

REMEŇOVÉ PREVODY

VLASTNOSTI A DRUHY REMEŇOVÝCH PREVODOV

Obvodová sila u remeňového prevodu je prenášaná trením medzi remeňom a remenicou, ktoré je vyvodené pritláčaním remeňa na remenicu v dôsledku predpätia v remeni.

Remeňové prevody sa používajú na prenos menších a stredných výkonov na relatívne veľké osové vzdialenosti.

Výhody remeňových prevodov: možná veľká obvodová rýchlosť $25 \div 50 \text{ m.s}^{-1}$ v závislosti na druhu remeňa), tichý chod, pružný záber, tlmenie rázov, pri preťažení plní funkciu poistnej spojky, jednoduchá konštrukcia, jednoduchá údržba a lacná prevádzka.

Nevýhody remeňových prevodov: nepresný a kolísavý prevodový pomer v dôsledku preklzovania, veľké predpätie v remeni spôsobuje značné namáhanie hriadeľov ohybom a veľké zaťaženie ložísk, možnosť vzniku statickej energie (úraz, požiar).

Podľa tvaru a prierezu remeňa môžu byť prevody s *remeňom plochým, kruhovým, klinovým, ozubeným*.

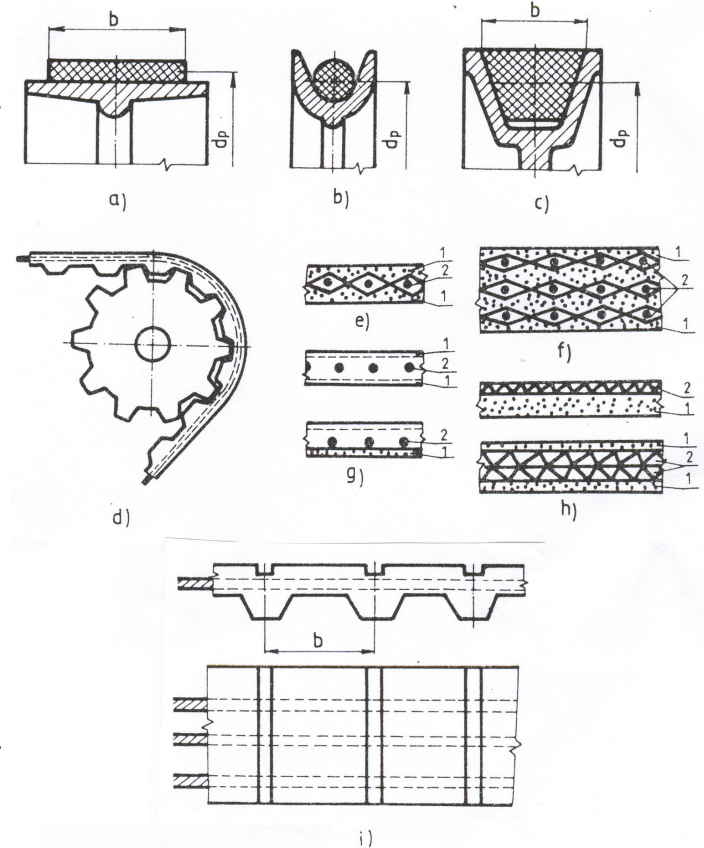
Ploché remene sa zhotovovali z kože. Dnes moderné ploché remene majú rovnakú konštrukciu : **ťažnú vrstvu 2**, ktorá prenáša a zachytáva obvodovú a treciu silu a **stykovú vrstvu 1**, ktorá prenáša treciu silu z remenice na ťažnú vrstvu.

Ťažnú vrstvu tvorí uzatvorená tkaná jednoduchá tkanina z polyamidových alebo polyesterových vlákien, jednostranne alebo obojstranne potiahnuté gumou alebo polyuretánom (obr.e).

Ťažnú vrstvu tvorí viac vrstiev bavlnenej polyamidovej alebo polyesterovej tkaniny, ktoré sú prevulkanizované a spojené gumou (obr. f). Styková vrstva je guma.

Ťažnú vrstvu tvoria uzatvorené vinuté kordové vlákna z polyamidu alebo polyesteru, ktoré sú uložené v gume alebo polyuretane s jednostrannou alebo obojstrannou stykovou plochou z elastomeru (guma, polyuretan) alebo z chromitej usne (obr.g).

Ťažná vrstva je vytvorená zo zakrytých polyamidových prameňov v rôznych hrúbkach, jednostranne alebo obojstranne obložených stykovou vrstvou z elastomeru alebo chromitej usne (obr. 13.7g) $b_{max} = 1200 \text{ mm}$. Vzhľadom na vysokú špecifickú únosnosť ťažnej vrstvy, dobré tlmiace vlastnosti a vysokú pružnosť sa tieto remene používajú najčastejšie.



Kruhové remene sú vhodné len pre prenos malých výkonov. Tieto remene sa zhotovujú z kože alebo gumy. Gumové remene bývajú vystužené konopným povrazcom.

Klinové remene dovoľujú prenášať väčšie výkony pri menšej osovej vzdialenosti i pri väčších prevodových pomeroch. Zhotovujú sa v normalizovaných rozmeroch ($l_o \times h$) a normalizovaných vnútorných dĺžkach Li . Klinové remene majú profil rovnoramenného lichobežníka s vrcholovým uhlom $\alpha = 40^\circ \pm 1^\circ$. Remene pozostávajú z ťažnej časti, obalu a gumy z vulkanizovanej v jeden celok. Ťažná časť kordu alebo povrazcov musí byť v remeni uložená rovnobežne v celej dĺžke remeňa a musí sa nachádzať v oblasti neutrálnych vlákien. Klinové remene sa vyrábajú v troch prevedeniach.

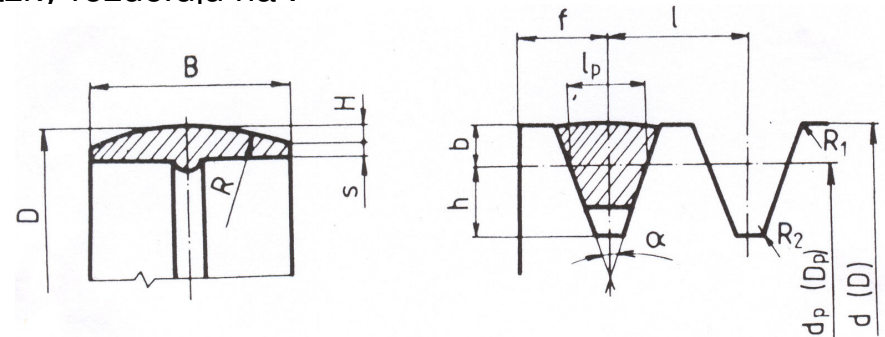
Ozubené remene zlučujú výhody remeňových a reťazových prevodov. Neuskutočňujú prenos sily len trením medzi remeňom a remenicou a preto sa odlišujú zásadne od ostatných druhov remeňových prevodov. Ťažným článkom je tu plochý remeň s lichobežníkovými zubami na vnútornej strane. Materiálom je akrylonitrilový alebo polyuretánový kaučuk, prípadne polyamid, ktorý vzdoruje chemikáliám, minerálnym olejom a benzínu. Pre zvýšenie pevnosti sú v remeni zaliate oceľové lanká.

Remenice

Podľa pevnostných požiadaviek sa používajú remenice oceľové alebo liatinové, ktoré sú najrozšírenejšie. Perspektívne sú i remenice z ľahkých zliatin. Malé remenice pre klinové remene a kladky pre lanká v jemnej mechanike sa vyrábajú i z plastov (silon, teflon). Od remenice sa vyžaduje, aby pri vysokých rýchlostiach bola dobre vyvážená. Trecie plochy musia byť hladké, aby nedochádzalo k prílišnému opotrebovaniu remeňa.

Remenice pre klinové remene sa podľa tvaru klinovej drážky rozdeľujú na :

- remenice pre klasické remeňové prierezy.
- remenice pre úzke klinové remeňové prierezy.



Maximálne dovolené hádzanie remenice na výpočtovom priemere d_p sa pohybuje v rozmedzí (0,19 až 1,19 mm); menšie hodnoty platia pre $d_p = 50$ až 80 mm a väčšie pre $d_p = 2240$ až 2500 mm.

KINEMATICKÉ A SILOVÉ POMERY V REMEŇOVOM PREVODE

Prevodový pomer remeňového prevodu je určený vzťahom:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_p}{d_p \cdot \psi}$$

kde : d_p , D_p - výpočtový priemer remenice [m]

ψ - súčiniteľ pružného preklzávania remeňa

Stredná hodnota súčiniteľa ψ pre plochý kožený remeň $\psi = 0,985$, pre plochý remeň gumový a klinový remeň s kordovou šnúrou $\psi = 0,99$ a pre klinový remeň s kordovým tkanivom $\psi = 0,98$.

Medzi remeňom a remenicou vzniká pri otáčaní vláknové trenie. Z rovnováhy síl na elementárnej časti remeňa vyplýva, že $dF \leq dF_T = dF_N \cdot f$. Zo silového obrazca ďalej vyplýva, že $dF_N = F \cdot d\varphi$ a po dosadení $dF \leq F \cdot f \cdot d\varphi$ a separácii premenných dostaneme :

$$\frac{dF}{F} \leq f \cdot d\varphi$$

Integrovaním rovnice v medziach zmeny sily F a uhla φ pre pomer síl F_1 a F_2 pri vláknovom trení :

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{\beta f}$$

kde: β - uhol opásania hnanej remenice [rad]

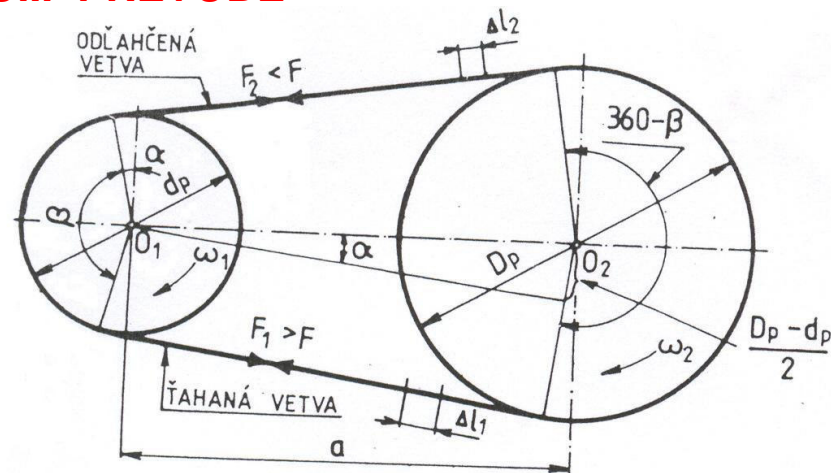
f - súčiniteľ trenia [-]

Za behu sa v ťahovej vetve zväčší sila zo sily predpätia F_p na F_1 a v odľahčenej vetve naopak poklesne z F_p na F_2 , pritom platí vzťah, že :

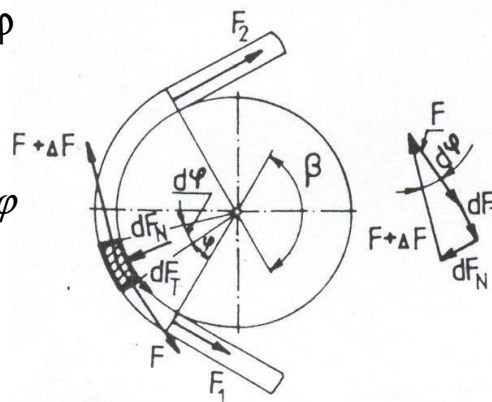
$$F_1 - F_2 = F_o$$

kde F_o - obvodová sila na výpočtovom priemere hnanej remenice

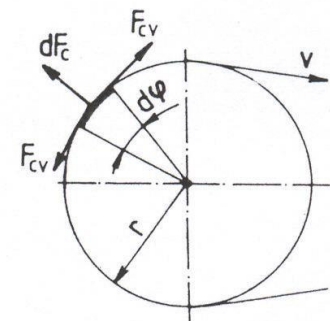
Pre určenie síl F_1 a F_2 môžeme odvodiť tieto vzťahy: $F_1 = F_o \frac{e^{\beta f}}{e^{\beta f} - 1}$ a $F_2 = F_o \frac{1}{e^{\beta f} - 1}$ kde : $F_o = \frac{2 M k_1}{d_p}$



a)



b)



c)

Pri vyšších obvodových rýchlostiach na namáhanie remeňa a jeho ťažnú silu pôsobí i účinok odstredivej sily. Na element hmoty remeňa v oblasti uhla opásania $d\varphi$ pôsobí odstredivá sila dF_o , ktorej pôsobením vzniká sila F_{cv} , pôsobiaca na remeň :

$$dF_c = 2 \cdot F_{cv} \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} = F_{cv} \cdot d\varphi$$

nakoľko : $dF_c = r \cdot \omega^2 \cdot dm = r \cdot \frac{v^2}{r^2} \rho \cdot s \cdot r \cdot d = \rho \cdot s \cdot v^2 \cdot d$

Po porovnaní oboch rovníc dostaneme :

$$F_{cv} = \rho \cdot s \cdot v^2 = q \cdot v^2$$

kde: s – plocha prierezu remeňa [m^2]

q – hmotnosť 1 m dĺžky remeňa [$kg \cdot m^{-1}$]

v – obvodová rýchlosť remeňa [$m \cdot s^{-1}$]

Potrebné minimálne predpätie remeňa pri montáži bude :

$$F_p = \frac{F_1 + F_2}{2}$$

Aby remeň neprekľzával, volí sa skutočné predpätie F_{ps} väčšie, ako je uvedená minimálna hodnota F_p

$$F_{ps} = (1,2 \text{ až } 1,6) \cdot F_p$$

Predpätie sa vyvodzuje napnutím remeňa :

- posunutím jednej z remeníc (najčastejšie spolu s hnacím elektromotorom a upevnením motora),
- uložením hnacieho alebo hnaného stroja na výkyvnej doske a využitím jeho hmotnosti k vyvodu predpätia,
- použitím napínacích kladiek.

