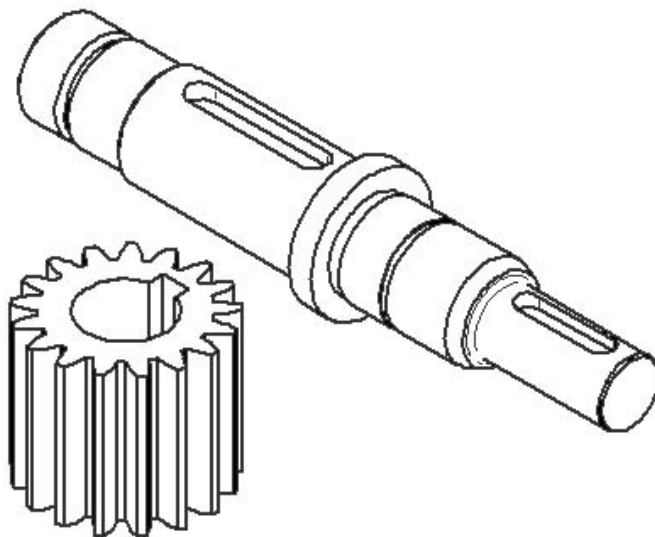




STAVBA A PROVOZ STROJŮ

Maturitní okruhy

© Martin Kantor, Milan Benda
2003

část 2.

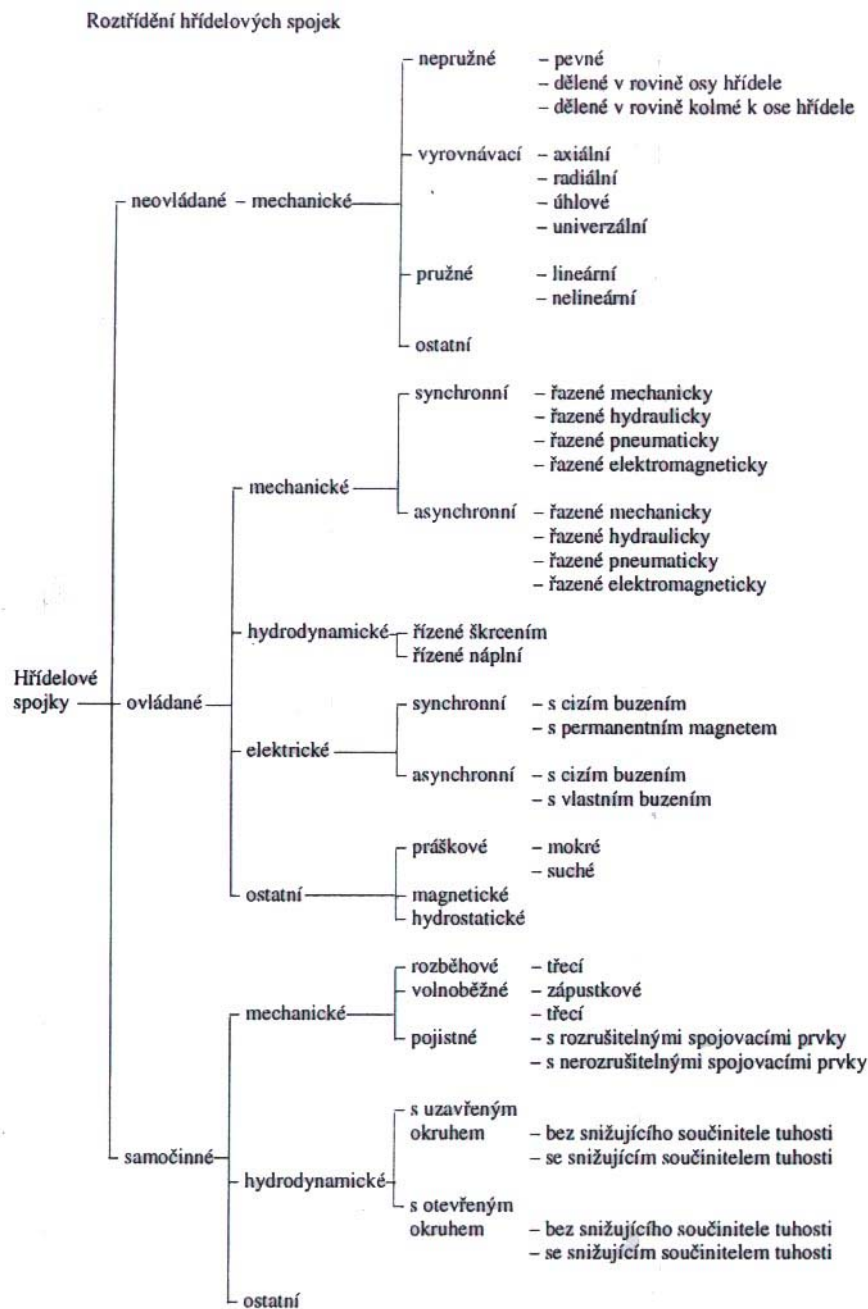
II. Převody a mechanismy

14. Hřídelové spojky

Charakteristika a účel:

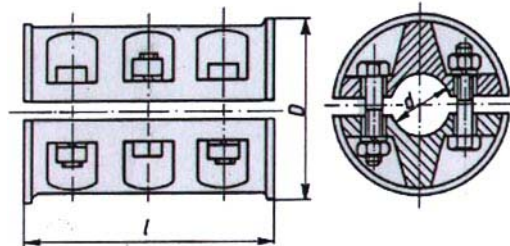
Přenáší krouticí moment mezi hnacím a hnaným strojem. K dalším funkcím patří ochrana před přetížením, tlumení rázů, umožňuje montážní nepřesnosti a tepelné roztažnosti hřídelí, plynulý rozběh zařízení.

Rozdělení spojek:



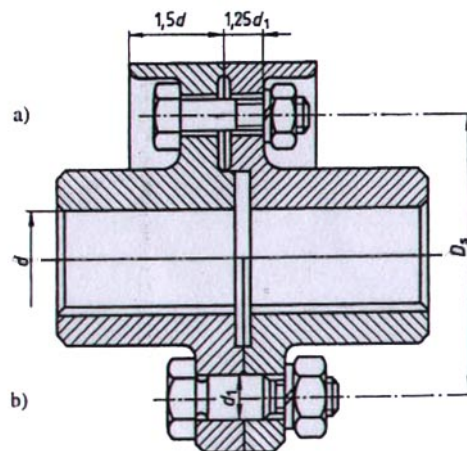
Spojky mechanicky neovládané:

Nepružné spojky: - spojka dělená v rovině osy hřídele (korýtková spojka) – spojení hřídele se spojkou je silovým stykem točivý moment se přenáší třením. Snadná montáž bez posuvu hřídelí.



