rho v^2/g + E\delta/d_1 + S_1/(b\delta).$$

Ушкодження ремінних передач. Ремні є найменш довговічними елементами машин. Основним видом ушкодження є їхня втомна руйнація, що приводить до розшаровування і в остаточному підсумку до розриву ременя. Довговічність клиноременних передач може лімітувати знос бічних поверхонь ременя.

Розрахунок ремінних передач на тривалість. Напруга через дію окружного зусилля F_t є інтегральною оцінкою несучої спроможності передачі

$$К = F_t/(b\delta) \le [К].$$

Експериментально для різних видів плоских ременів встановлена емпірична залежність для визначення припустимої напруги $[К_0]$ у типових передачах із u = 1, v = 10 м/с

$$[К_0] = a - w^*\delta/d_1,$$

де *a* і w - коефіцієнти що вибираються в залежності від сили попереднього натягу і матеріалу ременя.

Припустима напруга проектованої передачі [К] визначається з обліком поправочних коефіцієнтів, що враховують умови роботи і конструктивні особливості передачі

$$[К] = [К_0]C_v*C_\alpha*C_р*C_н,$$

де C_v - коефіцієнт враховуючий швидкість ременя, C_α - коефіцієнт враховуючий вплив кута обхвату меншого шківа, $C_р$ - коефіцієнт враховуючий режим роботи, $C_н$ - коефіцієнт враховуючий спосіб натягу і положення передачі.

У зубчатоременних передачах розрахунок будується на визначенні допустимого питомого окружного зусилля

$$[p] = p_0*C_р*Cu*C_н*C_z,$$

де p_0 - вихідне питоме зусилля, що залежить від модуля, $C_р$— коефіцієнт враховуючий режим роботи, C_u - коефіцієнт враховуючий значення передатного відношення, $C_н$ - коефіцієнт враховуючий спосіб натягу, C_z - коефіцієнт враховуючий число зубів у зачепленні з малим шківом.

Ширина ременя визначається з урахуванням центробіжної сили

$$b = F_t /([p] - mv^2).$$

Принцип самоустановки.

У плоскоремінних передачах щоб уникнути сповзання ременів із шківів, шківи виконують із сферичними поверхнями. Радіус сферичної поверхні вибирають таким чином, що стріла опуклості в межах ширини шківа b, складає 1мм при b = 30-50мм; 1,5мм при b = 60-90мм; 2мм при b = 100-125мм; 2,5 при b = 150-225мм.

При зміщенні ременя щодо площини симетрії ободу шківа виникає осьова складова нормального зусилля - F_a що прагне повернути ремінь у вихідне положення (Рис. 8.5).

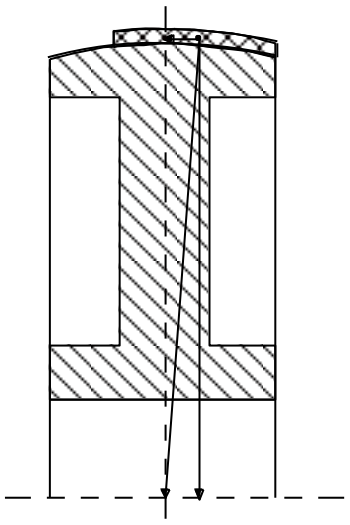


Рис. 8.5

Тема 9. Ланцюгові передачі

Загальні положення. Ланцюгові передачі складаються із двох або більш зірочок з′єднаних ланцюгом.

Перевагами ланцюгових передач є можливість передачі руху на значні відстані; більш висока, у порівнянні з ремінними, навантажувальна спроможність і можливість плавної зміни передатного відношення.

До недоліків варто віднести складність конструкції ланцюга і необхідність спеціалізованого устаткування для її виготовлення, складність догляду і нерівномірність руху ланцюга.

Ланцюгові передачі використовувані в приводах машин підрозділяються за типом ланцюга на зубцюваті і роликові; за числом ланцюгів на однорядні і багаторядні; за числом відомих зірочок - нормальні (одна) і спеціальні (декілька).

Роликовий ланцюг (втулкове-роликовий ланцюг) складається із шарнірно з′єднаних між собою ланок, що являють собою валики 3, на які напресовані зовнішні пластини 2; на валиках розміщені втулки 5, на які напресовані внутрішні пластини 1; на втулки одягнені ролики 5 (рис.9.1). Ролики контактують із зубами зірочок і дозволяють замінити тертя ковзання тертям кочення. При вході ролика в зачеплення і виході з зачеплення контакт відбувається з опуклою поверхнею зубів зірочок, що лежить вище ділильної окружності. При повному вході ролика в контакт він нерухом в западині між зубами (рис. 9.2). Найбільш навантаженим елементом ланцюга є валик. Кінці валиків розклепують, у такий спосіб ланки ланцюга є нероз’ємними. Пластини ланцюга окреслюють профілем що нагадує цифру 8 і

наближає пластини до тіл рівного опору. Спрощеним варіантом роликового ланцюга є втулковий ланцюг, що не має роликів. Це удешевшує ланцюг і зменшує його масу. Ланцюги виготовляють малих кроків і застосовують у передніх передачах мотоцикла і приводі розподільного вала автомобілів. При великих навантаженнях і швидкостях для зменшення динамічних зусиль у зачепленні застосовують багаторядні роликові і втулкові ланцюги.