Veľkosť súčiniteľa trenia f medzi remeňom a remenicou závisí od materiálu remeňa, remenice, druhu remeňa (plochý, klinový) od obvodovej rýchlosti, od čistoty a stavu povrchu a pod. Závislosť veľkosti súčiniteľa trenia f na rýchlosti remeňa v analyticky môžeme vyjadriť vzťahom : $f = f_0 + 0.012 \cdot v$

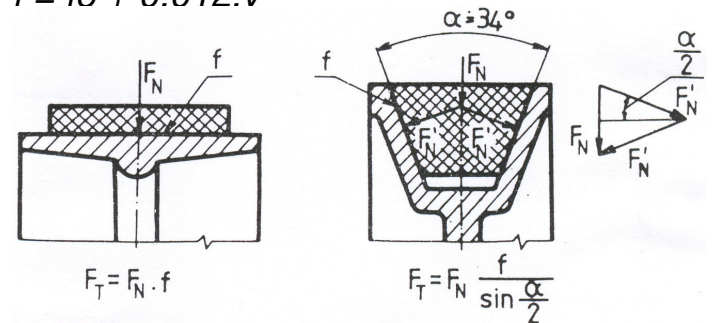
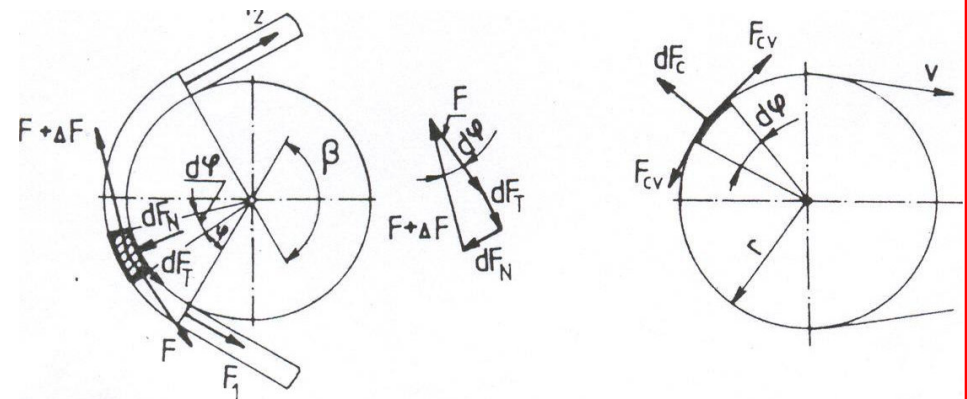
kde : v – obvodová rýchlosť [$m \cdot s^{-1}$], f_0 – súčiniteľ trenia

Pri klinových remeňoch je veľkosť trecej sily :

$$F_t = 2 F'_N \cdot f = 2 \cdot \frac{F_N \cdot f}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = F_N \cdot f_k$$

kde : α - uhol klinového žliabku pre klasické klinové remene

f_k - súčiniteľ trenia v klinovom žliabku



Pri výpočte silových pomerov pri remeňových prevodoch s klinovými remeňmi treba do predchádzajúcich rovníc dosadiť namiesto f hodnotu súčiniteľa f_k . Z uvedeného rozboru vyplýva, že klinový remeň vyžaduje podstatne menšie predpätie F_p ako remeň plochý, resp. môže pracovať s menším uhlom opásania, t.j. s väčším prevodovým pomerom.

VÝPOČET KLINOVÝCH REMEŇOV

Výpočet klinových remeňov klasického prierezu sa robí podľa STN 02 3111 a klinových remeňov úzkych podľa STN 02 3114. Určujúcim údajom spravidla sú: prenášaný výkon, frekvencia otáčania hnacej remenice, frekvencia otáčania hnanej remenice, resp. prevodový pomer a druh hnacieho a hnaného stroja.

Výpočet rozmerov remeníc

Prierez remeňov určujeme v závislosti na frekvencii otáčania n_1 hnacej remenice a výpočtovom výkone P_v

$$P_v = P \cdot c_2$$

kde : P – zadaná hodnota výkonu [kW]

c_2 – súčiniteľ prevádzkového zaťaženia (tabuľková hodnota závislá na type pohonu a prevádz. hodinách)

Vzhľadom na výpočtový výkon P_v potom z grafu určíme v závislosti na frekvencii otáčania a veľkosti priemeru hnacej remenice d_p prierez remeňa.

Vypočítanú hodnotu priemeru potom zaokrúhlime na najbližšiu normalizovanú hodnotu podľa STN 02 3180.

Výpočet dĺžky remeňa

Predbežnú osovú vzdialenosť (ak nie je definovaná z konštrukčného riešenia) určíme z empirického vzťahu :

- u pohonov s plochými remeňmi: $A = (2 \div 3) \cdot (D+d)$
- u pohonov s klinovými remeňmi: $0,7 \cdot (D_p+d_p) \leq A \leq 2 \cdot (D_p+d_p)$

Minimálny uhol opásania : - pohony s plochými remeňmi $\beta > 120^\circ$
 - pohony s klinovými remeňmi $\beta > 90^\circ$

Uhol opásania β malej remenice podľa obr. určíme zo vzťahov :

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D-d}{2A} \quad \alpha = 90^\circ - \frac{\beta}{2}$$

Potom výpočtová dĺžka remenice podľa obr. bude :

$$L_p = 2A \cos \alpha + 0,5\pi(D_p + d_p) + \frac{\pi \alpha}{180}(D_p - d_p)$$

Klinové remene sú normalizované v STN 02 3110 podľa vnútornej dĺžky remeňov L_i . Vnútorňú dĺžku môžeme určiť podľa: $L_i - L_p = \Delta l$

kde Δl – je rozdiel medzi výpočtovou a vnútorňou dĺžkou klinového remeňa.

Zvolí sa klinový remeň s najbližšou normalizovanou dĺžkou L_{is} .

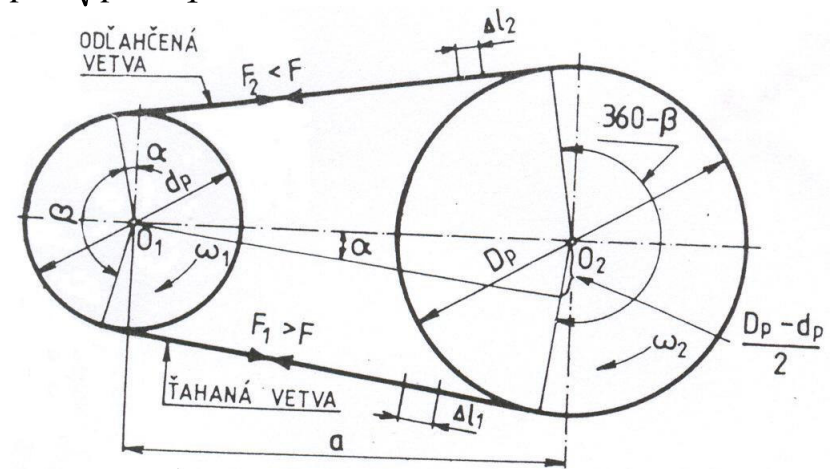
Skutočná výpočtová dĺžka remeňa je $L_{ps} = L_{is} + \Delta l$

Odpovedajúca osová vzdialenosť sa určí z tohto vzťahu: $A = p + \sqrt{p^2 + q}$

kde výrazy p a q sú určené vzťahmi:

$$p = 0,25 L_{ps} - (\pi/8)(d_p + D_p)$$

$$q = 0,125(D_p - d_p)^2$$



Pre prevody s plochými remeňmi platia analogické vzťahy len za výpočtové priemery D_p , d_p sa nahradia priemermi remeníc d , D .

Výpočet potrebného počtu remeňov

Potrebný počet remeňov pre celkový prenášaný výkon P určíme z tohto vzťahu:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3}$$

kde : P – výkon prenášaný jedným remeňom v závislosti na priereze remeňa, n_1 , d_p a i

c_1 – súčiniteľ uhla opásania (tabuľková hodnota),

c_2 – súčiniteľ prevádzkového zaťaženia (tabuľková hodnota),

c_3 – súčiniteľ dĺžky remeňa

Vypočítaná hodnota z sa zaokrúhľuje na najbližšie vyššie celé číslo.

VÝPOČET PLOCHÝCH REMEŇOV

Prevody s plochými remeňmi sa v prevažnej miere počítajú na základe empirických hodnôt. Podľa priemeru malej remenice d sa nájde menovitý priemer remenice d_{n1} (tabuľková hodnota), z podmienky $d_n \leq d$ sa určí typ remeňa.

Prekontroluje sa ohybová frekvencia $f_o \leq f_{on}$ (tabuľková hodnota) Skutočná obvodová sila sa určí z výpočtového výkonu : $P_v = c_2 \cdot P_1$

Teda :

$$F = \frac{2 M k_1}{d} = \frac{c_2 \cdot P_1}{d_1 n_1}$$

kde c_2 – prevádzkový súčiniteľ (rovnaký ako pri klinových remeňoch)

Šírka remeňa pre $\beta = 180^\circ$ je : $b = \frac{F}{F_r^*}$

Pre iný uhol β je nutné túto hodnotu šírky remeňa deliť súčiniteľom opásania c_1 , ktorý je tiež rovnaký ako u klinových remeňov. potom pre šírku remeňa platí :

$$b = \frac{c_2 \cdot F_1}{d \cdot n_1 \cdot c_1 \cdot F_1^*}$$

REŤAZE A REŤAZOVÉ PREVODY

CHARAKTERISTIKA A POUŽITIE

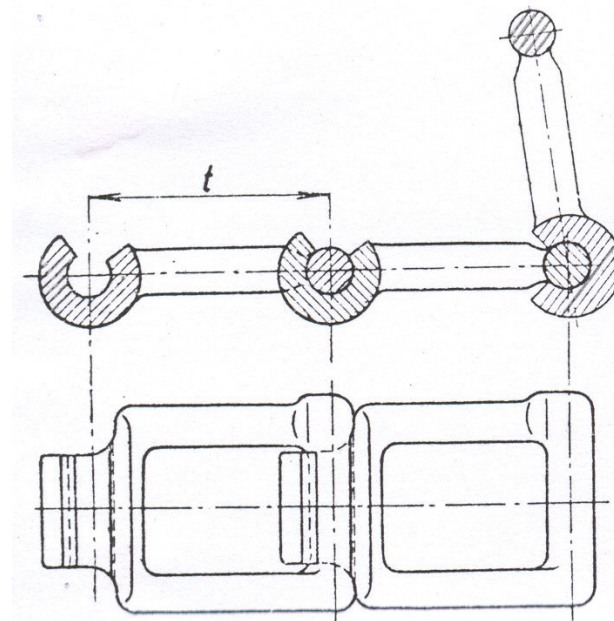
Reťazový prevod sa používa k prenosu malých až stredných výkonov (až do 1000 kW) na nie veľmi vzdialené rovnobežné hriadele, napr. pri pohone strojov zdviacích, hospodárskych, mlynských, papiernických, transportérov, vozidiel (jazdných kolies, motocyklov, automobilov) a pod. Často sa používa v spojení s prevodom s ozubenými kolesami.

Výhody reťazového prevodu : stály prevodový pomer; bezpečný prenos obvodovej sily (bez sklzu); necitlivosť k prostrediu (môžu byť v prostredí, kde je vyššia teplota, veľké vlhko alebo veľa prachu); pomerne malé namáhanie hriadeľov ohybom a malé zaťaženie ložísk v porovnaní s remeňovým prevodom; možnosť hnať jednou reťazou niekoľko rovnobežných hriadeľov; veľmi dobrá mechanická účinnosť; tichý a pružný chod; ľahká montáž a výmena reťazí; veľká trvanlivosť (u valčekovej reťazi pri dobrom mazaní až 20 000 pracovných hodín); malé udržiavacie náklady.