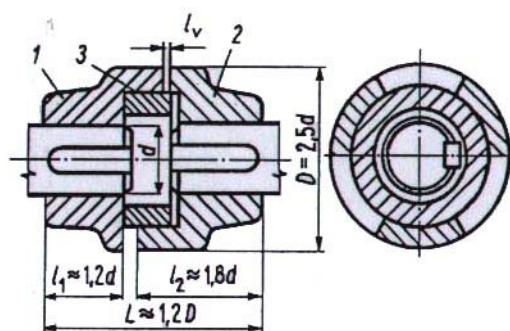
Korýtková spojka
 $D = (2,5 \text{ až } 3) d$,
 $l = (3,5 \text{ až } 4) d$
 Obě poloviny jsou
 na hřídelích spojeny
 4 až 8 šrouby. Pero je jen
 v jedné polovině spojky.
 Oba konce hřídelů musí
 mít stejný průměr.

- spojka dělená v rovině kolmé k ose hřídele (přírubová nebo kotoučová spojka) – točivý moment je přenášen silovým stykem. Hodí se k přenášení velkých výkonů, umožňuje spojení hřídelí různých $\varnothing$.



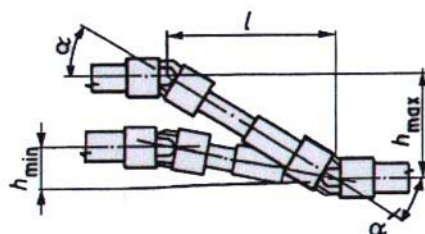
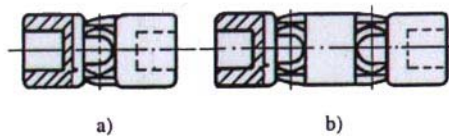
Kotoučová spojka - $D_k = 2,6 d$
 a) spojení volnými šrouby,
 b) spojení lícovanými šrouby
 Dva kotouče nasazené na
 konce hřídelů jsou spojeny
 šrouby. Oba kotouče jsou
 pojištěny perem, klínem nebo
 tlakovým spojem. Středění
 kotoučů je pomocí nákržku
 a výkružku nebo dvoudílnou
 vložkou. Lícované šrouby se
 používají pro spojení při
 rázovém M_k .

Vyrovňovací spojky – axiální ozubcová spojka - má ze stejné hnací a hnané části s několika spolu zabírajícími zuby. Umožňuje dilataci hřídelí, je náročná na přesnou výrobu a montáž



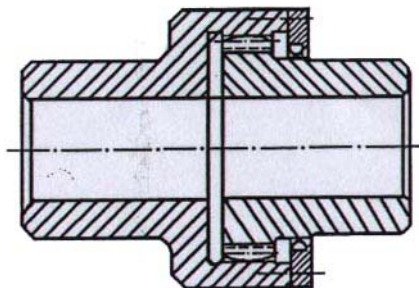
Axiální ozubcová
 spojka
 Dvě stejné poloviny
 1 a 2 mají na čelní ploše
 lichý počet zubů
 (3 nebo 5). Středění
 polovin lícovanou
 středící vložkou 3.
 Oba konce křídelů musí
 mít stejný průměr.

- *čepová kloubová spojka* – spojení různoběžných hřídelí s úhlem vychýlení až 45° . Používá se u obráběcích strojů, jeřábů.



Kloubová čepová spojka
Vyrábí se ve dvou provedeních: jednoduchá a dvojitá. Podle tvaru kloubu mohou být ještě křížové nebo kulové spojky. Spojovací hřídel má být pro vysoké otáčky lehký (dutý) kvůli účinkům setrvačných sil. Spojení s dvěma klouby je na obr. b).

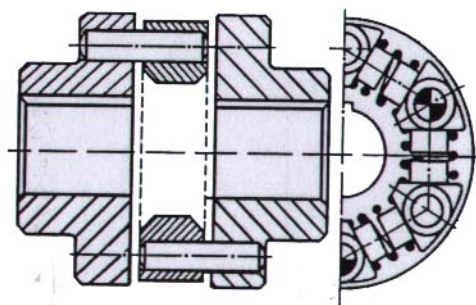
- *univerzální zubová spojka* – umožňuje úhlové vychylky a osový posuv. Používá se tam kde není zaručená souosost hřídelí.



Zubová spojka
Vyrábí se pro malé M_t z plastů, pro střední a velké M_t je ocelová litá nebo kovaná. Vnitřní ozubení objímek je přímé, vnější ozubení na kulové ploše náboje bývá podélně soudečkově modifikované.

Pružné spojky - Spojovacím členem je jeden nebo více pružných článků, které jsou z oceli, pryže nebo plastu. Tlumí rázy tím, že částečně pohlcují energii rázů pružné články a mění ji v tepelnou a deformační energii.

- *spojky s kovovými členy* – členy mohou být šroubovitě, tvarové nebo listové pružiny, jehly nebo vlnovkové membrány.



Pružná spojka
se šroubovitými pružinami
Mezi hnací a hnaný kotouč spojky jsou po obvodě uloženy šroubovitě válcované pružiny s předpětím. Nemají obvodovou vůli. Z konstrukce vyplývá, že kterýkoli z kotoučů může být hnací nebo hnaný.

- *spojky s nekovovými členy* – členy mohou být pryž, kůže a plasty ve tvaru čepů, pouzder, hranolů, obručí a kotoučů. Mají tichý chod.

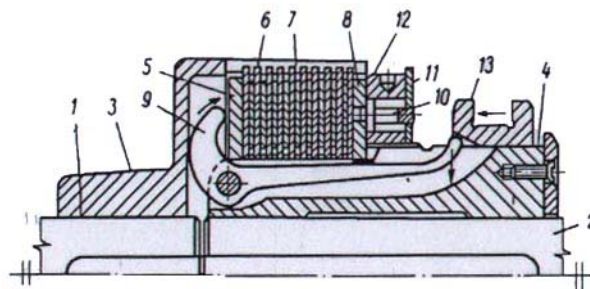
Spojky mechanicky ovládané:

Výsuvné spojky – Umožňují spojení a rozpojení hnacího a hnaného hřídele v klidu nebo za chodu.

- Řazeny mechanicky, elektromagneticky, pneumaticky, hydraulicky

- *zubové spojky* – zasouvají se za klidu (obráběcí stoje)
- *kuželová spojka* – pro malé M_k

- *kotoučová spojka* – zajišťuje plynulý rozběh hřídele (auta)
- *lamelová spojka* – spoj se silovým stykem, malé rozměry, velké M_k ;
spojka s ocelovými lamelami pracuje v olejové lázni; suché spojky mají lamely s obložení



Lamelová spojka řazená mechanicky
Hnací část: 1 - hnací hřídel, 3 - vnější těleso spojky, 6 - vnější lamely;
hnaná část: 2 - hnací hřídel, 4 - vnitřní těleso spojky, 7 - vnitřní lamely.
Vnitřní i vnější lamely jsou vystřídáné a jsou stlačeny zadním kroužkem 5 k přednímu
přítlačnému kroužku 8, který je nastavitelný maticí 12. V matici je pojistka 10 s pružinou
a páčka pojistky 11. Tři přítlačné páky 9 jsou ovládané posuvnou objímkou 13.