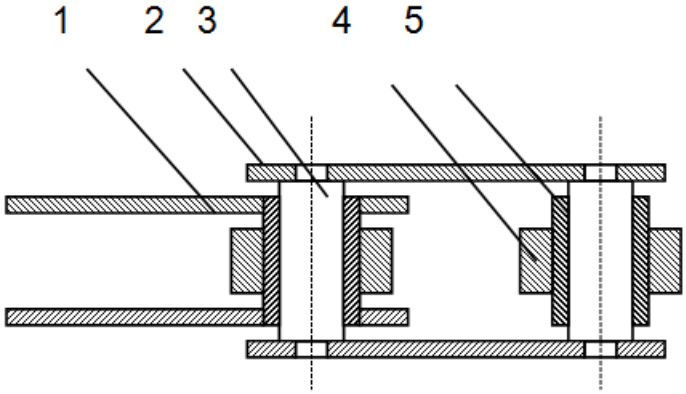


Рис. 9.1

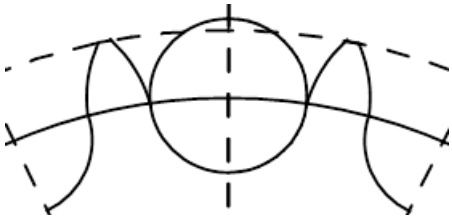


Рис. 9.2

Зубцюваті ланцюги виготовляють завжди багаторядними. Кожна ланка ланцюга (1) має два зуби з западиною між ними для зуба зірочки (2) (рис. 9.3). Робочими є зовнішні поверхні зубів ланок ланцюга, вони по площині прилягають до зубів зірочки, що має трапецієподібний профіль.

Робочі поверхні зубів на пластинах нахилені одна до одної під кутом, який дорівнює 60^0. На валик кріпиться набір пластин, відстань між котрими дорівнює товщині однієї або двох пластин сполучених ланок (5). Звичайно застосовують ланцюги із шарнірами ковзання (див.рис.9.3) у яких валики контактують із сегментними вставками (3,4) закріпленими в пластинах ланцюга. Працездатність шарнірів ланцюгів визначає їхня довготривалість.

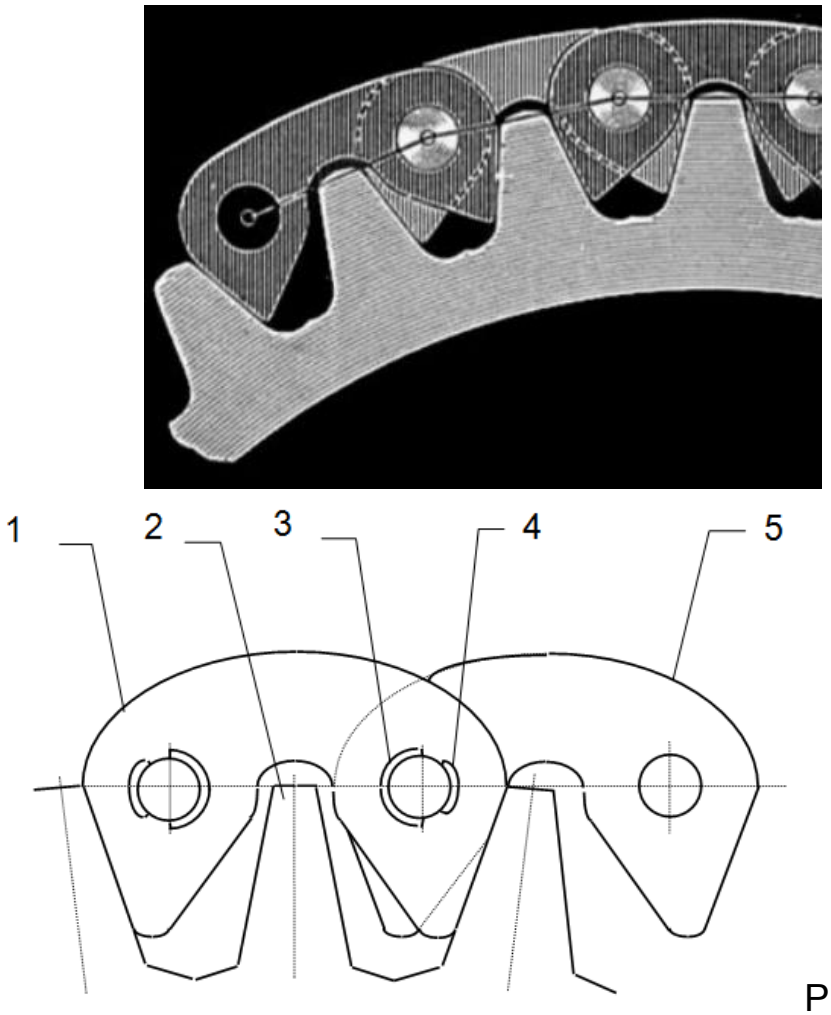


Рис. 9.3

Кінематика ланцюгових передач. При роботі ланцюгової передачі положення робочої гілки ланцюга визначається положенням шарніру, що ввійшов у контакт із зубом ведучої зірочки, і вийшов із контакту з зубом веденої зірочки. У зв'язку з цим швидкість ланцюга при рівномірному обертанні ведучої зірочки нестала. Представимо зірочки у виді багатокутників у вершинах яких розташовані шарніри ланцюга (рис. 9.4). Швидкість ланцюга максимальна в положенні, при якому вона перпендикулярна радіусу що проходить через шарнір увійшовши в контакт. При довільному кутовому положенні зірочки швидкість ланцюга може бути знайдена за формулою

$$V = \omega_1 * R_1 * \cos\alpha_1,$$

де α_1 кут що задає положення шарніра, який ввійшов у контакт із зубом ведучої зірочки; R_1 - радіус початкової окружності і ω_1 - кутова швидкість ведучої зірочки.