Nevýhody reťazového prevodu : možno ho použiť len pre otvorené opásanie rovnobežných hriadeľov; nerovnomerný chod pri použití reťazového kolesa s malým počtom zubov; vzdialenosť hriadeľov kolies musí byť nastaviteľná (jeden z hriadeľov musí byť posuvný, aby bolo možno reťaz správne napnúť) alebo sa musí použiť napínacia kladka; opotrebením kĺbov a rozťahnutím pásov sa reťaz predlžuje, a preto sa musí dodatočne napínať.

Reťaze sa rozdeľujú na : **hnacie, zdvihacie a viazacie**.

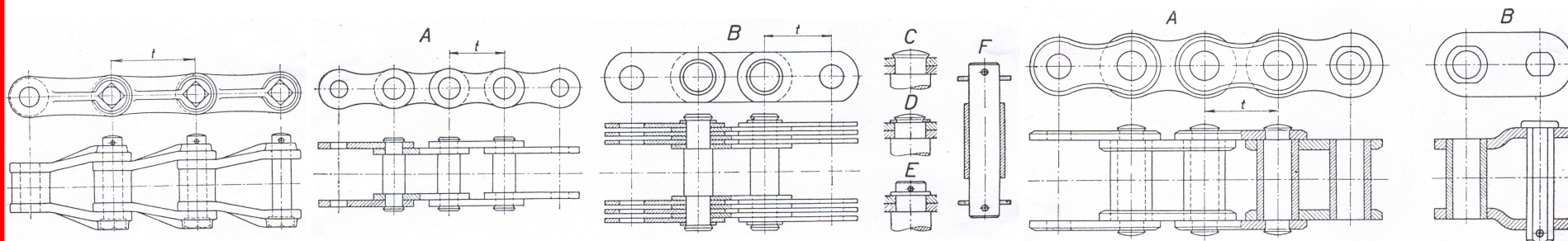
Ewartova reťaz je vytvorená z celkom uzatvorených článkov z temperovanej liatiny. Články majú na jednej strane valcový čap, na druhej strane je otvorená hákovitá objímka, ktorou je možné pri určitom naklonení článkov navliecť z boku na čap ďalší článok. Možno preto reťaz ľahko skladať a rozoberať. Táto lacná, avšak nepresná reťaz sa hodí len pre ľahšie pohony s malou obvodovou rýchlosťou (do 1 m/s, u občasnej prevádzky do 2 m/s), nežiada sa od nej presnosť chodu ani tichosť, preto je vhodná napr. pre stroje hospodárskej, tehliarske a iné. Ewartova reťaz je odolná proti korózii.



Čapová reťaz sa skladá z otvorených článkov z temperovanej liatiny, ktoré sú spojené ocelovými čapmi, uloženými pevne v okách a otočne v ložisku článku. Pre pohony s väčšími rýchlosťami sú čapy uložené do výmenných puzdier (z mosadzi, plastických hmôt). Tieto reťaze sú presnejšie ako Ewartove.

Gallova reťaz sa skladá z rovných ocelových pásov, ktoré sú otočne uložené na ocelových čapoch. Gallova reťaz jednoduchšieho prevedenia má len po jednom páse po oboch stranách (Obr.A), reťaze zložitejšieho prevedenia majú po dvoch až piatich pásoch po oboch stranách (Obr.B); článok reťaze je tvorený čapom s jednou až piatimi dvojicami pásov. Styková plocha medzi pásmi a čapmi je malá, takže v nej vzniká veľký merný tlak. Gallova reťaz sa môže používať len pre pohony s malou obvodovou rýchlosťou (do 0,5 m/s, pri nepretržitej prevádzke len do 0,3 m/s). Pásky pre reťaz s menším rozstupom (do 65 mm) sú vykrojené (Obr.A), pre reťaz s väčším, rozstupom sú rovné (Obr.B). U nerozoberateľných reťazí sú pásky na čapoch zaistené roznitovanými koncami čapov (s podložkou alebo bez nej, Obr.C a D), u rozoberateľnej reťazi závlačkami s podložkami (Obr.E). Gallova reťaz sa používa tiež pri kladkostrojoch, pri zdvíhaní menších bremien a výnimočne pri zdvíhadlách s motorickým pohonom pre veľmi ťažké bremená. Gallove reťaze sú neúmerne ťažšie v porovnaní s inými reťazami a neznášajú ohybové namáhanie v rovine osi čapu.

Puzdrová reťaz má vonkajšie ocelové pásky pevne spojené s čapmi, naproti tomu vnútorné pásky sú pevne spojené s puzdrami, nastoknutými voľne na čapoch. Touto úpravou sa zväčšuje styková plocha medzi čapom a puzdrom, takže merný tlak medzi týmito časťami je malý. Puzdrové reťaze znesú väčšiu obvodovú rýchlosť, bežné reťaze až 0,7 m/s, reťaze s klanými čapmi a puzdrami až 1,0 m/s pri nepretržitej prevádzke; pri občasnej prevádzke sa môže rýchlosť zvýšiť až na 2 m/s. Pásky sú kvôli menšej váhe reťaze vybrané.



Čapová reťaz

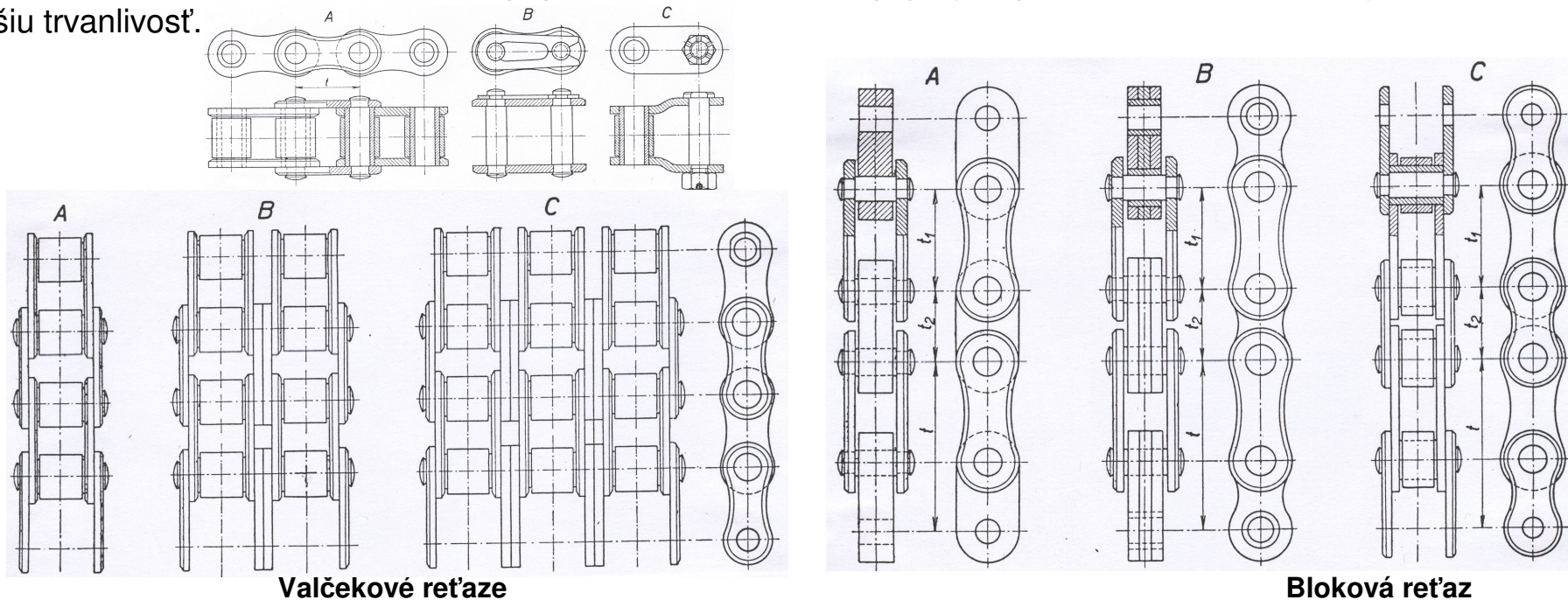
Gallova reťaz

Puzdrová reťaz

Valčeková reťaz je podobná puzdrovej reťazi, má však ešte na puzdre voľne nastoknutý otočný dutý valček. Týmto valčekom sa značne znižuje trenie medzi reťazou a zubami reťazového kolesa (valček sa odvaluje po boku zuba), a tým sa tiež znižuje hluk pri zábere kolesa do reťaze. Dobre mazaná valčeková reťaz znesie veľkú rýchlosť (5 až 20 m/s, podľa veľkosti rozstupu a vyhotovenia reťaze). V porovnaní s puzdovou reťazou musí mať valčeková reťaz pri rovnakej únosnosti väčší rozstup (tým ma aj väčšiu váhu) a tým musí mať aj reťazové kolesá väčších rozmerov. Aby sa zväčšila trvanlivosť reťazí, tak sú čapy, puzdra a valčky kalené.

Pre prenos menších výkonov a pre pohony s menšími rýchlosťami sa používajú **valčekové reťaze jednoduché**, pre väčšie výkony a rýchlosti sa používajú **niekoľkoradové reťaze** (dvojité, Obr.B, alebo trojité, Obr.C); niekoľkoradové reťaze vznikajú spojením viacerých jednoduchých reťazí do celku so spoločnými čapmi; tieto reťaze si vyžadujú presnejšiu výrobu reťazových kolies, presnú rovnobežnosť hriadeľov a zodpovednejšiu montáž kolies i reťazových prevodov. Niekoľkoradové reťaze majú pre rovnaký prenášaný výkon menší rozstup, a preto priemery kolies a vzdialenosť osí sú menšie ako jednoduchých reťazových prevodov, t.j. vyžadujú menší priestor; majú tiež tichší chod.

Bloková reťaz je zvláštnym druhom kĺbovej reťaze. Medzi jednotlivými článkami s rozstupom t_1 sú vložené zvláštne vnútorné články, tzv. bloky s menším rozstupom t_2 , takže celkový rozstup je $t = t_1 + t_2$. Bloky sú alebo celistvé, alebo sú zložené z doštičiek, popr. z dvoch valčekov spojených pásmi; reťaz s valčekovými blokmi má väčšiu trvanlivosť.

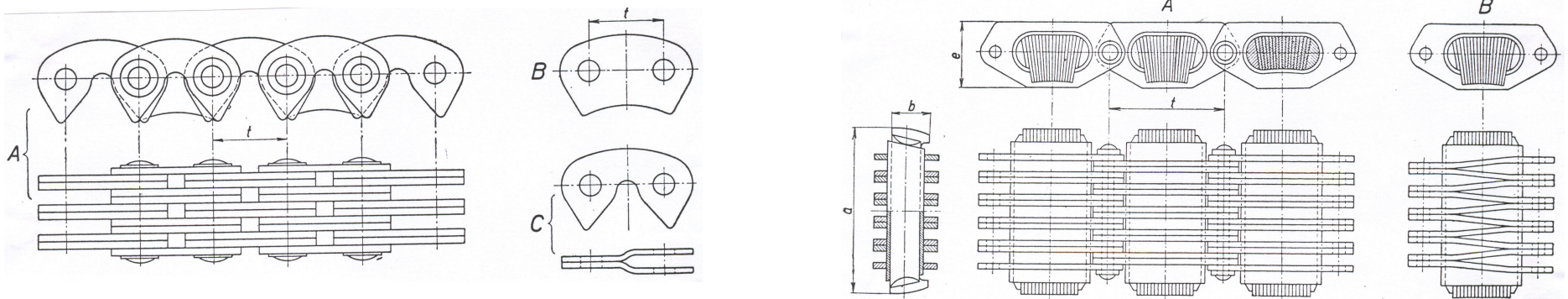


Valčekové reťaze

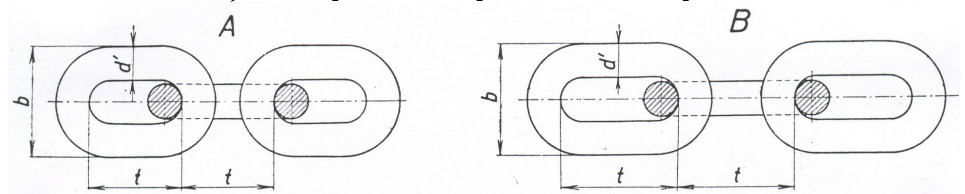
Bloková reťaz

Zubová reťaz (Obr.A vľavo dolu) sa skladá z ocelových pásov s dvomi vybiehajúcimi zubami; vonkajšie plochy zubov, ktoré sú v zábere so zubami reťazového kolesa, zvierajú zvyčajne uhol 60° . Pásky sú striedavo nastoknuté na kalené ocelové čapy. Zubová reťaz sa vyrába s rôznym počtom pásov (s rôznou šírkou). Na okrajoch reťaze alebo v prostriedku sú vodiace pásky (bez zubov, Obr.B), ktoré slúžia k tomu, aby sa reťaz nezošmykla z kolesa. Tieto reťaze sa vyznačujú tichosťou za chodu, majú lepšie záberové pomery ako reťaze kĺbové, môžu mať menší rozstup ako kĺbové reťaze, a teda menšie rozmery reťazových kolies. Sú však ťažšie a drahšie ako reťaze valčekové a vyžadujú si zodpovednejšiu montáž; preto sa dnes u nás nahradzujú niekoľkoradovými reťazami valčekovými.