Hydrodynamické spojky

Elektrické spojky - Mechanické části se nestýkají, vazbu mezi nimi zajišťuje magnetické pole.

- *asynchronní el. spojka* – slouží jako rozběhová nebo pojistná
- *synchronní el. spojka* – slouží jako pojistná nebo k regulaci otáček

Ostatní spojky – práškové spojky

Výpočet:

Kotoučová spojka nepružná

Při přenosu momentu třením mezi kotouči musí být třecí moment M_t vyvozený třecí silou F_t větší než výpočtový moment M_v .

$$M_t > M_v$$

$$F_t \cdot \frac{D}{2} > M_v$$

$$i \cdot F_a \cdot f \cdot \frac{D}{2} = k \cdot M_k$$

Z této rovnice se určí potřebná síla v ose jednoho šroubu F_a , podle níž lze navrhnout rozměr šroubu.

$$F_a = \frac{2 \cdot k \cdot M_v}{i \cdot f \cdot D}$$

$$\tau_s = \frac{F_a}{S} \leq \tau_{Ds}$$

$$S = i \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad F_a = \frac{M_k}{\frac{D}{2}}$$

Výpočet lamelové spojky

a) Rozměry lamel:

$$D_1 = 4 \cdot d$$

$$D_2 = (1,25 + 1,8) \cdot D_1$$

$$D = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

$$b = \frac{D_2 - D_1}{2}$$

b) Přítlačná síla:

$$\frac{M_v}{\frac{D}{2}} = i \cdot F_a \cdot f \Rightarrow F_a = \frac{2 \cdot M_v}{i \cdot f \cdot D}$$

c) Kontrola otláčení:

$$p = \frac{F_a}{S} \leq p_D$$

$$S = \pi \cdot D \cdot b$$

d) Kontrola oteplení:

$$f \cdot p \cdot v \leq [f \cdot p \cdot v]_D$$

$$v = \pi \cdot D \cdot n$$

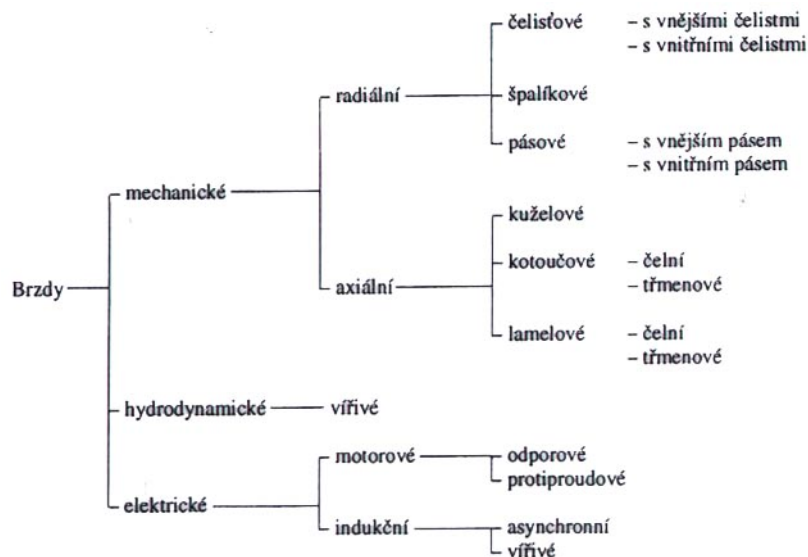
$$p = \frac{F_a}{S}$$

15. Brzdy

Charakteristika:

Slouží ke snížení rychlosti nebo zastavení nebo můžou zajišťovat klidovou polohu. Pohybová energie se mění v tepelnou.

Rozdělení brzdy:



Brzdy radiální:

Čelistové brzdy – Používají se pouze 2-čelistové; jsou buď s vnějšími čelistmi (zdvihadla), nebo s vnitřními čelistmi (bubnové brzdy)

Špalíkové brzdy – Převážně kolové; špalíky jsou ze dřeva, u vagónů z litiny. U vagónů je uspořádání podobné 2-čelistové brzdě.

Pásové brzdy – Účinnější než čelistové. Hodí se většinou pro jeden smysl otáčení, namáhají hřídel na ohyb.

- *jednoduchá pásová brzda* – jeden konec pásu uchycen pevně na konstrukci, druhý na páce brzdy
- *součtová pásová brzda* – oba konce pásu zachyceny na jedné straně otočného bodu páky, účinnější než jednoduchá, nejčastěji používaná pásová brzda
- *diferenciální pásová brzda* – někdy samosvorná, brzdí náhle

Brzdy axiální:

Kuželové brzdy – Používají se u kladkostrojů

Kotoučové brzdy – U aut a motocyklů. Brzdí třecím kotoučem oběma čelními plochami.

Lamelové brzdy – Jsou obdobou lamelových spojek.

Výpočet:

U brzd se určuje síla potřebná k zabrzdění nebo odbrzdění a kontroluje tlak a oteplení ve stykové ploše mezi bubnem nebo kotoučem a přitlačnými členy. Pro kontrolu čepů na ohyb a otláčení je nutno zajistit reakce v čepích. Pájky jsou namáhány na tah nebo ohyb.

Jednočelistová bubnová brzda

$$F \cdot l - F_n \cdot a = 0 \Rightarrow F = F_n \cdot \frac{a}{l}$$

$$F_n = \frac{F_t}{f} = \frac{F_o}{f} = \frac{M_k}{f \cdot R}$$

$$F_o = \frac{M_k}{R}$$

$$F = F_n \cdot \frac{a}{l} = \frac{M_k}{f \cdot R} \cdot \frac{a}{l} = \frac{M_k}{f \cdot R \cdot i}$$

$$\frac{1}{i} = \frac{a}{l} \Rightarrow i = \frac{l}{a}$$

$$F = \frac{M_k}{f \cdot R \cdot i \cdot \eta}$$

- Teoretická síla F potřebná k ubrzdění momentu M_k se určí z rovnováhy momentů k otláčenému bodu páky (první vzoreček)
- Normálová síla F_n je dána třecí silou F_t a součinitelem smykového tření. Třecí síla je v rovnováze s obvodovou silou F_o .