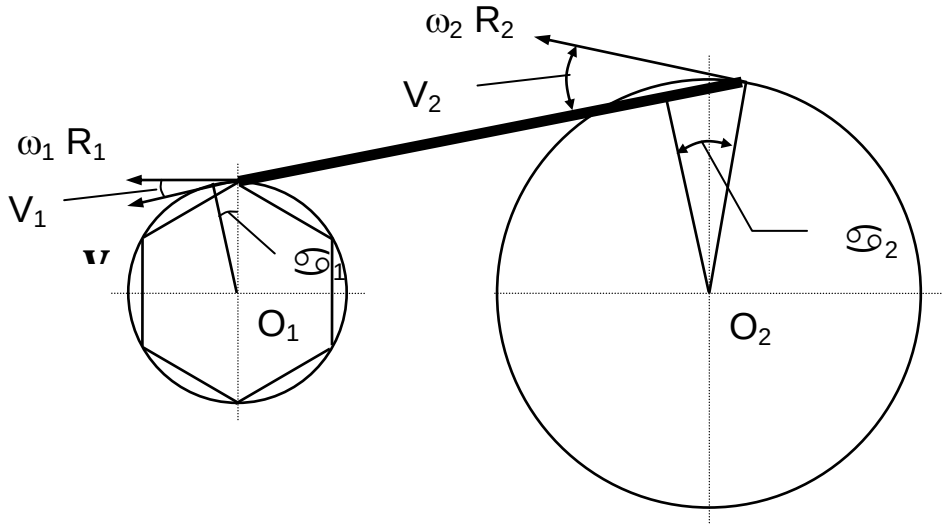


Рис. 9.4

Якщо кут α_1 змінюється в межах від 0 до π/z_1, то швидкість ланцюга змінюється в межах від V до $V*\cos(\pi/z_1)$.

Миттєва кутова швидкість веденої зірочки

$$\omega_2 = V/(R_2*\cos\alpha_2),$$

де α_2 - кут що задає положення шарніра який вийшов з контакту із зубом веденої зірочки, що змінюється в межах 0 до π/z_2; R_2 - радіус початкової окружності веденої зірочки. Звідси миттєве передатне відношення

$$u = R_2*\cos\alpha_2/(R_1\cos\alpha_1).$$

Таким чином передатне відношення в ланцюгової передачі нестале, тим більше чим менше число зубів зірочок.

Розмір несталості передатного відношення оцінюється коефіцієнтом ε

$$\varepsilon = (u_{max} - u_{min})/u_{max}.$$

Даний коефіцієнт можна зменшити при довжині ведучої гілки кратної кроку ланцюга і близької числу зубів зірочок. При $z_1 = z_2$ - коефіцієнт $\varepsilon = 0$.

Несталість передатного відношення приводить до появи динамічних навантажень у зачепленні (рис. 9.5). Головну роль грає зміна кута α_1 . Швидкість набігання ланцюга на ведучу зірочку в момент часу τ, що відраховується від моменту входу ланки ланцюга в зачеплення з зірочкою, знайдемо за формулою

$$V = \omega_1*R_1*\cos(\pi/z_1 - \omega_1\tau).$$

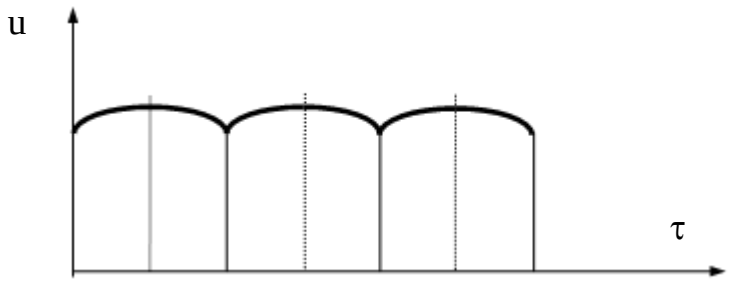


Рис. 9.5

Диференціюючи за часом, знайдемо прискорення

$$a = \omega_1 * R_1 * \sin(\pi/z_1 - \omega_1 \tau).$$

Максимальне значення прискорення складе

$$a_{max} = \omega_1 * R_1 * \sin(\pi/z_1).$$

Знайдемо приведену масу передачі $m_{пр}$

$$m_{пр} * V^2/2 = m * V^2/2 + J_1 * \omega_1^2/2 + J_2 * \omega_2^2/2,$$

де m - ланцюга, J_1 і J_2 - моменти інерції зірочок 1і2, відповідно.

Найбільше динамічне навантаження діюче на ланцюг, у припущенні, що ланцюг абсолютно жорсткий

$$F = 0.5\ m * \omega_1^2 * t,$$

де t - крок ланцюга,

а з урахуванням жорсткості ланцюга

$$F = 0.5\ m * \omega_1^2 * t * k,$$

де k - коефіцієнт наростання коливань.

Втрати потужності в ланцюгової передачі. Втрати потужності складаються з втрат на тертя: у шарнірах, між пластинами ланцюга, між зубами зірочки і ланками ланцюга, в опорах; втрат на розбризкування мастила. Основними є втрати на тертя в шарнірах і опорах. Втрати на розбризкування мастила істотні, при підмащуванні зануренням і швидкості ланцюга 10... 15 м/с. Правильно спроектовані ланцюгові передачі мають ККД 0,96...0,98.