Lamelová reťaz (Obr.A vpravo dolu) sa skladá z ocelových pásov v niekoľkých radoch, ktoré sú striedavo nastoknuté na kalené ocelové čapy. Do pásov sú vložené priebežné oválne puzdrá, v ktorých sú uložené klinové lamely a nosy na obidvoch stranách. Lamely sa môžu v puzdre priečne posúvať. Táto reťaz sa používa pre reťazový variátor typu Z, kde lamely zaberajú svojimi nosmi do radiálnych drážok kužeľových kotúčov.



Tak ako sa používajú reťaze zdvihacie a viazacie tak sa častejšie používajú **reťaze zvarované s plochými uzatvorenými článkami z kruhovej ocele**. Tieto reťaze majú krátke alebo dlhé články a sú **kalibované** alebo **nekalibované**; kalibované reťaze sú vyrobené s väčšou presnosťou rozmerov. Reťaze s krátkymi článkami sa spravidla používajú ako zdvihacie reťaze pre žeriavy a zdvihadlá, reťaze s dlhými článkami, ktoré sú ľahšie a lacnejšie, ako reťaze ťažné, závesné, dopravné, viazacie a pod. Zvárané reťaze sú vhodné len pre malé rýchlosti (pri motorovom pohone do 0,2 m/s, pri ručnom pohone do 1,0 m/s). Nevýhodou týchto reťazí je veľká citlivosť na nárazy, nepokojný chod, na hluk a malá trvanlivosť.

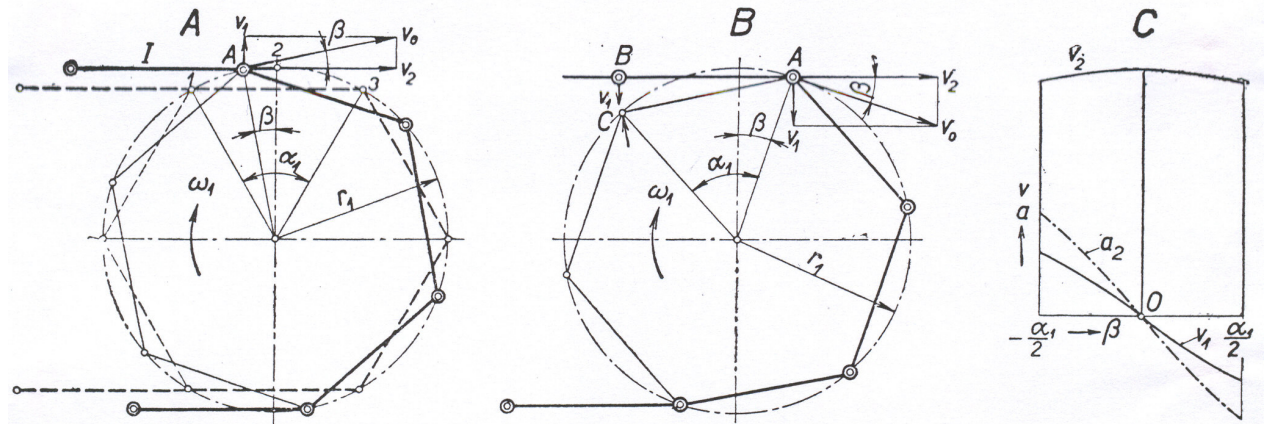


Uzavretie reťazí

U Ewartovej, čapovej a blokovej reťazi môže mať počet článkov ľubovoľné číslo; u ostatných hnacích reťazí má mať počet článkov párne číslo, inak treba použiť zvláštny doplňovací článok s vyhnutými pásmi, ktoré sú však namáhané na ohyb. Pri rozoberateľnom uzavretí niektorých hnacích reťazí (Gallova, puzdrové a valčekové) je potrebné použiť zvláštne spojovacie čapy na ktoré sa pásy zaistujú pružnými poistkami, závlačkou alebo maticou. Pri nerozoberateľnom uzavretí reťaze (len u reťaze s malým rozstupom) sa konce čapov roznitujú. Nerozoberateľne uzatvorená reťaz sa spravidla montuje tak, že sa súčasne nasadzujú obidve reťazové kolesá s opásanou reťazou. Ak je jeden hriadeľ prevodu posuvný, uzatvorí sa reťaz mimo reťazového kolesa a potom sa ne opáže a posunutím hriadeľa napne. Ak nie sú hriadele posuvné, uzatvorí sa reťaz opásaná na reťazových kolesách; pritom sa musia spájané konce reťaze priblížiť k sebe napínadlom. Všetky reťaze okrem reťaze Ewartovej a zubovej sa môžu opásaať na kolese obidvomi stranami.

KINEMATIKA REŤAZOVÉHO PREVODU

Reťaz sa navíja na reťazové koleso tak, že jednotlivé rozstupy tvoria strany pravidelného mnohoúhelníka vpísaného do rozstupovej kružnice kolesa. Preto môžeme koleso nahradiť pre vyšetovanie kinematických pomerov pri zábere reťaze s kolesom pravidelným mnohoúhelníkom s počtom strán rovným počtu zubov kolesa a dĺžkou strany rovnajúcej sa rozstupu.



Ak je n počet otáčok za min., d rozstupový priemer kolesa [mm], t rozstup reťaze [mm] a z počet zubov kolesa, stredná rýchlosť reťaze v [m/s] je:

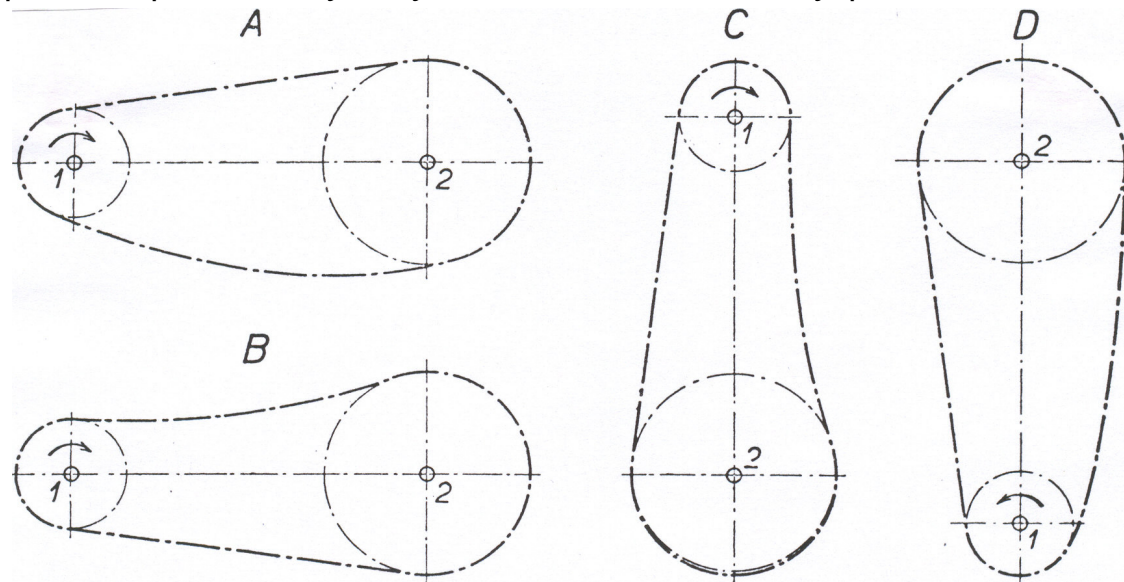
$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

Prevodový pomer reťazového prevodu sa určuje zo strednej obvodovej rýchlosti v , ktorá je u oboch reťazových kolies rovnaká. Z rovnosti $v = z_1 n_1 / 60\,000 = z_2 n_2 / 60\,000$ vyplýva $z_1 n_1 = z_2 n_2$; z toho je stredný prevodový pomer $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$

Skutočný (okamžitý) prevodový pomer, vyjadrený pomerom uhlových rýchlostí $i = \omega_1 / \omega_2$ sa periodicky mení, keďže okamžitá uhlová rýchlosť ω_2 sa vplyvom nerovnomernosti rýchlosti reťaze v_2 periodicky mení z $\omega_2 \min$ na $\omega_2 \max$. Nerovnomernosť otáčania poháňaného kolesa je závislá na počte zubov hnacieho kolesa, na prevodovom pomere a na vzdialenosti osí kolies.

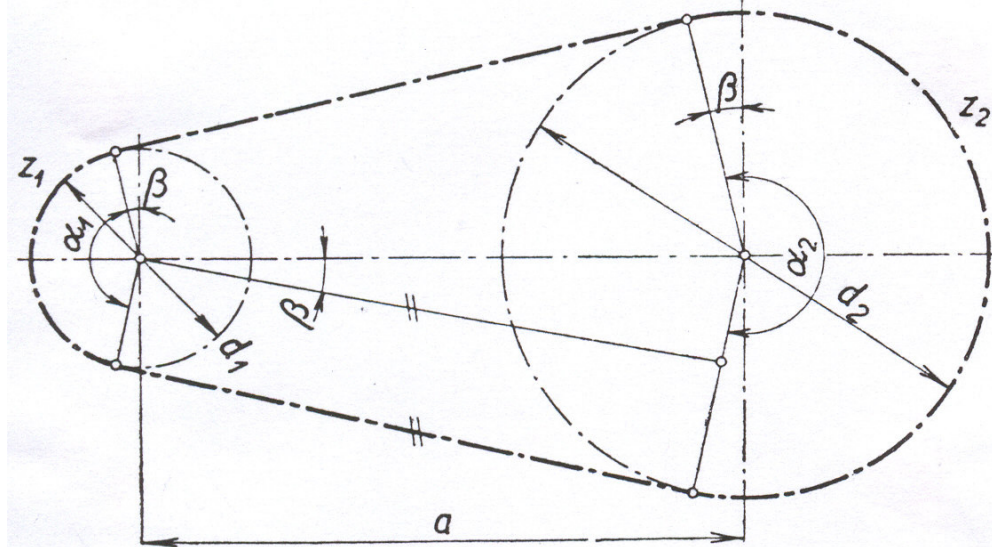
ÚPRAVA REŤAZOVÉHO PREVODU

Pri prevode s otvoreným opásaním medzi dvoma rovnobežnými hriadeľmi je najvhodnejší vodorovný prevod s hriadeľmi približne v rovnakej výške (Obr. A); zmysel otáčania hriadeľov sa volí tak, aby ťahacia vetva reťaze bola hore; prevod s ťahacou vetvou reťaze dole (Obr. B) je prípustná len pri prevodoch s posuvným hriadeľom (kde je možnosť napnúť vyťahanú reťaz posunutím hriadeľa). Šikmý prevod je menej vhodný (ťahacia vetva má byť hore), zvislý prevod (Obr. C a D) je nevyhovujúci, keďže reťaz vlastnou váhou odstáva od spodného kolesa, a preto je potrebné sa mu vyvarovať, najmä ak je vzdialenosť hriadeľov veľká a malé koleso je uložené dole. Obyčajne sa reťazový prevod používa pre ten istý zmysel otáčania; vodorovný prevod sa môže používať pre obidva zmysly otáčania.



Reťazový prevod sa obyčajne volí pre vodorovné hriadele, je možné ho tiež použiť i pre zvislé hriadele, ak nie je vzdialenosť osí príliš veľká. Reťazový prevod sa môže použiť pri pohone spomalenom aj zrýchlenom.

Vzdialenosť osí hriadeľov a má byť v medziach $a = (30 \text{ až } 60)t$. Ak si môžeme zvoliť vzdialenosť osí, potom bude najvhodnejšia vzdialenosť $a = (1,25 \text{ až } 1,5)d$, kde d je priemer rozstupovej kružnice veľkého kolesa. Pri veľkej vzdialenosti osí hriadeľov vzniká zvýšené namáhanie spôsobené vlastnou váhou reťaze a zvyšuje sa dôvod k rozkmitaniu reťaze.



Pri nárazovom pohone je výhodné si zvoliť menšiu vzdialenosť osí, aby sa zmenšilo kmitanie (hádzanie) reťaze.

Najmenšia prípustná vzdialenosť osí je : $a_{\min} > \frac{d_{H1} + d_{H2}}{2}$, kde d_{H1} a d_{H2} sú priemery hlavových kružníc kolies.

Ak má byť na malom kolese uhol opásania $\alpha \geq 120^\circ$, potom musí byť vzdialenosť osí : $a_{\min} \geq \frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{\pi}$,

kde z_2 je počet zubov väčšieho kolesa.