U skutečné brzdy je nutno počítat s účinností, ve které je zahrnuto tření čepu páky (poslední vzoreček)

M_k - Nmm - ubrzděný moment

R - mm - poloměr bubnu

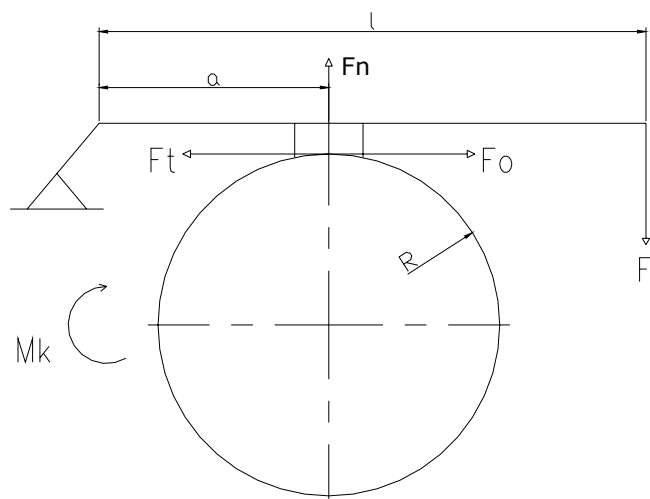
i - převodový poměr

F_t, F_o - N - třecí a obvodová síla

F_n - N - normálová síla

a, l - mm - rozměry pák

f - součinitel smyk. tření



Pásová brzda

Pásové brzdy pracují na principu vláknového tření. Vzhledem k velkému úhlu opásání mají větší účinnost než čelistové.

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}$$

$$F \cdot b - F_2 \cdot a = 0 \Rightarrow F = F_2 \cdot \frac{a}{b} = \frac{M_k}{R \cdot (e^{f\alpha} - 1)} \cdot \frac{a}{b} = \frac{M_k}{R \cdot (e^{f\alpha} - 1) \cdot i}$$

$$\frac{1}{i} = \frac{a}{b} \Rightarrow i = \frac{b}{a}$$

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}$$

$$F_o = F_1 - F_2 = F_2 \cdot e^{f\alpha} - F_2 = F_2 \cdot (e^{f\alpha} - 1)$$

$$F_o = \frac{M_k}{R}$$

$$\frac{M_k}{R} = F_2 \cdot (e^{f\alpha} - 1) \Rightarrow F_2 = \frac{M_k}{R \cdot (e^{f\alpha} - 1)}$$

$$F = \frac{M_k}{R(e^{f\alpha} - 1) \cdot i \cdot \eta}$$

obrázky viz knížka - **Stavba strojů**

16. Kontaktní převody se silovým stykem

Charakteristika:

U třecích převodů přenos obvodové síly mezi vzájemně přitlačovanými koly třením. Otáčivý pohyb mezi hřídeli přenášen na malé vzdálenosti a je přenášen malý výkon. Převod tvořen 2 kotouči, přitlačovaným zařízením. Osy můžou být rovnoběžné nebo různoběžné. Vlastnosti – tlumí rázy, tichý chod, levné, kolísavý chod, přitlačné síly namáhají ložiska.

Uspořádání:

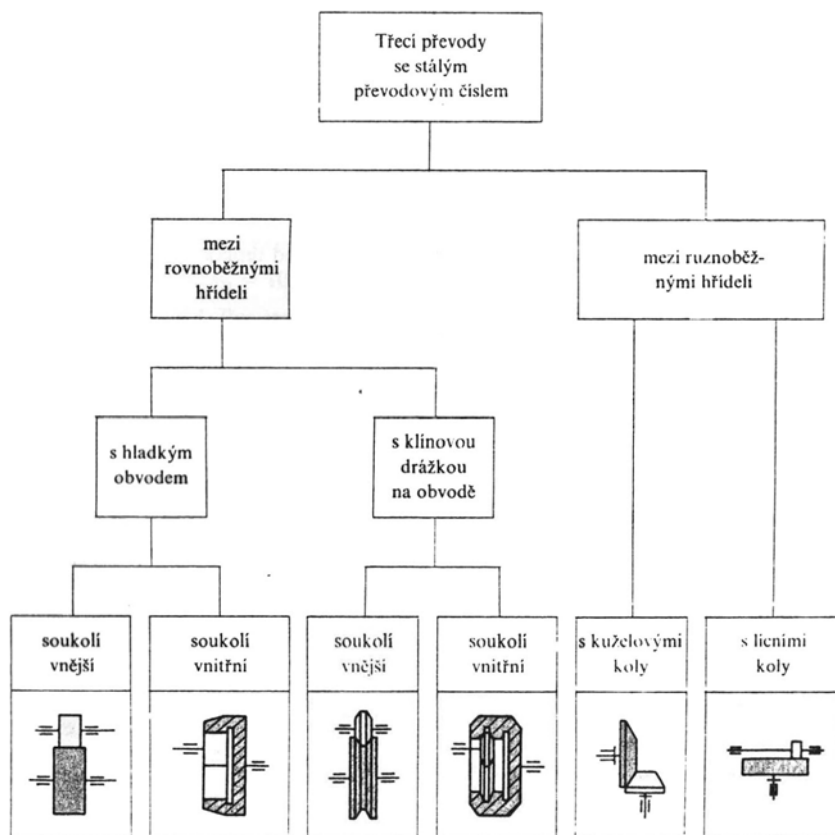
Se stálým převodem – mezi rovnoběžnými hřídeli – kola s hladkým obvodem
- kola s klínovou drážkou na obvodě
- mezi různoběžnými hřídeli – s kuželovými třecími koly
- s lícními koly

S plynule měnitelným převodem (variátory) – třecí, řemenové, řetězové
- plynulá regulace otáček za chodu, jednoduché, spolehlivé, velká účinnost, levné, dlouhá životnost, velký přenos sil (polydyskový – až 800 kW)

Součásti třecích převodů

Třecí převody se skládají ze dvou kotoučů (hnacího a hnaného) na hřídelích a z přitlačného zařízení. Kotouče mohou být čelní (válcové), lícní, kuželové, pro přenos větších krouticích momentů jsou na obvodě opatřeny klínovými drážkami. Přitlačnou sílu vyvozuje pružina nebo závaží.

Rozdělení třecích převodů



Materiál třecích kol:

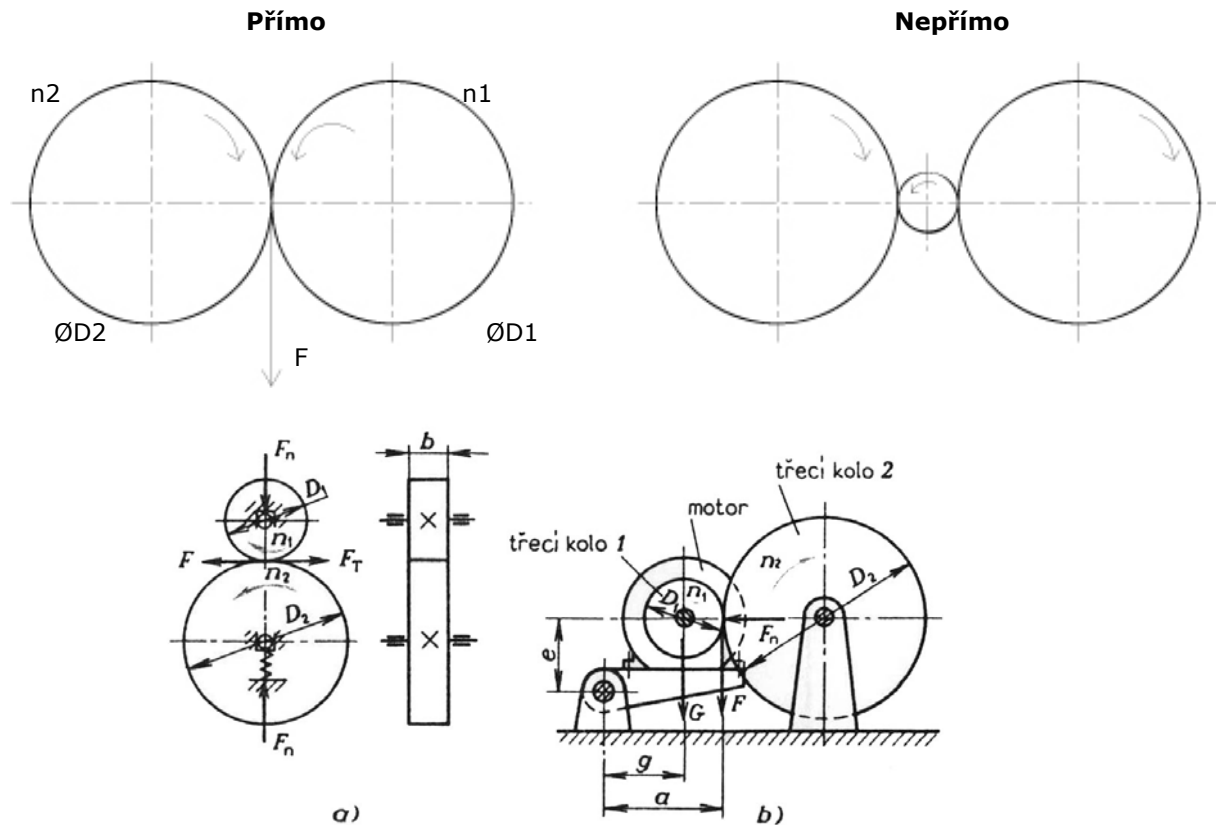
Pro malé obvodové síly – šedá litina, bronz

Pro velké obvodové síly – obložení z kůže, pryže, korku

Kalená ocel - umožňuje i přes malý součinitel tření přenášet větší výkon při menších ztrátách a větší trvanlivosti. Dovoluje velké přítláčné síly.

Pryž-ocel nebo **litina** - při vysokém tření, malé přítláčné síly, tichý chod. Může přenést pouze 10% výkonu předchozího materiálu.

Ostatní materiály - fibr-ocel, litina, přenos pouhých 22% výkonu kol z kalené oceli.



Třecí převod válcovými koly: a) přítláčná síla F_n vyvolaná tlakem pružiny na hnací hřídel s kolem, b) přítláčná síla F_n vyvolaná samočinně tíhou hnacího ústrojí včetně motoru

Výpočet třecích převodů

Obvodová a přitlačná síla

Třecí převod hladkými válcovými koly (*obr. 4a*):
obvodová síla:

$$F = \frac{P}{v},$$

třecí síla:

$$F_T = F_n \cdot f > F.$$

Obyčejně bývá:

$$F_T = k \cdot F,$$

kde k je součinitel bezpečnosti proti skluzu ($k \geq 1,2$),
 f – součinitel tření (*tab. 5*).

Přítlačná síla:

$$F_n = \frac{F_T}{f} = \frac{k \cdot F}{f}.$$

Přítlačná síla u samočinného přitlačování (*obr. 4b*):

$$F_n = \frac{F \cdot a + G \cdot g}{e}.$$

Převodové číslo, skluz, účinnost (kap. 1.2)

Převodové číslo:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{\psi \cdot D_1},$$

skluzový činitel $\psi = 0,95$ až $0,98$.

Mechanická účinnost třecího převodu:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = 0,75 \text{ až } 0,98.$$

17. Opásané převody se silovým stykem

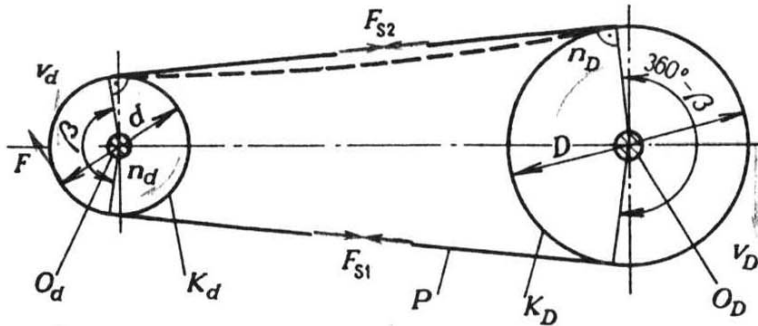
Řemenový převod:

Charakteristika:

Mk z hnacího hřídele na hnaný se přenáší pásem nebo lanem, který je opásán kolem řemenových nebo lanových kotoučů (řemenic nebo lanových kladek)

Použití: strojírenství, elektrotechnika, lékařství, atd..

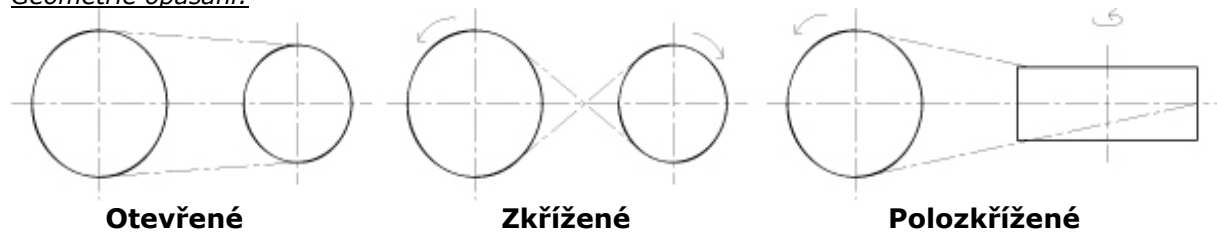
Vlastnosti: nepřesný chod, tlumí rázy, vhodný pro velké vzdálenosti, levný, tichý chod, pohon i několika hřídelí najednou, větší tlaky na ložiska, skluz, málo odolný vůči teplotám, vlhkosti, oleji, nečistotám



Obr. 9. Opásaný převod

K_d – hnací kotouč, K_D – hnaný kotouč, O_d – hnací hřídel, O_D – hnaný hřídel, P – opásání (tažný člen), β , $(360^\circ - \beta)$ – úhly opásání kotoučů

Geometrie opásání:



Otevřené

Zkřížené

Polozkřížené

Schéma převodu	Princip a použití
<i>Otevřené opásání</i>	Rovnoběžné hřídele – smysl otáčení hřídelů shodný. Při větších vzdálenostech os hřídelů je nutné, aby horní část pásu byla ochablá a dolní napjatá. (Zdůvodněte proč)
<i>Zkřížené opásání</i>	Rovnoběžné hřídele – smysl otáčení hřídelů opačný. Větší úhel opásání. Protože se pás ve zkřížení po sobě tře, nehodí se pro velké rychlosti ($v \leq 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) a pro široké pásy. Vzdálenost os musí být větší ($A \geq 20b$, kde b = šířka pásu)
<i>Polozkřížené opásání</i>	Mimoběžné hřídele. Pouze pro jeden smysl otáčení. Pás musí nabíhat na oba kotouče v jejich středních rovinách, jinak by spadl. Kotouče musí být dostatečně široké ($B \geq 1,4b$). Vzdálenost os bývá $A = 3$ až 10 m, nejčastěji 5 m