Ушкодження ланцюгових передач. Причинами виходу з ладу ланцюгових передач є знос шарнірів, втомна руйнація пластин і знос зубів зірочок. Знос шарнірів приводить до збільшення кроку ланцюга, що у свою чергу веде до росту динамічних зусиль. Удари при вході ланок ланцюга в контакт із зубами зірочки викликає ще більший знос шарнірів, що в

остаточному підсумку приводить до викришування зубів, руйнації роликів і втулок ланцюга.

Розрахунок ланцюгових передач на міцність. Основний критерій працездатності ланцюгових передач - зносостійкість шарнірів ланцюга. Припустима корисна сила [F], передана ланцюгом із шарніром ковзання

$$[F] = [p]*A/K,$$

де [p] - припустимий тиск; A - проекція опорної поверхні шарніра, рівна для роликових ланцюгів d*B, а для зубцюватих 0.76d*B (d - діаметр валика, B - для втулкових і роликових ланцюгів ширина внутрішньої ланки, а для зубцюватих ширина ланцюга); K - коефіцієнт експлуатації

$$K = K_Д*K_a*K_Н*K_{рег}*K_{см}*K_{реж},$$

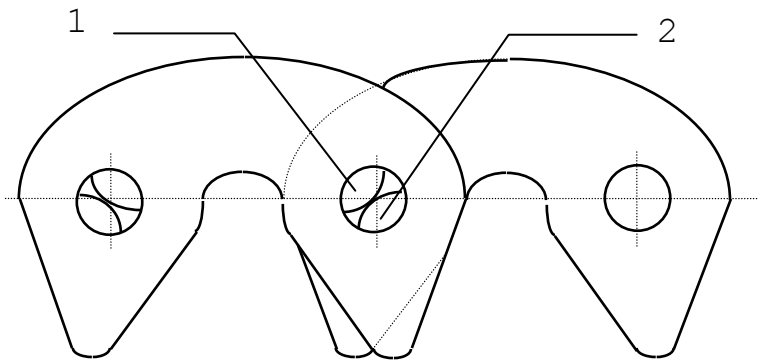
де коефіцієнти враховують: $K_Д$ - динамічність навантаження; K_a - розмір міжосьової відстані; $K_Н$ - кут нахилу передачі до обрію; $K_{рег}$ - регулювання передачі; $K_{пм}$ - характер підмащування; $K_{реж}$ - режим роботи передачі.

Метод заміни тертя ковзання на тертя кочення

Знос шарнірів лімітує працездатність ланцюгів. Для зменшення коефіцієнта тертя застосовують ланцюги із шарнірами кочення (рис.9.6) утвореними циліндричними вставками закріпленими в сполучених ланках ланцюга. При спеціальному профілюванні отворів пластин і поверхонь вставок можна домогтися практично чистого кочення при перекочуванні однієї вставки по іншої. Довготривалість і ККД ланцюгів із шарнірами кочення значно вище ніж у звичайних зубцюватих ланцюгів.

Розрахунок передач із шарнірами кочення ведеться на основі формули Герца, у котрої приведений радіус кривизни $\rho_{пр}$ = r/2 (r - радіус вставок), а питомі тиски w = F/B. З урахуванням того, що модулі пругкості вкладишів однакові E_1 = E_2 = E, одержимо

$$\sigma_H = 0{,}418 * \sqrt{2FE / (rB)}$$



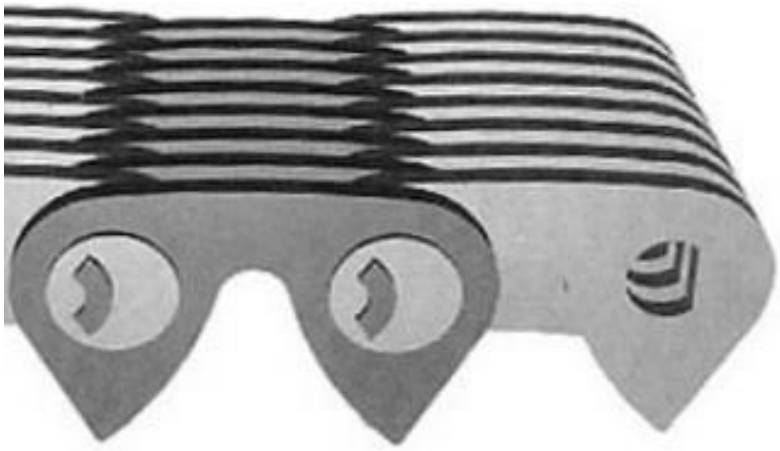


Рис. 9.6

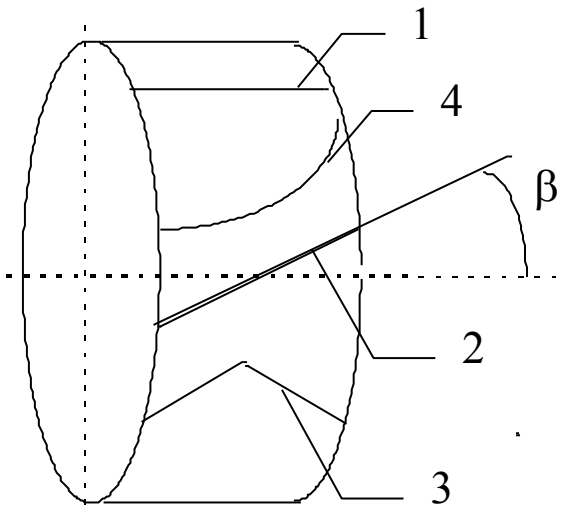
Тема 10. Циліндричні зубчасті передачі

Загальні положення. Зубчасті циліндричні передачі служать для передачі обертання між рівнобіжними валами. Зубчасті передачі є найбільш поширеними, використовуються в широкому діапазоні потужності від приладових передач до потужності N=50МВт і швидкостей до V=150 м/с.