Prevodový pomer $i = n_1/n_2 = z_2/z_1$ nemá prekročiť hodnotu $i = 6$; pri prevode s napínacou kladkou sa môže navrhnuť $i \leq 10$. Pritom pokiaľ je to možné má byť na malom kolese nepárny počet zubov a na veľkom kolese párný počet zubov, aby sa reťaz rovnomerne opotrebovala.

Trvanlivosť reťaze a jej tichý a pravidelný chod závisí na počte zubov malého kolesa a na jeho opásaní. Preto má byť na malom kolese najmenší počet zubov u puzdrových a valčekových reťazí 19 (počet zubov závisí na rýchlosti valčekovej reťaze), u zubových reťazí 17. Počet zubov na veľkom kolese nemá prekročiť číslo 120. Uhol opásania na malom kolese α_1 nemá byť menší ako 90° , pri veľkom zaťažení 120° .

Vystretá dĺžka reťaze L sa zvyčajne udáva počtom rozstupov (článkov) m , t.j. $L = m \cdot t$. Dĺžku reťaze je možné určiť výpočtom alebo graficky.

Výpočtom : ak je a vzdialenosť osí hriadeľov, z_1 a z_2 počet zubov kolies a t rozstup, je pre jednoduché opásanie zrejmé :

$$L = 2a \cdot \cos \beta + \frac{(180^\circ - 2\beta) t \cdot z_1}{360^\circ} + \frac{(180^\circ + 2\beta) t \cdot z_2}{360^\circ}$$

ak vyjadríme uhol β v miere oblúkovej, potom po úprave bude počet rozstupov (článkov) reťaze :

$$m = \frac{L}{t} = 2 \frac{a}{t} \cos \beta + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\beta(z_2 - z_1)}{\pi}$$

Keďže pre malé uhly je :

$$\beta \approx \sin \beta = \frac{d_2 - d_1}{2a} \approx \frac{(z_2 - z_1) t}{2\pi a} \quad \text{a} \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \approx 1 - \frac{1}{2} \sin^2 \beta = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t^2}{a^2},$$

a potom po dosadení za uhol β a $\cos \beta$: $m \approx 2 \cdot \frac{a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}$

Počet článkov m je treba zaokrúhliť na celé číslo (pri niektorých reťazí na celé párne číslo); potom sa musí prispôbiť vzdialenosť osí a (posunutím jedného z hriadeľov). Skutočná vzdialenosť osí je potom z rovnice :

$$a = \frac{t}{2 \cos \beta} \left[m - \frac{z_1 + z_2}{2} - \frac{\beta(z_2 - z_1)}{\pi} \right] \quad \text{alebo z rovnice} \quad a \approx \frac{t}{4} \left[m - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(m - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$$

a po úprave : $a \approx \frac{t}{8} \left[2m - z_1 - z_2 + \sqrt{(2m - z_1 - z_2)^2 - 0,824(z_2 - z_1)^2} \right]$

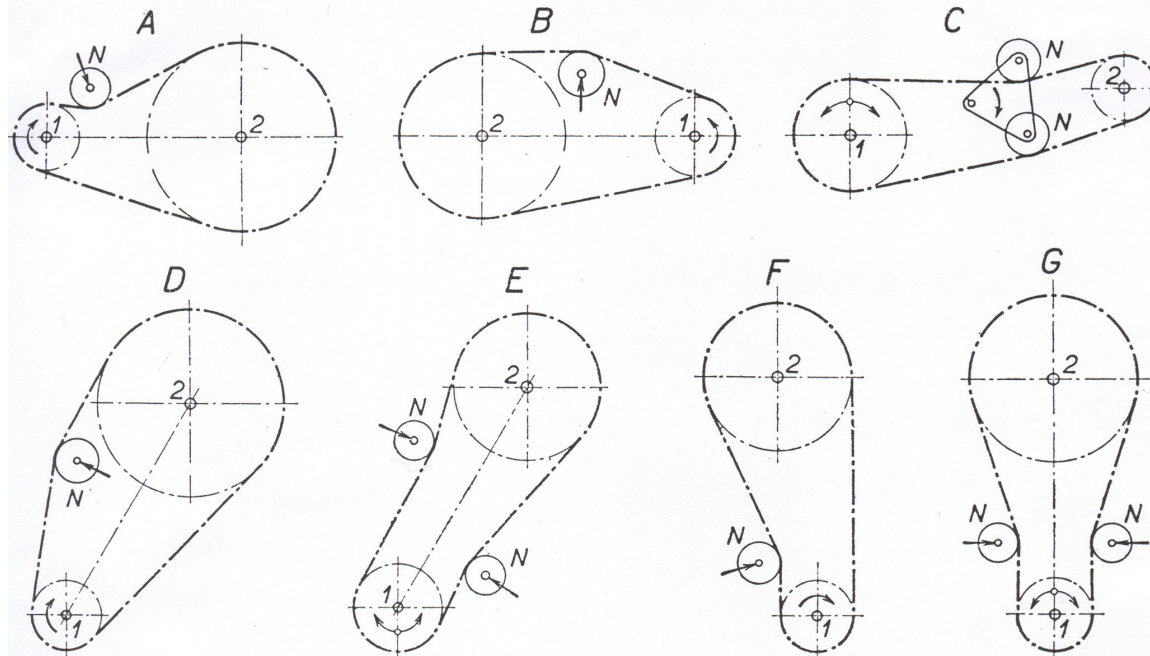
Ak vložíme do rovnice za $(2m - z_1 - z_2) = A$ a za $(z_2 - z_1) = B$ potom bude po úprave:

$$a \approx \frac{t}{8} \left[A + \sqrt{(A + 0,9B)(A - 0,9B)} \right]$$

Grafický spôsob určovania dĺžky reťaze sa používa často k predbežnému stanoveniu počtu článkov; najviac je vhodný pri zvláštnych pohonoch, u ktorých je reťaz opásaná cez niekoľko reťazových kolies a kde by bol výpočet dĺžky reťaze veľmi zložitý. Pri grafickom spôsobe riešenia sa nakreslí celý prevod schematicky v skutočnej veľkosti alebo v ľubovoľnej mierke, rozstupové kružnice sa spoja dotyčnicami (bez ohľadu na previs reťaze), odmerajú sa vzdialenosti dotyčníc a stanovujú sa dĺžky oblúkov opásaných reťazou na jednotlivých kolesách. Zo zistenej dĺžky reťaze a veľkosti rozstupov sa určí zaokrúhlený počet článkov, z čoho sa pri prevode s jednoduchým opásaním vypočíta vzdialenosť osí a z predchádzajúcich rovníc. Ak sa mení za prevádzky vzdialenosť osí, napr. tepelnou rozťažnosťou rámu stroja, musí sa vzdialenosť a pri montáži primerane upraviť.

Ak sa to zariadi tak, že jeden hriadeľ je posuvný, nastaví sa presná vzdialenosť osí pri montáži podľa skutočnej dĺžky reťaze. Keďže sa reťaz časom opotrebuje a predĺži, je potrebné s tým počítať pri voľbe celkového posuvu ložiska posuvného hriadeľa; obyčajne sa veľkosť posuvu volí $\Delta a = 1,5t$. Ak je predĺženie reťaze väčšie, reťaz sa skrúti vybratím jedného alebo dvoch článkov. Pri vodorovnom pohone k dobrému napnutiu reťaze celkom postačí vlastná váha reťaze; správne napnutá reťaz má previs najmenej 1 % a (pri prevode s malou vzdialenosťou a) až 2 % a (pri prevode s veľkou vzdialenosťou a).

Ak to nie je možné, aby bol jeden hriadeľ posuvný, je potrebné reťaz napnúť napínacou kladkou.



VÝPOČET REŤAZE

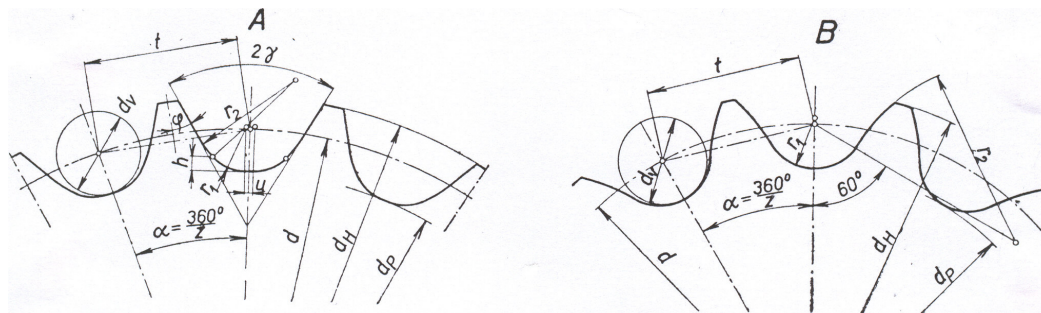
Reťaze sú normalizované a vyrábajú sa hromadne v určitých rozmeroch. Základným (menovitým) rozmerom reťaze je jej rozstup t , t.j. vzdialenosť osí susedným čapov (kĺbov). U valčekových a zubových reťazí, ktoré sú medzinárodne normalizované, sú veľkosti rozstupov stupňované v anglických palcoch alebo v mm, u ostatných reťazí v mm. V tabuľkách reťazí sú potom uvedené ďalšie rozmery a iné údaje príslušné určitému rozstupu, ktoré sú dôležité pre navrhovanie reťazového prevodu; napr. priemer čapu, puzdra alebo valčeka, vnútorná a vonkajšia šírka reťaze, váha 1 m reťaze, pevnosť reťaze, veľkosť stykovej plochy v kĺbe a iné.

Preto sa pri návrhu reťazového prevodu postupuje tak, že sa najskôr zvolí podľa prevádzkových podmienok vhodný druh reťaze, potom sa predbežne určí odhadom rozstup reťaze a prevedie sa kontrolný výpočet merného tlaku v kĺbe reťaze a súčinitele bezpečnosti proti pretrhnutiu. Veľkosť rozstupu sa predbežne určí buď podľa požadovanej pevnosti reťaze, vypočítanej z prenášaného ťahu a zvolenej bezpečnosti, alebo podľa rýchlosti reťaze (čím je rýchlosť väčšia, tým menší rozstup je potrebné zvoliť). Keďže sa reťaze s veľkým rozstupom rýchlejšie opotrebovávajú a sú viac hlučné, radšej sa volí pre väčšiu rýchlosť namiesto jednoduchej reťaze s veľkým rozstupom dvojité alebo trojitá reťaz (poprípade dve alebo tri paralelné reťaze) s menším rozstupom.

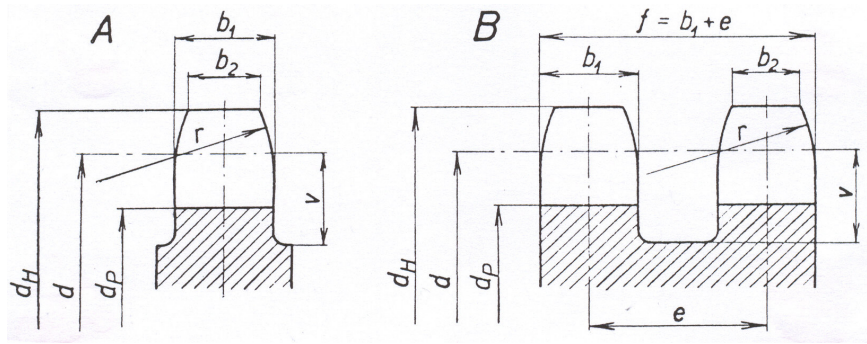
KONŠTRUKCIA REŤAZOVÝCH KOLIES

Obvodová sila a pohyb sa prenášajú ozubením na obvode reťazových kolies z kolesa na reťaz a naopak. Toto ozubenie zaberá pri kĺbových reťaziach s čapmi, puzdrami alebo valčekmi, pri zubových reťaziach s pásmi; pri zvaraných reťaziach má veniec kolesa namiesto ozubenia lôžka (vybratia), do ktorých zapadajú články reťaze. Tým sa dosahuje viazaného pohybu reťazových kolies.

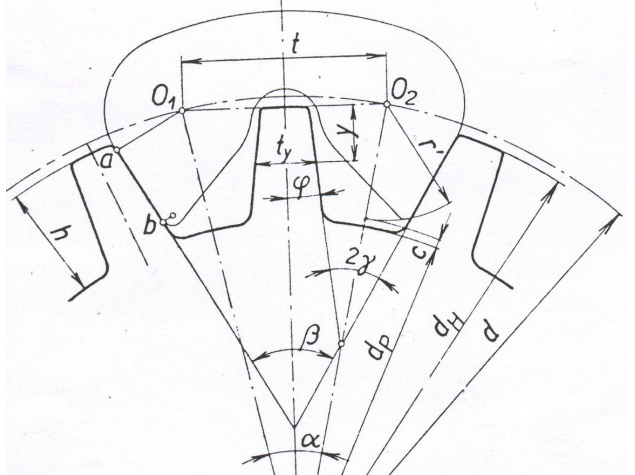
Pri kolesách pre kĺbové reťaze sa profil zubného boku a tvar zubnej medzery navrhujú tak, aby umožňovali správny záber reťaze, t.j., aby sa valčeky (puzdra) reťaze pri zábere opierali len o pätu zuba a aby hlava zuba neprichádzala vôbec do styku s valčekmi (puzdrami). Zuby sú symetrické, aby prevod mohol bežať v oboch smeroch. Profil zuba je spravidla vytvorený z kruhových oblúkov a úsečiek popr. z iných kriviek (napr. evolventy), a závisí na spôsobe výroby zubov (deliacim spôsobom tvarovou frézou alebo odvaľovacím spôsobom).