Tažné členy:

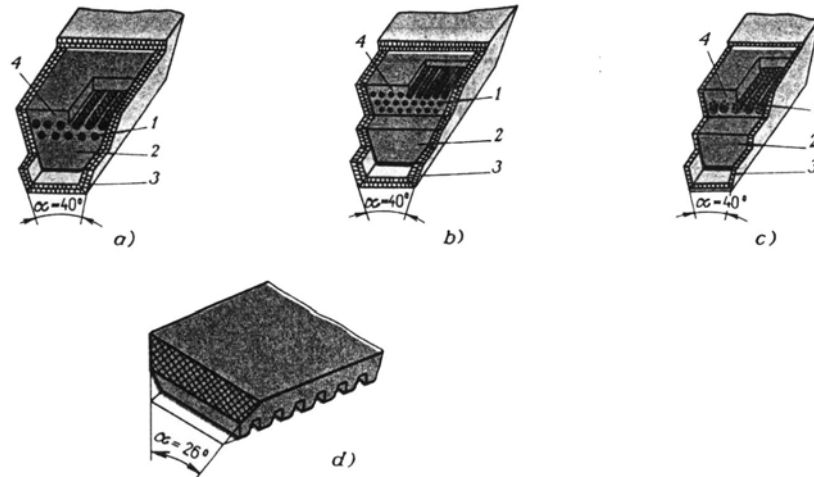
- a) *ploché* – z hovězí kůže, pryž, plast - polyamid; polyester, textilní vlákno
 - do 50 kW
 - má tažnou a stykovou vrstvu
 - je ohybný, pro střední rychlosti až malé rychlosti

- b) *klínový* – lichoběžníkový průřez
 - pryžové se zalitou vystužovací vložkou, která zvyšuje pevnost
 - pracují pouze boční plochy řemenů

- c) *drážkové klínové* – spojení několika klínových řemenů vedle sebe

- d) *kruhové řemeny*

- e) *lana*



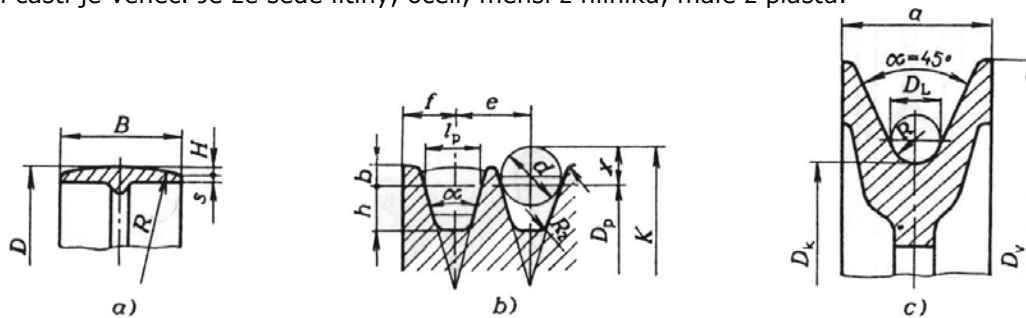
Obr. 13. Klínové řemeny

a) klínový řemen Record klasického průřezu (ČSN 02 3110), b) klínový řemen Industrial klasického průřezu (ČSN 02 3110), c) úzký klínový řemen (ČSN 02 3112), d) široký klínový řemen pro variátory.

1 – textilní tažná část, 2 – pryžové jádro, 3 – opryžovaný textilní obal, 4 – pryžový nárazník

Řemenice:

Funkční částí je věnec. Je ze šedé litiny, oceli, menší z hliníku, malé z plastu.



Obr. 14. Věnce řemenic a lanových kladek

a) řemenice pro ploché řemeny – $s = D/300 + 3 \text{ mm}$, B – podle šířky řemene b , H – podle ČSN 02 3177

(ST1), $R = \frac{B^2 + 4H^2}{8H}$; b) řemenice pro klínové řemeny – rozměry podle ČSN 02 3180, drsnost

boků drážek: $R_a = 1,6$ až $3,2$ pro obvodovou rychlost $v \leq 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $R_a = 0,8$ až $1,6$ pro $v > 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;

c) lanové kladky – zakótované rozměry podle ON 27 1821

Napínací ústrojí:

Aby mohly řemeny a lana přenášet obvodovou sílu musí být přitlačovány k řemenicím. Tření musí být větší než obvodová síla – dosáhneme tím předpětí tažného členu. Jeho velikost ovlivní konstrukci.

Čtyři způsoby jak dosáhneme předpětí:

- zkrácení řemenů
- napínací kladkou
- zvětšení vzdálenosti os - pomocí kolelniček (viz. srovnávka)
- samonapínací tíhou motoru - motor je uložen excentricky, je dražší

Lanový převod:

Charakteristika:

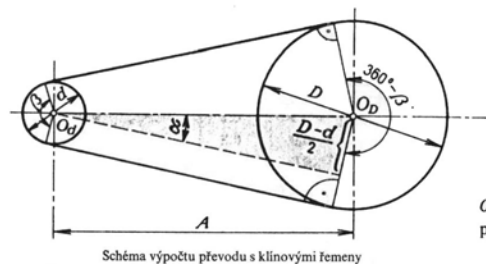
Obvodová síla se přenáší z hnacího na hnaný člen třecí vazbou pomocí lana. Používá se u jeřábů mezi bubnem a kladnicí, popř. hákem, sklápění, výložník. Potřebného převodu se dosáhne určitým počtem a uspořádáním kladek.