Перевагами зубчастих передач є висока навантажувальна спроможність, мінімальні габарити і вага; сталість передатного відношення

Недоліками зубчастих передач є необхідність наявності спеціалізованого устаткування для нарізування зубчастих коліс, неможливість плавної зміни передатного відношення.

Зубчасті циліндричні передачі розрізняють за типом зубів (рис. 10.1): прямозубі (1), косозубі (2), шевронні (3) і з криволінійними зубами (4).



а

б

Рис. 10.1

Ушкодження зубчастих передач. Найбільш поширеним видом ушкодження зубчастих передач працюючих у закритому корпусі, є викришування робочих поверхонь зубів через дію мастила, яке розклинює, потрапляючи у мікротріщини на поверхні зубів. Основним видом ушкодження відкритих зубчастих передач є поломка зубів внаслідок втоми матеріалу або короткочасних перевантажень. Передачі, працюючі в забрудненому середовищі (шахтні лебідки, тягові локомотиви), схильні сильному зносу, що може стати причиною виходу передач із ладу. У високонавантажених передачах працюючих при великих окружних швидкостях температура в контакті зубів досягає сотень градусів, мастило втрачає свої властивості і може наступити мікрозварювання поверхонь зубів.

Зусилля в зачепленні. Сила в зачепленні F_n спрямована по нормалі до поверхонь зубів і по лінії зачеплення MN нахиленої до горизонталі під кутом α_w. Сили в зачепленні прийнято прикладати в полюсі. При цьому нормальну силу переносять у полюс і розкладають на дві складові: окружні

сили F_t і радіальну силу F_r (рис.10.2).

Окружна сила F_t визначається за заданими: моментом T і ділильному діаметру d.

$F_t = 2T/d$, тоді інші складові

$$F_r = F_t * tg\alpha_w$$

$$F_n = F_t / cos\alpha_w$$

У косозубої передачі поряд із зазначеними складовими виникає осьове зусилля F_a

$$F_a = F_t * tg\beta,$$

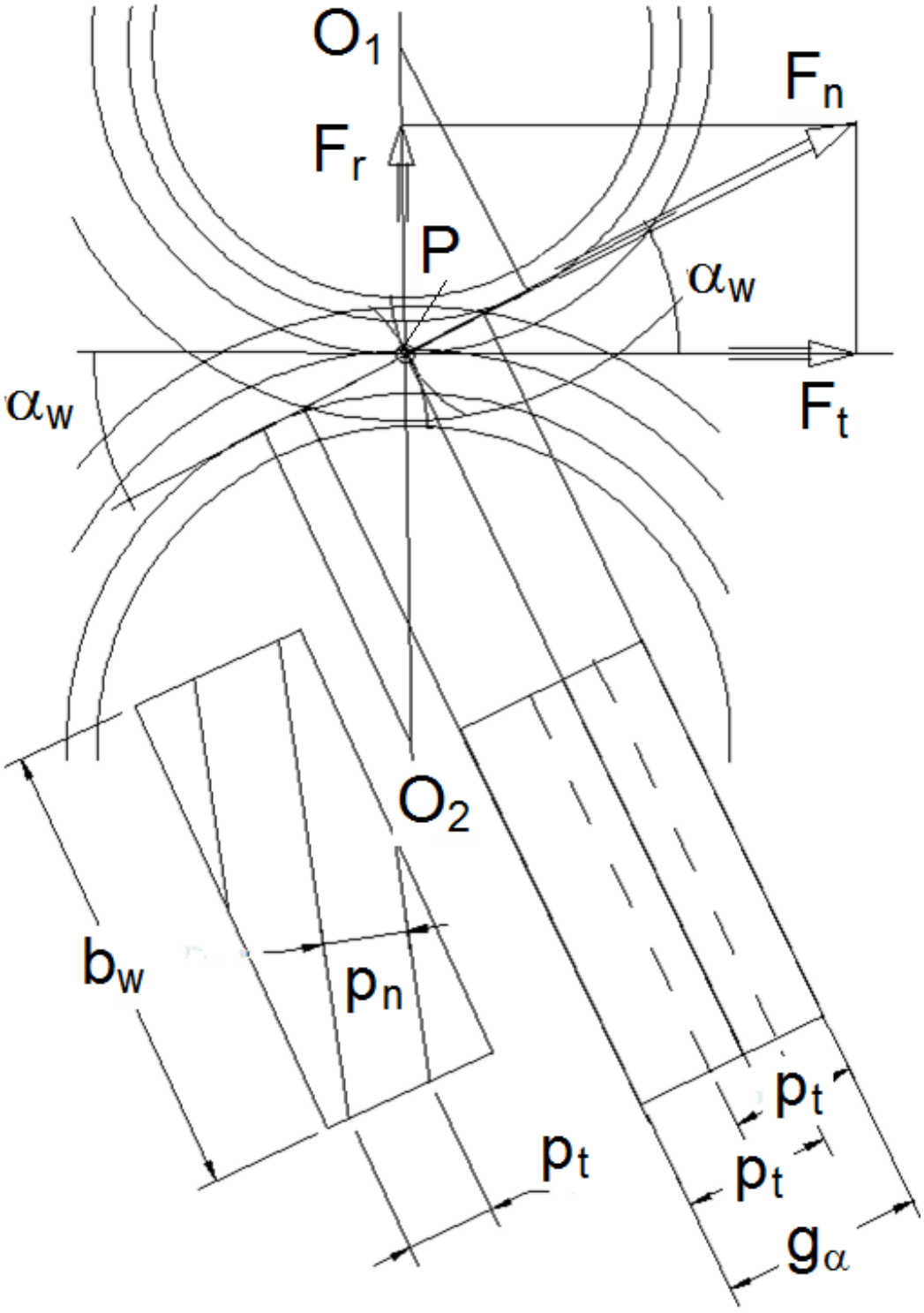


Рис. 10.2

тоді інші складові

$$F_r = F_t * tg\alpha_w / cos\beta$$

$$F_n = F_t / (cos\alpha_w * cos\beta)$$

Наявність у зачепленні осьових сил, що навантажують опори, є недоліком косозубих передач. Цього недоліку позбавлені шевронні передачі, в яких осьові зусилля взаємно врівноважуються.