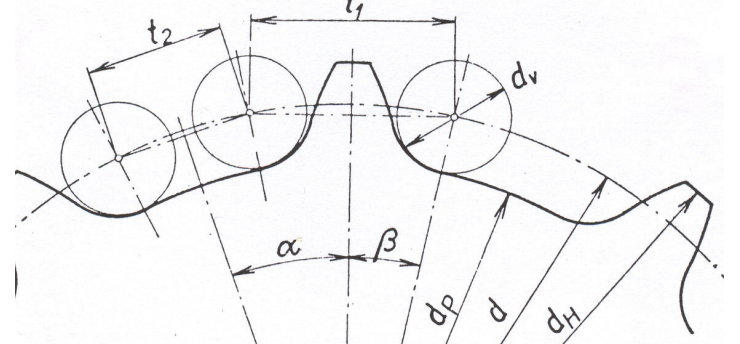
Prierezy venca reťazových kolies



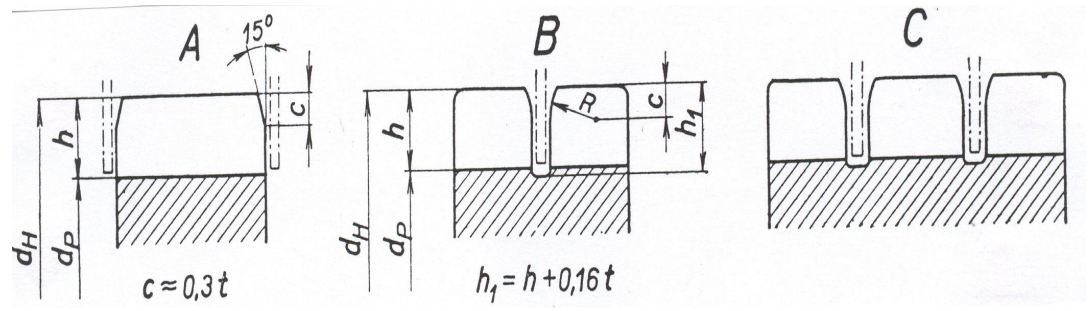
Ozubenie reťazového kolesa pre zubovú reťaz



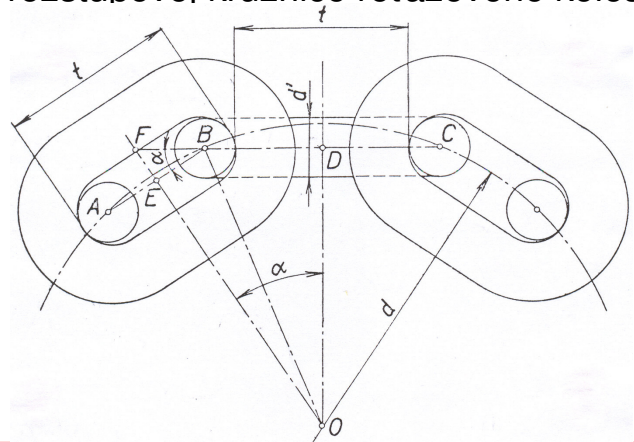
Ozubenie reťazového kolesa pre blokovú valčekovú reťaz



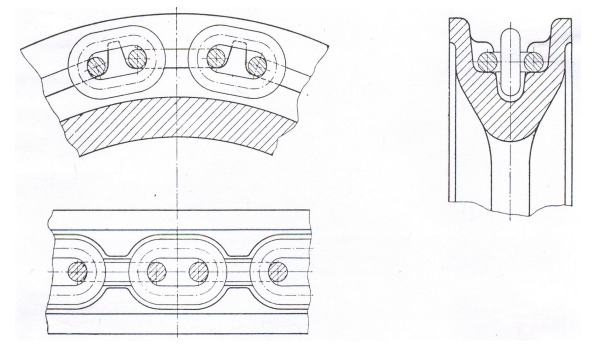
Prierezy venca reťazovoho kolesa pre zubovu reťaz



Zistenie priemeru rozstupovej kružnice reťazového kolesa pre zvaranú reťaz



Tvar lôžok pre zvarovanú reťaz



Materiál reťazových kolies

Kolesá s malým počtom zubov sa spravidla vyrábajú z uhlíkových ocelí 11 501 a 11 601, popr. z ušľachtilých ocelí uhlíkových 12 010 a 12 020

Kolesá, ktorých zuby majú mať veľkú trvanlivosť sa vyrábajú z ušľachtilých ocelí k cementovaniu, a to uhlíkové 12 023 alebo zliatinové 14 220, 16 121 a ich zuby sa povrchovo kalia.

Kolesá s väčším počtom zubov (cez 30) sa kujú z uhlíkovej ocele 11 601

Veľké kolesá sa tiež odlievajú z ocele na odliatky 42 2651 alebo 42 2720, kolesá menej namáhané zo šedej liatiny 42 2418, 42 2421 alebo 42 2442.

Často býva koleso z dvojakého materiálu: ozubený kotúč alebo len veniec je z ušľachtilej ocele, naopak náboj, popr. spojovacia doska (ramená) sú z bežnej uhlíkovej ocele alebo zo šedej liatiny; ozubený kotúč je spojený s nábojom skrutkami, ozubený veniec je na koleso nalisovaný alebo s nim zvarovaný. Napínacie kolesá môžu byť z plastickej hmoty.

TRECIE PREVODY

Trecie prevody sa skladajú z dvoch kolies – hnacieho a hnaného, ktoré sú pracovnými povrchmi k sebe pritláčané natoľko, že trecia sila v tomto styku je prinajmenšom rovnaká, ako prenášaná obvodová sila. Používajú sa na prenášanie menších výkonov na malé osové vzdialenosti.

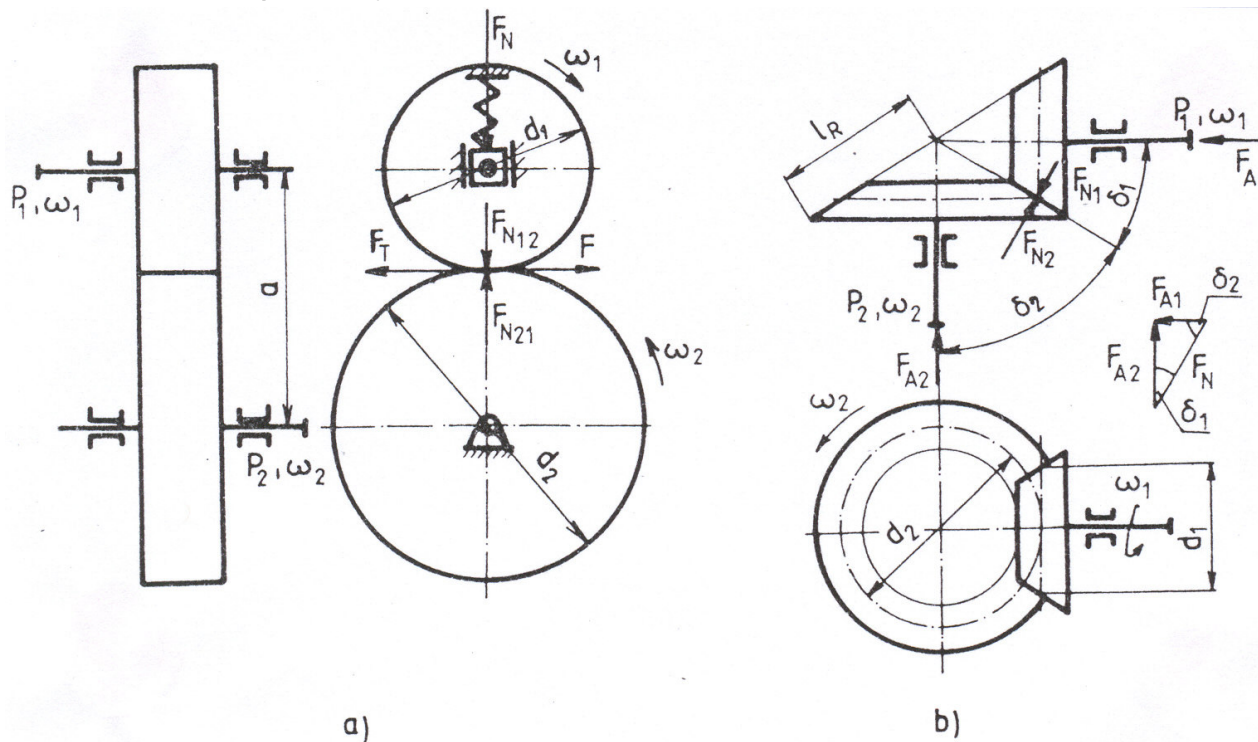
Výhody trecích prevodov sú: jednoduchá konštrukcia, súkolesie pracuje bezhlučne, možnosť zmeny prevodového pomeru a u niektorých konštrukčných úprav aj možnosť reverzácie, pri preťažení prevod preklzáva, čiže pôsobí ako zabezpečovacia trecia spojka.

Nevýhody trecích prevodov sú: meniaci sa prevodový pomer, všeobecne potreba veľkej prítlačnej sily, ktorá spôsobuje značné namáhanie hriadeľov a ložísk, nerovnomerný chod spôsobený nepravidelným opotrebením obvodu trecích kolies.

TRECIE PREVODY SO STÁLYM PREVODOVÝM POMEROM

Tieto prevody podľa vzájomnej polohy osí sa delia:

- čelné trecie prevody – hriadele sú rovnobežné
- kužeľové trecie prevody – hriadele sú rôznobežné



Prevodový pomer trecieho prevodu pri zohľadnení vplyvu pružného preklzu môžeme vyjadriť takto:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 \psi} = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{1 - \vartheta}$$

kde ψ - súčiniteľ pružného preklzu ($\psi = 0,95$ až $0,98$)

ϑ - merný preklz ($0,02 \div 0,09$),

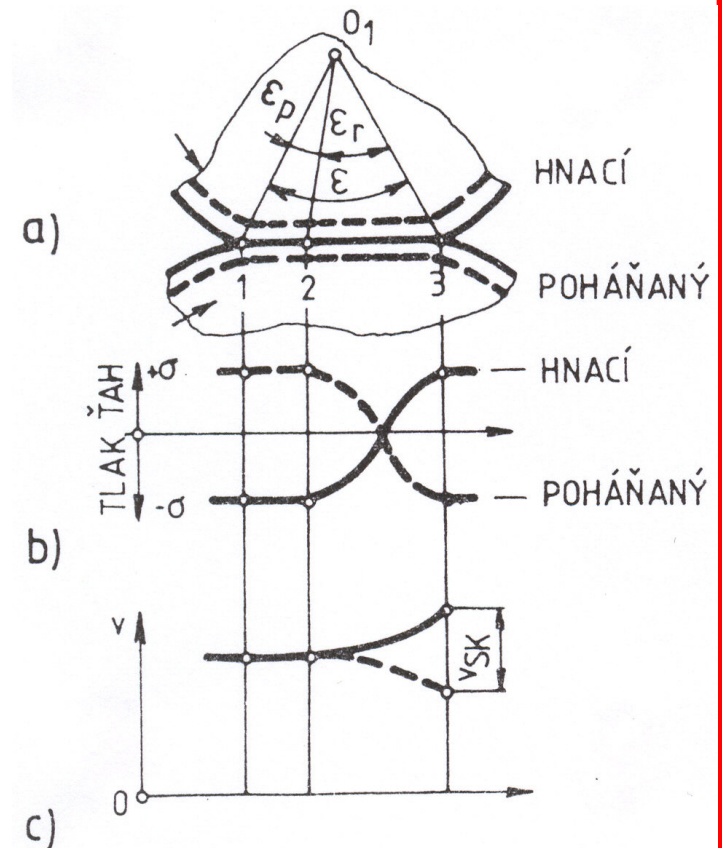
$$\vartheta = \frac{v_1 - v_2}{v_1} ; 1 - \vartheta = \frac{r_2 \cdot \omega_2}{r_1 \cdot \omega_1} = \frac{v_2}{v_1}$$

Preklz v trecích prevodoch je nepriaznivým javom, nakoľko v mieste styku kolies spôsobuje, že obvodová rýchlosť hnacieho kola je vždy väčšia ako obvodová rýchlosť hnaného kola. Tento jav vyvoláva energetické straty, vývin tepla a zahrievanie mechanizmu a vyvoláva opotrebenie pracovných plôch.