Kladky:

- *vodící*
- *napínací* – vyrovnávají tah jednotlivých větví, uloženy ve valivých ložiskách

materiál – ocel, šedá litina

Výpočet (+ silové poměry):



Obr. 18. Geometrie řemenového pohonu

Schéma	Vzorce
Výkon P Hnací otáčky n_d Hnané otáčky n_p Jmenovitý výkon P_i Provozní podmínky c_2 Doporučený profil řemene Výpočtové průměry řemenic d_p, D_p Převodové číslo i Vzdálenost os A Úhel opásání β, α Výpočtová délka řemene L_p Vnitřní délka řemene L_i Jmenovitý výkon přenášený 1 řemenem P_r Počet řemenů z	Dané hodnoty: výkon P (kW), hnací otáčky n_d (min^{-1}), hnané otáčky n_p (min^{-1}) $P_i = P \cdot c_2$ (kW), c_2 – součinitel provozního zatížení (ST1)¹⁾ Profil řemene z diagramu pro volbu řemene ve ST1 $i = \frac{n_d}{n_p}$ d_p se volí s ohledem na rozměr a životnost řemene z diagramu a tabulky v ST1, $D_p = i \cdot d_p$ P_r se odečte z tabulky v ST1 $0,7(D_p + d_p) < A < 2(D_p + d_p)$ $\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A} \Rightarrow \beta$ $\alpha = \frac{180^\circ - \beta}{2}$ $L_p = 2A \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_p + d_p) + \frac{\pi \cdot \alpha^\circ}{180^\circ} \cdot (D_p - d_p)$ L_i z tabulky v ČSN (ST1) $z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3}$ (zaokrouhlit nahoru na celé číslo), kde c_1 je součinitel úhlu opásání závislý na β (ST1), c_3 – součinitel délky řemene závislý na L_i (ST1)

18. Opásané převody s tvarovým stykem

Charakteristika:

a) Řetězové převody: obvodová síla se přenáší tvarovým stykem. Přenáší výkon až 200 kW mezi rovnoběžnými hřídeli. 2 i 3řadé řetězy přenáší až 500 kW. Mají velkou účinnost, lehká montáž, nemusí se napínat. Používají se ve všech odvětvích strojírenství. Účinnost až 95%. Menší namáhání hřídelů a ložisek oproti řemenovým převodům. Možno pohánět několik hřídelů najednou. Nevýhodou je hlučnost a vysoká cena.

Řetězy: Bezkoncové nerozebíratelné, nebo rozebíratelné (možno krátit). Spojení se provádí spojovacím článkem.

- článkový
- zubový – pro největší namáhání a rychlosti (40 m/s), bezhlučné; použití u spalovacích motorů
- kloubové –
 - a) Gallův – výtahy, kladkostroje; nevhodný pro pohon
 - b) Pouzdrový – auta, dopravníky, zemědělské stroje; rychlost 6-10 m/s
 - c) válečkový – max. 3řadý; tichý chod, menší stavební prostor; u jízdnicích kol
- speciální – Ewartův – do 1 m/s, z temperované litiny
- lamelový – variátory

řetězová kola - válečková a pouzdrová kola; volná, hnací, napínací

montážní předpis – jedno z kol musí mít lichý počet zubů kvůli opotřebení, kontrola rovnoběžnosti hřídelů, nabírání řetězu na zuby, v ochablé části musí být průhyb, mazání, chránit řetěz před nečistotami

výpočet:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad | \quad \omega = 2 \cdot \pi \cdot d \cdot n \quad | \quad F_t = F + F_c \quad | \quad F_c = \omega^2 \cdot m$$

Maximální převodové číslo bývá:

$i_{\max} = 8$ u řetězů s roztečí $t \leq 9,525$ mm,

$i_{\max} = 6$ u řetězů s roztečí $t > 9,525$ mm.

Vzdálenost os: $a = (30 \text{ až } 80) t$, nejvýhodnější $a = 40t$.

Rychlost řetězu:

$$v = \pi \cdot D \cdot n$$

Protože $\pi \cdot D = z \cdot t$, je $v = z \cdot t \cdot n$.

Řetěz je namáhán celkovou tahovou silou:

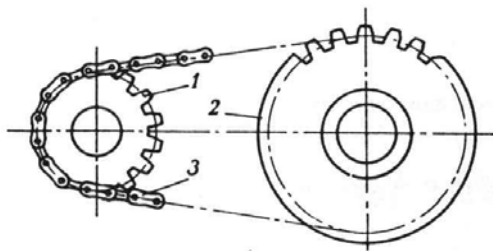
$$F_t = F + F_c,$$

kde $F = P/v$ je obvodová síla od přenášeného výkonu P ,

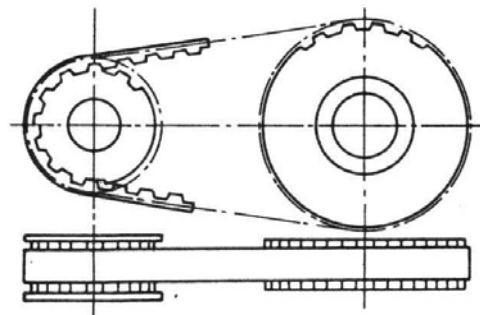
$F_c = m' \cdot v^2$ – obvodová síla způsobená odstředivou silou,

m' – hmotnost 1 m řetězu (ST1).

Opásané převody s tvarovým stykem

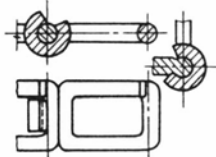
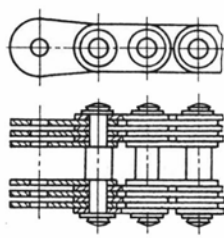
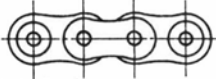
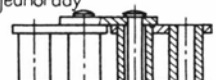
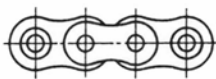
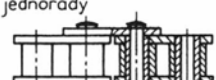


jednoduchý řetězový převod



převod ozubeným řemenem

Hnací řetězy

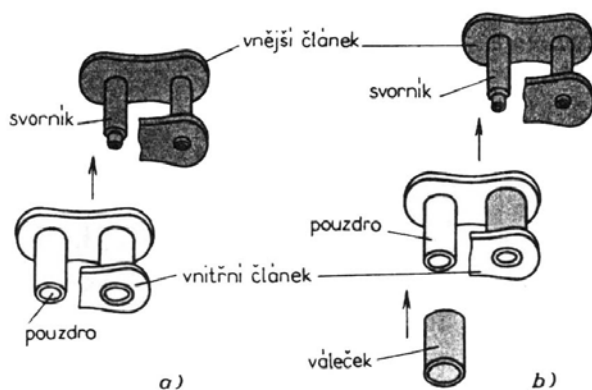
Název a obrázek	Charakteristika a použití
<i>Ewartův</i> – ČSN 02 3372 	Články z temperované litiny. Rozebírání článků pootočením o 90° (na obr. vpravo). Převod hlučný a málo přesný. Použití: pro malé rychlosti (do 1 m . s⁻¹) a pro F = 1 až 50 kN. – U dopravníků a zemědělských strojů
<i>Gallův</i> – ČSN 02 3330 	Pásnice jsou otočně uloženy na osazených čepech svorníků. Počet pásnic: 2 až 10. Použití: pro velká zatížení a malé rychlosti (do 0,5 m . s⁻¹). Ke zdvihání a přenosu břemen u kladkostrojů, jeřábů, nákladních výtahů apod.
<i>Pouzdrový</i>  <i>jednořadý</i>  <i>dvouřadý</i> 	Princip pouzdrového řetězu je vysvětlen v <i>obr. 22a</i>. Použití: a) rychloběžný – ČSN 02 3321: pro střední (6 až 12 m . s⁻¹) a vyšší rychlosti (nad 12 m . s⁻¹), např. motorová vozidla, b) pomaluběžný – ČSN 02 3329: k přenosu velkých sil při malých obvodových rychlostech (max. do 3 m . s⁻¹), např. u zemědělských strojů a transportních zařízení. Vyrábí se pouze jako jednořadý.
<i>Válečkový</i>  <i>jednořadý</i> 	Princip válečkového řetězu je v <i>obr. 22b</i>. Použití: a) normální řetěz ČSN 02 3311: pro střední (6 až 12 m . s⁻¹) a vyšší rychlosti (nad 12 m . s⁻¹), např. motorová vozidla, b) řetěz s dlouhou roztečí ČSN 02 3315: pro nižší obvodové rychlosti (do 6 m . s⁻¹), např. zemědělské stroje. Jsou pouze jednořadé.