У передачах із криволінійними зубами кут нахилу β є перемінним, розрахунок осьових зусиль ведуть за значенням кута β_m у середньому перетині зуба. У такий спосіб розрахункові залежності такі ж як і у косозубих передачах.

Розрахункове навантаження. Окружну силу F_t віднесену до сумарної довжини контактних ліній L_Σ називають питомою розрахунковою окружною силою - w.

$$w = F_t / L_\Sigma$$

У прямозубих передачах сумарна довжина контактних ліній дорівнює ширині зубчастого вінця b_w при однопарному зачепленні або подвоєній ширині зубчастого вінця при двопарному зачепленні. У косозубих передачах довжина контактної лінії при контакті зубів у полюсі дорівнює $b_w/cos\beta_b$; сумарна довжина контактних ліній, при цілочисельному значенні коефіцієнта торцевого перекриття ε_α, стала і більше в ε_α разів. При дрібному значенні сумарна довжина контактних ліній змінюється в залежності від фази зачеплення, що враховується коефіцієнтом K_ε.

$$L_\Sigma = K_\varepsilon * b_w * \varepsilon_\alpha / cos\beta_b.$$

Фактичне значення навантаження в зачепленні більше.

$$w_t = w * k_{H\alpha}\, k_{H\beta}\, k_{HV}$$

Нерівномірність розподілу навантаження між зубами враховується коефіцієнтом $k_{H\alpha}$, що дорівнює відношенню питомого навантаження на більш навантаженій лінії контакту w_1 до розрахункового w

$$K_{H\alpha} = w_1/w$$

Приклад нерівномірного розподілу навантаження між контактною лінією зуба 1 і контактною лінією зуба 2 показаний на рис.10.3. Епюри питомого навантаження сполучені з зоною зачеплення.

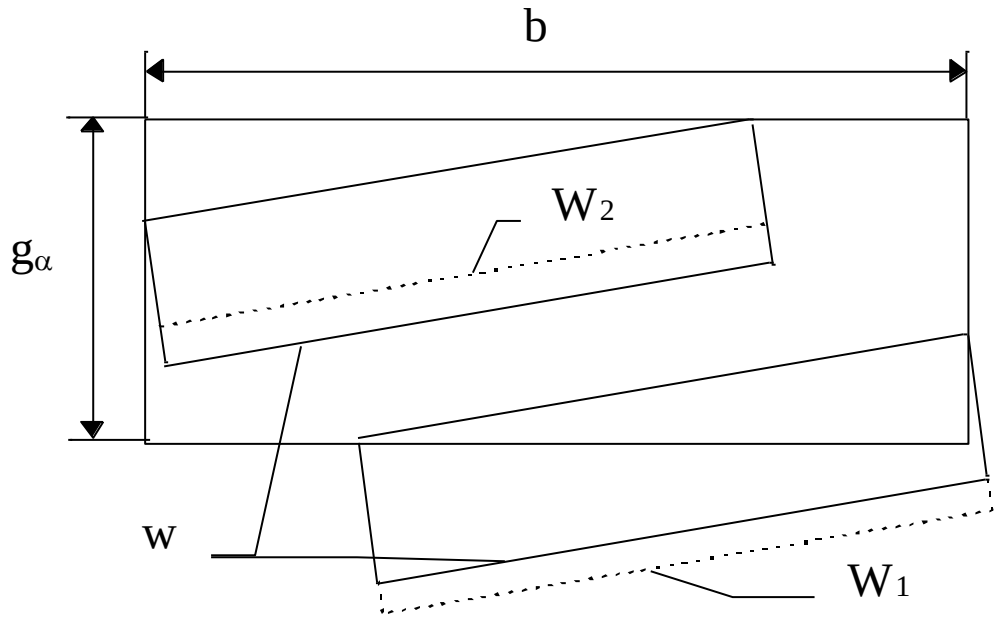


Рис. 10.3

При розрахунку прямозубих передач розглядають найгірший випадок однопарного зачеплення тобто приймають $k_{H\alpha}$ = 1. Для косозубих передач коефіцієнт $k_{H\alpha}$ розраховують по емпіричній залежності з обліком твердості зубів, ступеня

точності і коефіцієнта перекриття ε_α.

Коефіцієнт концентрації навантаження $k_{H\beta}$ враховує нерівномірність розподілу питомого навантаження по довжині контактної лінії і дорівнює відношенню максимального питомого навантаження до розрахункового

$$K_{H\beta} = w_{max}/w$$

У прямозубих передачах довжина лінії контакту звичайно дорівнює ширині зуба b (рис.10.4), однак при великих значеннях коефіцієнта $k_{H\beta}$ фактична довжина площадки контакту може бути менше ширини зуба.