Rozlišujú sa tri druhy preklzu: *preklz*, *pružný preklz* a *geometrický preklz*.

K preklzu dochádza, ak je trecia sila menšia ako sila obvodová $F_T < F_o$. Pri preklzovaní hnaný člen zaostáva a môže sa i zastaviť.

Pružný preklz je sprievodným javom všetkých trecích prevodov. Pri prenose krútiaceho momentu dvojicou trecích kolies prichádzajú časti povrchu hnacieho kola k bodu dotyku 1 v tangenciálnom smere pružne stlačené (Obr. a) a v bode 3 vychádzajú z miesta dotyku v tangenciálnom smere pružne rozťahnuté. Časti povrchu poháňaného kola sú deformované opačne; k bodu 1 prichádzajú rozťahnuté a vychádzajú v bode 3 stlačené. Na Obr. a je stlačená časť obvodu kolies vyznačená krátkymi a rozťahnutá dlhými čiarkami. Zmena znamienka deformácie povrchu v tangenciálnom smere nastáva až za bodom dotyku 2, (pozri Obr. b), kde je trecia sila menšia ako obvodová. V časti 1-2 (uhol ϵ_p) – nenastáva pružné preklzovanie; v časti 2-3 (uhol ϵ_r) – nastáva pružné preklzovanie. Kladná deformácia povrchu hnacieho kola a záporná deformácia povrchu hnaného kola spôsobuje vznik pružného preklzovania relatívnou rýchlosťou vsk. V bode 3 dosahuje rýchlosť preklzovania vsk maximálnu hodnotu (Obr. c). Pružné preklzovanie bude tým väčšie, čím väčší je uhol ϵ_p v medziach uhlu dotyku ϵ .



Geometrický preklz vzniká vtedy, keď stýkajúce sa povrchy nemajú rovnakú rýchlosť odvaľovania, napríklad u líčneho variátora, u ktorého sa prevodový pomer mení posúvaním hnacieho kolesa 1 v smere osi, čím sa mení polomer hnaného kolesa z $d_{v2 \max}$ na $d_{v2 \min}$.

Pri nastavenom prevodovom pomere, t.j. pre jednoznačne určenú vzájomnú polohu kolies 1 a 2 koleso 1 sa dotýka kolesa 2 v úsečke $AC = b$. Obvodová rýchlosť kolesa 2 v bode A je v_A a v bode C je v_C . Pritom stále platí, že $v_C > v_A$. Na kolese 1 je po celej dĺžke styku rovnaký polomer a teda aj rovnaká obvodová rýchlosť, ktorá bude rovná strednej rýchlosti :

$$v_B = \frac{v_A + v_C}{2}$$

To znamená, že v bode A koleso 1 bude predbiehať koleso 2 a v bode C bude zaostávať. Tým vzniká v tretej oblasti preklz, ktorý sa nazýva geometrickým preklzom. K čistému odvaľovaniu bude dochádzať v bode B, v ktorom obvodové rýchlosti oboch kolies sú rovnaké.

Geometrický preklz sa dá značne znížiť bodovým kontaktom napr. tak, že sa priamková ploška hnacieho kotúča zaoblí. Teoretický bezsilový bodový dotyk sa však aj v tomto prípade pri zaťažení zmení na eliptickú plošku, pri ktorej sa podľa jej rozmerov opäť objaví geometrický preklz. Pôsobením normálovej prítlačnej sily F_N v mieste dotyku vzniká obvodová trecia sila $F_T = F_N \cdot f$, kde f je koeficient trenia.

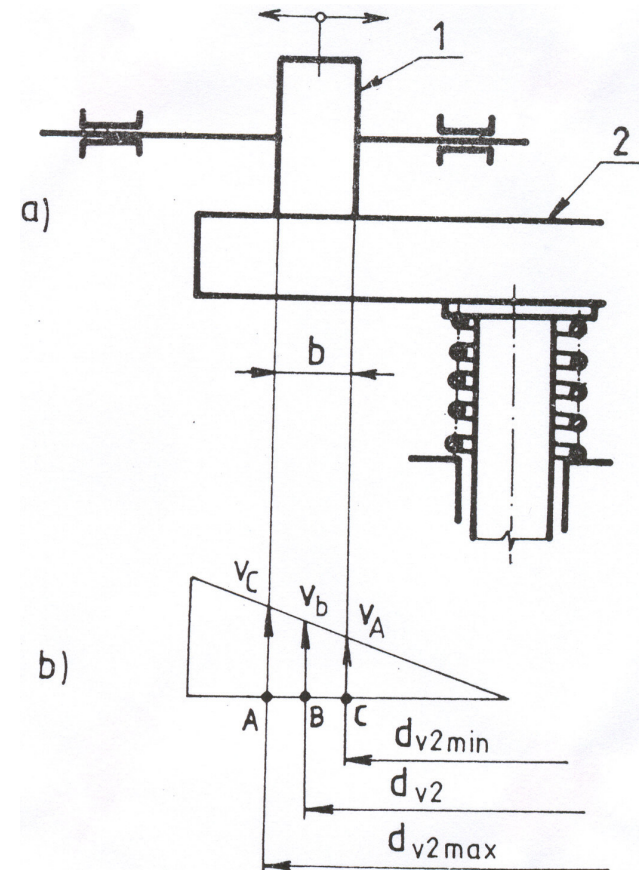
Z podmienky, aby trecia sila F_T v mieste styku bola väčšia ako prenášaná obvodová sila F_o

$$F_T > F_o = \frac{2 M k_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 P_1 [kW]}{d_1 \cdot \omega_1} \quad , \quad F_T = k_B \cdot F_o$$

možno určiť potrebnú veľkosť normálovej sily F_N , ktorou sa musí koleso pritláčať

$$F_T = k_B F_o = F_N \cdot f \quad ; \quad F_N = \frac{k_B \cdot F_o}{f}$$

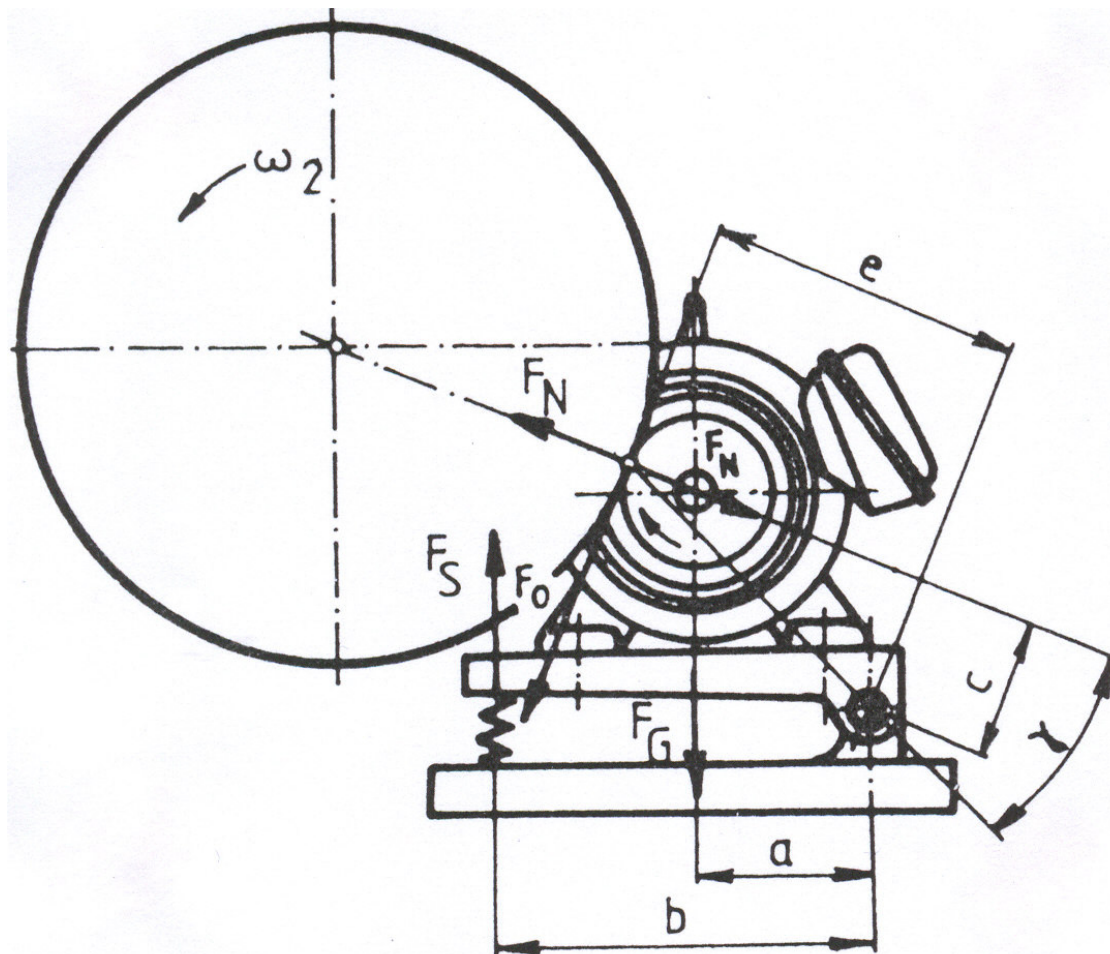
kde : k_B - súčiniteľ bezpečnosti proti preklzávaniu (volí sa $k = 1,25$ až 3)
 f - súčiniteľ trenia medzi trecími kolesami



Potrebná normálová sila F_N sa u prevodov s valcovými kolesami dosiahne vyvodením konštantnej sily $F_Q = F_{N12} = F_{N21}$ pomocou pružiny, skrutky a pod. Výhodnejšie je zabezpečiť, aby sa normálová sila F_N menila automaticky podľa hodnoty prenášanej obvodovej sily. Schéma trecieho prevodu a takýmto vymedzením normálovej sily F_N umiestnením elektromotora na výkyvnej doske je na Obr.

Automatické prispôsobovanie prítláčnej sily F_N veľkosti prenášanej obvodovej sile F_o bude zabezpečené vtedy, ak bude platiť $\text{tg } \gamma \geq f$.

Pretože pri vyvodzovaní normálových síl dochádza k veľkému zaťaženiu ložísk, je účinnosť trecieho prevodu nižšia ako u iných prevodov ($\eta = 0,9 \div 0,96$).



Prenášaný krútiaci moment, resp. hodnotu súčiniteľa trenia f môžeme zvýšiť použitím lichobežníkových žliabkov na povrchu kolies.

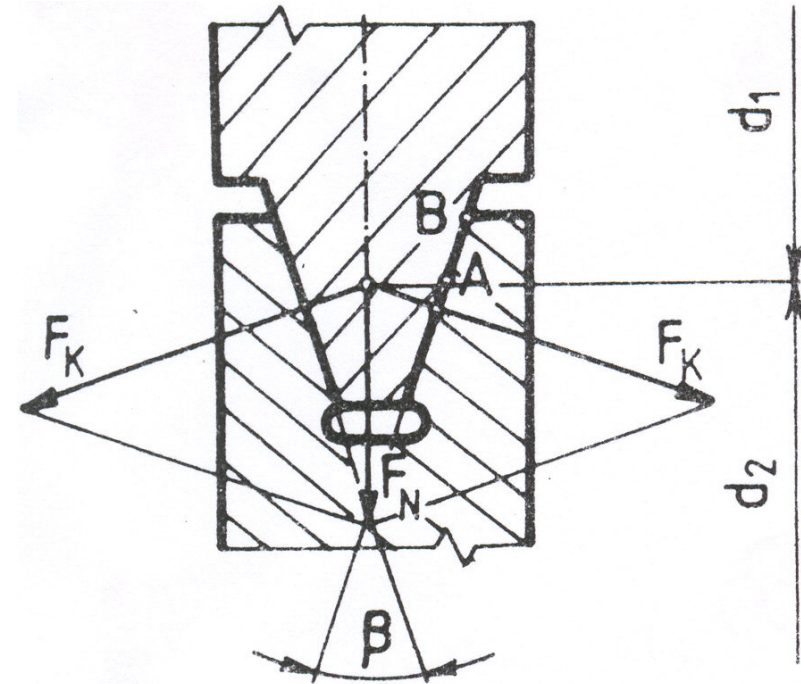
Z rovnováhy síl v klinovom žliabku vyplýva, že:

$$F_k = \frac{F_N}{2 \cdot \sin(\beta/2)}$$

Prítlačná sila F_k vyvodí v klinovom žliabku trenie :

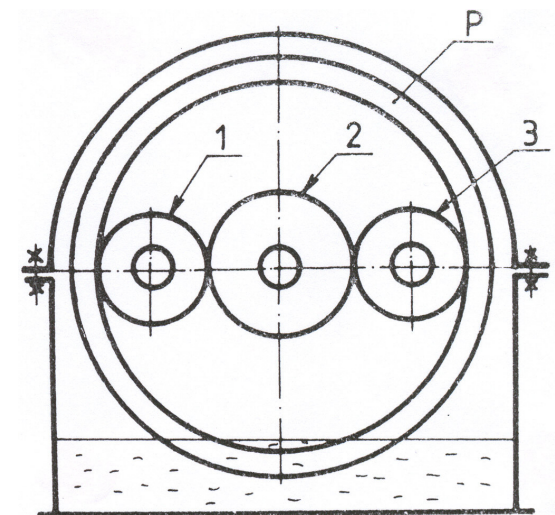
$$F_T = 2 F_k \cdot f = F_N \cdot \frac{f}{\sin(\beta/2)} = F_N \cdot f_k$$

kde $f_k = \frac{f}{\sin(\beta/2)}$ je súčiniteľ trenia v klinovom žliabku.