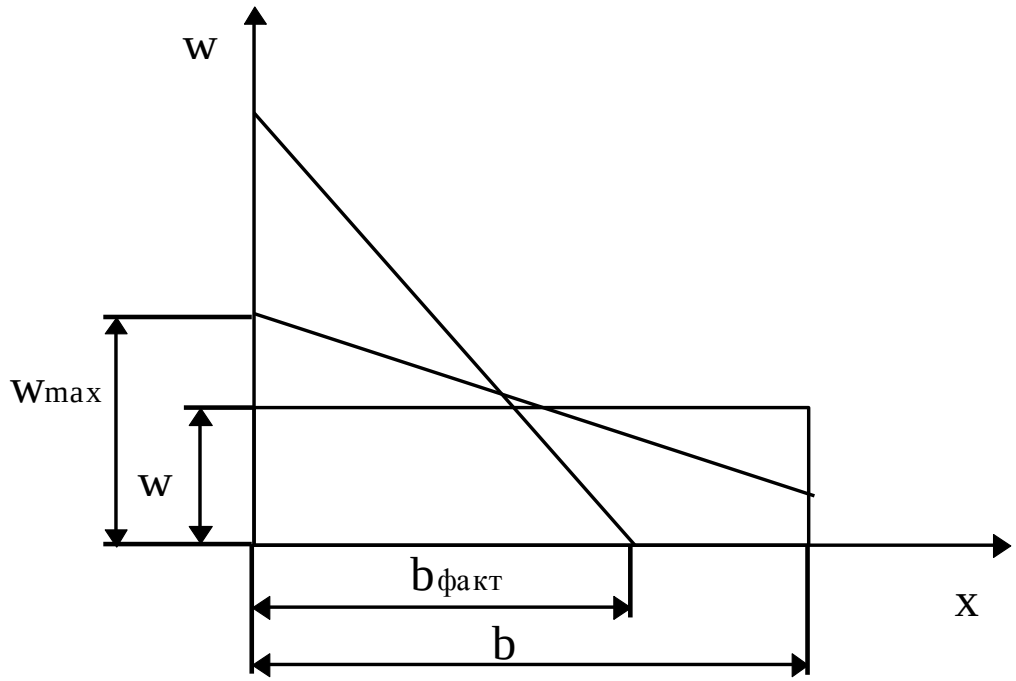


Рис.10.4

На практиці епюра питомого навантаження рідко буває прямолінійною і визначення її вкрай складне. Тому коефіцієнт концентрації навантаження $k_{H\beta}$ розраховують на основі емпіричних залежностей з урахуванням твердості зубів, схеми редуктора і коефіцієнта ϕ_{bd} ($\phi_{bd} = b_w/d$, де d -

ділильний діаметр шестерні).

Динамічні навантаження в зачепленні враховуються коефіцієнтом k_{HV}, що визначається за залежністю

$$k_{HV} = 1 + F_{дин}/F_t,$$

де $F_{дин}$ - динамічне зусилля в зачепленні.

Динамічні зусилля виникають через похибки виготовлення зубів. Найбільш наочним прикладом є момент пересполучення зубів, коли одна пара зубів виходить із контакту, а друга не ввійшла в контакт, так крок даної пари зубів шестерні p_1 більше кроку даної пари зубів колеса p_2. По різниці кроків $\Delta p = p_1 - p_2$ знайдемо зазор між зубами $\Delta\varphi = 2*\Delta p/d$. Зуб шестерні повернеться на кут $\Delta\varphi$ до співудару з зубом колеса, при цьому кінетична енергія співудару ΔE буде визначатися різницею кутових швидкостей і приведеного моменту інерції $I_{пр}$ коліс.

$$\Delta E = I_{пр}(\omega_1-\omega_2)^2/2.$$

Прирівнюючи кінетичну енергію співудару ΔE потенційної енергії деформації зубів ΔU

$$\Delta U = (F_{дин})^2/[2(b_w)^2 c],$$

де с - жорсткість зубів,

знайдемо динамічне зусилля в зачепленні

$$F_{дин} = (\omega_1-\omega_2)* b_w \sqrt{I_{ïð}\tilde{n}} .$$

Розрахунок циліндричних зубчастих передач на контактну довготривалість. Ціллю даного розрахунку є запобігання викришування зубів. Розрахунок побудований на основі формули Герца для контакту двох циліндрів. При цьому замінюють евольвентні поверхні зубів в окрузі полюса дугами окружностей із радіусами MP і NP, що є радіусами

кривизни евольвент (див.рис.10.2).

Фактичне значення контактних напруг σ_H з урахуванням реальних умов евольвентного зачеплення

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{Hv} (u+1)}{b_w d_1 u}} \le [\sigma_H],$$

визначається з використанням коефіцієнтів враховуючих: механічні характеристики сполучених поверхонь

$$Z_{Å} = \sqrt{\frac{Å_{ïð}}{\pi\left(1-\mu^2\right)}};$$

форму сполучених поверхонь зубів

$$Z_f = \sqrt{2\cos\beta / \sin\alpha_w};$$

сумарну довжину контактних ліній

$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ - для косозубих коліс і

$Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3}$ для прямозубих.

При проектному розрахунку звичайно визначають міжосьову відстань по обраних допустимих напругах $[\sigma_H]$ і коефіцієнту ширини зубчастого вінця ϕ_a (ϕ_a = b_w/a_w).

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{k_{H\beta} T_{H2}}{\phi_a u^2 [\sigma_H]^2}},$$

де знак “-” для передач внутрішнього зачеплення; коефіцієнт K_a=4950 для прямозубих коліс; K_a=4300 для косозубих коліс.

Знайдені значення міжосьової відстані округляють до стандартних: 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315. Вибирають модуль передачі m = 0,01 – 0,025 a_w узгоджуючи зі стандартними значеннями:

Ряд 1(мм) 1.0, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10.

Ряд 2 (мм) 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9.

Проектний розрахунок завершують визначенням геометричних розмірів зубчастих передач.

Розрахунок циліндричних зубчастих передач на згинальну довготривалість. Ціллю даного розрахунку є запобігання поломки зубів. Розрахунок побудований на уявленні зуба у виді консольної балки навантаженої силою F_t (рис.10.5). Найбільші згинальні напруги $\sigma_и$ виникають при прикладенні навантаження на вершині зуба.

$$\sigma_и = F_t/W = 6F_th/(b_wS_f^2).$$

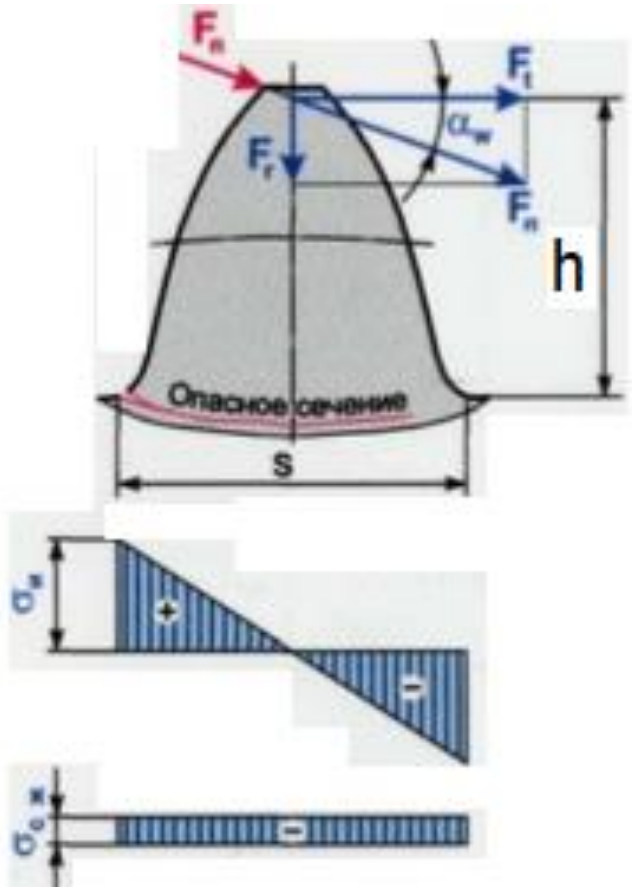
Радіальне зусилля F_r викликає стиск зуба

$$\sigma_c = Fr/(b_wS_f).$$

Максимальні нормальні напруги виникають на стиснутій стороні зуба

$$\sigma_F = \sigma_и + \sigma_c = 6\,F_th/(b_wS_f^2) + F_r/(b_wS_f) = (F_t/b_w)[6h/(S_f^2)+1/S_f] = (F_t/m_{n*}b_w)[6m_nh/(S_f^2)+m_n/S_f].$$

Безрозмірний вираз в квадратних скобках позначимо як у - коефіцієнт форми зуба, що залежить лише від числа зубів z і коефіцієнта зміщення х.



Фактичне значення напруги в корені зуба більше через: нерівномірність розподілу навантаження між зубами що враховується коефіцієнтом $k_{F\alpha}$; нерівномірності розподілу питомого навантаження по довжині контактної лінії $k_{F\beta}$; динамічних навантажень у зачепленні, що враховуються коефіцієнтом k_{FV}

$$\sigma_F = \frac{F_t k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{Fv}}{b_w m_n} \quad y_F \le [\sigma_F]$$

Принцип оптимального тепловідводу

Робота циліндричних зубчастих коліс супроводжується підвищенням температури олії і деталей передачі. Основною причиною нагрівання служить тертя ковзання і кочення в процесі пересполучення зубців.

Найбільших значень досягає температура на поверхні зубця в момент контакту. Частина теплового потоку відводиться олією, а частина надходить у тіло зубця.

Далі тепловий потік надходить у тіло колеса і відводиться повітряно-масляною сумішшю дотичної з торцями зубчастого колеса і валом, на який посаджене зубчасте колесо.

Умови відводу тепла від торців зубчастого колеса і внутрішніх перетинів зубчастого колеса неоднакові, що приводить до нерівномірного нагрівання тіла зубчастого колеса. Ізотерми, сполучені з тілом колеса, вказують, що температура усередині колеса більша ніж на торцях і ця різниця збільшується в міру наближення до ободу колеса (рис.10.6,а).

Нерівномірний нагрів, у свою чергу, приводить до неоднакового розміру теплового розширення перетинів зубчастого колеса рівнобіжних торцям. Нерівномірне теплове розширення приводить до зміни розподілу навантаження.

При наявності значного перекосу валів (1) довжина площадки контакту менше ширини зубця і є значна концентрація навантаження на лівому торці (рис 10.6,б). Зміна розподілу навантаження, через нерівномірне нагрівання (2), приводить до збільшення довжини площадки

контакту і зниженню концентрації навантаження на лівому торці (див.рис.10.6,б). Якщо навмисне зменшити температуру лівого торця, наприклад, подаючи на нього струмінь олії, то зміна розподілу температур у тілі зубчастого колеса і зв'язане з ним теплове розширення приведуть до зміни розподілу навантаження (див.рис.10.6,г). У цьому випадку, площадка контакту поширюється на всю довжину зубця і коефіцієнт концентрації навантаження зменшиться майже вдвічі (див. рис 10.6,в).