Pre uhol žliabku $\beta = 30^\circ$ je f_k 3,86 f . To znamená, že prítlačnú silu možno zmenšiť približne 3,7 – krát. Nevýhodou tejto úpravy je skutočnosť, že rovnaké obvodové rýchlosti žliabkov a výstupkov sú len na stredných priemeroch d_1 a d_2 (bod A). V ostatných miestach dotyku klinových povrchov vzniká preklzavanie relatívnou rýchlosťou v_{sk} , opotrebovanie a zahrievanie.

Výhodné sú zvláštne úpravy trecích prevodov, u ktorých sa odstraňuje zaťaženie ložísk prítlačnou silou. Na Obr. je schéma odľahčeného Garrardovho trecieho prevodu. Skladá sa z troch kolies (1, 2, 3), z ktorých ľubovoľne môže byť hnacím a hnaným. Na kolese je s malým presahom nasadený prstenec P. Funkčné povrchy kolies a prstenca sú povrchovo kalené. Prevod je uložený v uzavretej skrini v olejovom kúpeli. Normálové sily sa vyrušia a ložiská nie sú zaťažené. Účinnosť prevodu je vysoká (η 0,98). Prenášaný výkon je až 100 kW, jednoduchý prevod možno použiť do $i = 15$, dvojité až do $i = 100$.



Materiál a konštrukcia trecích kolies

Trecie kolesá sa vyrábajú:

- z tvrdých materiálov – kovov
- sivej liatiny (42 2418, 42 2424, resp. 42 2442)
- ocelí (11 500, 11 600, 11 700), pracovné plochy sa môžu kaliť, alebo ináč upravovať (cementovať a pod.)
- z ocelí na odliatky (42 2641, 42 2651)
- z hliníkových zliatin (menšie kolesá) (42 4357)
- zo zlievárenského bronzu (42 3120, 42 3123)

Pracovné plochy kolies z liatiny, resp. ocele sa obkladajú mäkkým materiálom, kožou, korkom, gumou alebo plastickými hmotami (novoduro, polyamidom a pod.).

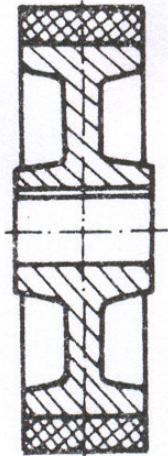
Kovové kolesá je treba (vzhľadom na menší súčiniteľ trenia) viacej na seba pritláčať. Trecie prevody hlavne u ocelových kolies a pri trvalej prevádzke je treba mazať, aby sa pri preklzovaní nezadierali.

Trecie kolesá s obložením z mäkkého materiálu vyžadujú menšie prítlačné sily. Kolesá sa však rýchlejšie opotrebovávajú a majú nižšiu účinnosť. Nehodia sa pre väčšie výkony a tiež pre trvalo pulzujúce prevody. Často sa volí kombinácia. Jedno koleso – obyčajne hnacie – je obložené mäkkším materiálom, hnané je bez obloženia (celokovové).

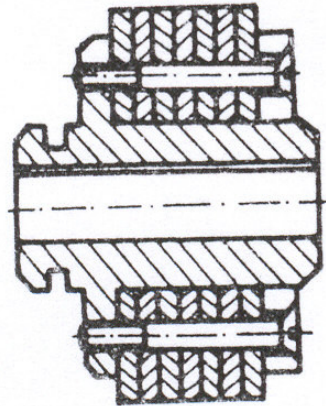
Kovové kolesá sú obyčajne celé zhotovené z toho istého materiálu. Pri použití mäkkších materiálov má liatinové alebo ocelové koleso obloženie, ktoré je pripevnené skrutkami, prípadne prilepením; gumové obloženie býva navulkanizované a pod.

Na styk kolies má vplyv aj ohybová deformácia hriadeľov, preto sa hriadele u trecích prevodov navrhujú hlavne z hľadiska ohybovej tuhosti.

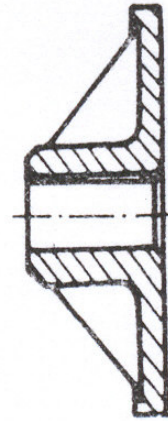
Niektoré konstrukčné riešenia trecích kolies: valcové s obložením (Obr. a), obloženie z vrstveneí kože (Obr. b), čelné bez obloženia (Obr. c), čelné s obložením (Obr. d), kuželové bez obloženia (Obr. e) a kuželové s obložením (Obr. f a g)



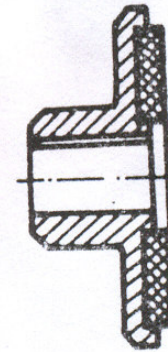
a)



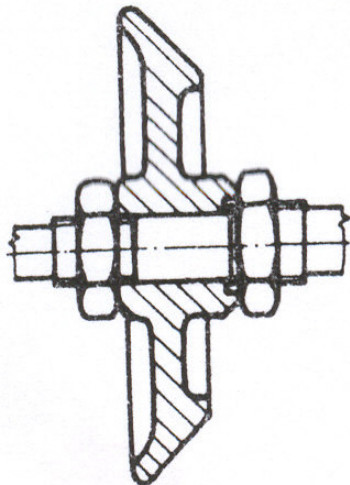
b)



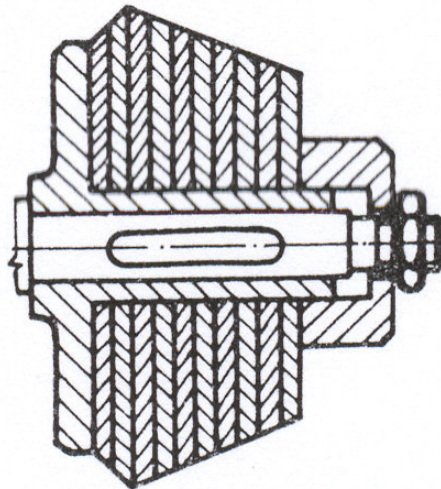
c)



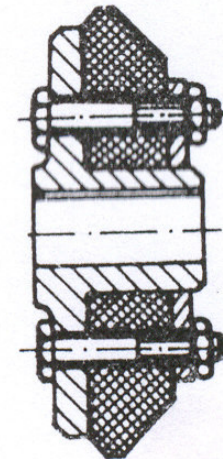
d)



e)



f)



g)

TRECIE PREVODY S PREMENLIVÝM PREVODOVÝM POMEROM

Trecie prevody v technickej praxi najväčšie uplatnenie dosahujú ako prevody s plynulo premenlivým prevodovým pomerom, tzv. **variátory**. Konštrukčné riešenie variátorov je veľmi rôznorodé. Najčastejšie sa používajú variátory s rovnobežnými hriadeľmi, zhotovujú sa tiež s **rôznobežnými** alebo **súosovými hriadeľmi**.

Schémy variátorov s rovnobežnými osami

Obr. a je uvedená schéma remeňového, resp. reťazového variátora a na Obr. b je uvedená schéma s dvoma rovnakými kuželmi 1 a 2. Otáčavý pohyb a obvodová sila z hnacieho člena na hnaný sa prenáša u variátorov remeňových (reťazových) pomocou klinového remeňa 3 (variátorovej reťaze) a u kuželového bubnového variátora pomocou posuvnej kladky 3, resp. pomocou prstenca 3', ktorý je na Obr. b vyznačený čiarkovane. Na Obr. b sú znázornené priebehy uhlových rýchlostí hnaného hriadeľa a obvodovej sily v závislosti na polohe presuvného kola a regulačnom rozsahu R variátora. Pri remeňových, resp. reťazových variátoroch sa z výrobných dôvodov volia rozmery kotúčov remeníc rovnaké.

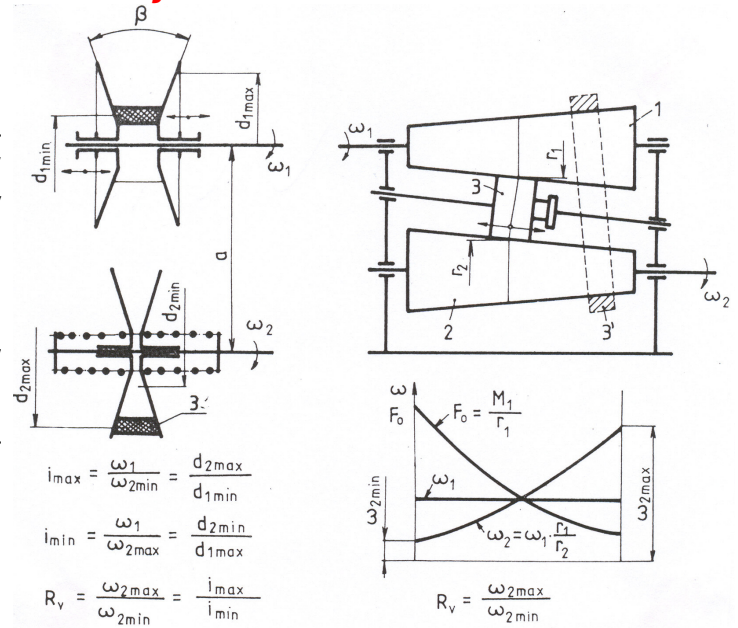
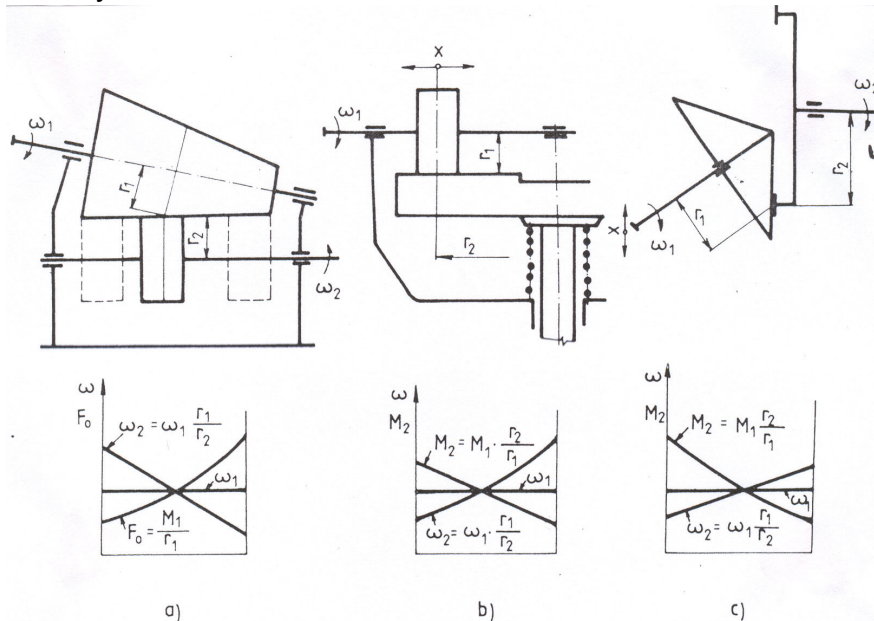
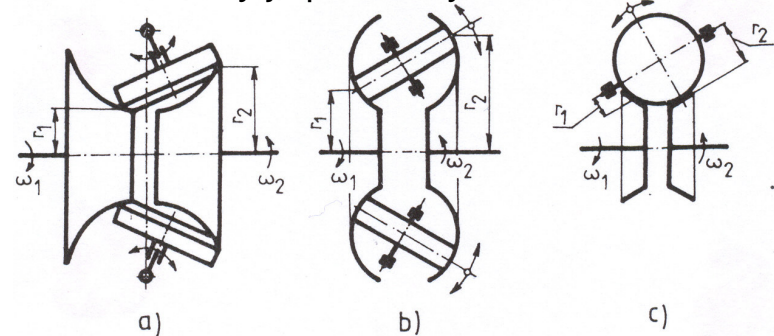


Schéma trecieho variátora s kuželovým hnacím kotúčom a hnaným valcovým axiálne posuvným kotúčom je na Obr. a, schéma líčneho variátora je na Obr. b a na Obr. c je schéma variátora s kuželovým hnacím kotúčom, ktorý je prtláčaný na tanierové koleso.



Schémy rôznych princípov trecích súosových variátorov.