Kloubové

Základy teorie

Převodové číslo:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

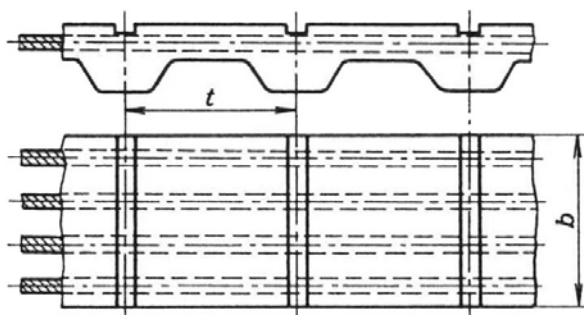


Obr. 22. Princip pouzdrového řetězu (a), válečkového řetězu (b)

b) Převod ozubenými řemeny: slučuje vlastnosti řemenových a řetězových převodů – malé předpětí, lehký, velké rychlosti (89 m/s), velká účinnost, choulostivý vůči oleji, menší hlučnost a tlumení než u řetězů, při přetížení únosnost klesá, aby řemen nespádl má malé kolo zvýšené okraje

Řemeny:

- lichoběžníkový nebo půlkruhový profil buď na jedné nebo obou stranách



Obr. 27. Zubový řemen

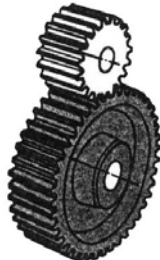
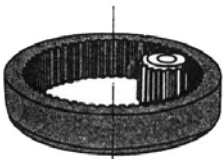
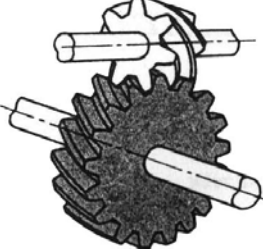
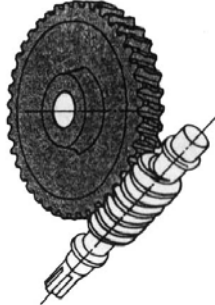
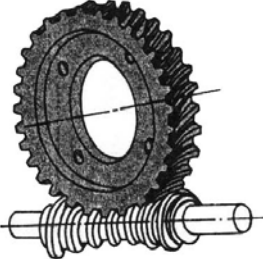
19. Kontaktní převody s tvarovým stykem

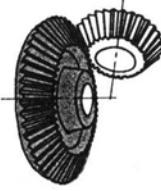
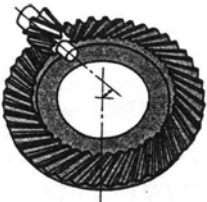
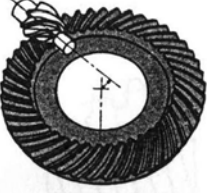
Ozubený převod přenáší otáčivý pohyb a mechanickou energii z jednoho hřídele na druhý nuceně bez skluzu. Pro malé osové vzdálenosti a stálý převodový poměr. Jednoduchá obsluha; spolehlivost, velká účinnost, velká životnost. Výroba musí být přesná a bezchybná, jinak může dojít k chvění a hluku. Dvě spoluzabírající ozubená kola tvoří soukolí. Dělí se na evolventní a cykloidní.

Rozdělení soukolí dle tvaru zubu:

- valivá soukolí – čelní
 - kuželová
- šroubová soukolí – šroubová
 - šneková
 - hypoidní

Tab. 15. Rozdělení soukolí podle vzájemného pohybu, podle vzájemné polohy os, tvaru kol a jejich zubů

Valivá soukolí – boky zubů spoluzabírajících kol se pouze valí	Šroubová soukolí – boky zubů spoluzabírajících kol se po sobě valí a současně posouvají
<i>Čelní soukolí – osy rovnoběžné:</i> a) čelní soukolí s vnějším ozubením  b) čelní soukolí s vnitřním ozubením  c) čelní soukolí se zakřivenými zuby 	<i>Šroubová soukolí – osy mimoběžné:</i>  <i>Šneková soukolí – osy mimoběžné:</i> a) válcový šnek a globoidní šnekové kolo  b) globoidní šnek a globoidní šnekové kolo 

Valivá soukolí – boky zubů spoluzabírajících kol se pouze valí	Šroubová soukolí – boky zubů spoluzabírajících kol se po sobě valí a současně posouvají
<i>Kuželová soukolí – osy různoběžné:</i> a) kuželová soukolí s přímými zuby  b) kuželová soukolí se zakřivenými zuby 	<i>Hypoidní soukolí – osy mimoběžné:</i> a) s přímými zuby  b) se zakřivenými zuby 

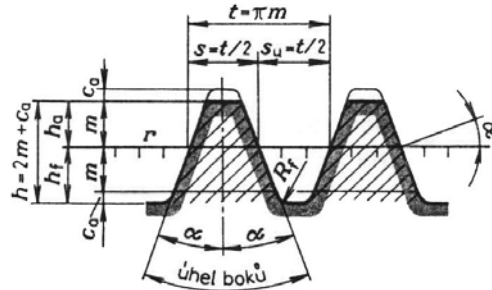
Rozdělení podle polohy osy hřídelí: Rovnoběžná, různoběžná, mimoběžná

Ozubená kola: přímé, šikmé, zakřivené zuby

Dle tvorby profilu: zuby cykloidní, evolventní, jiné

Konstrukce: tvar závisí na $\varnothing$ ozubeného kola a na $\varnothing$ díry v náboji

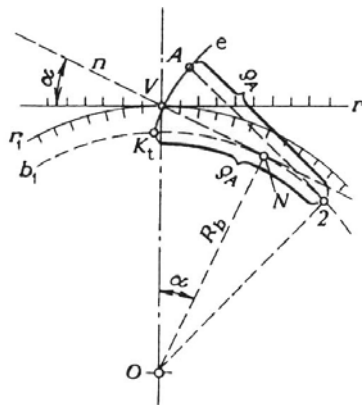
- evolventy - Evolventu e vytvoří bod napjatého vlákna odvinovaného z kružnice nebo bod přímky n , valící se po základní kružnici b_1 . Střed křivosti je v bodě dotyku normály a základní kružnice. Evolventa začíná teoreticky na základní kružnici (bod K_1) a to *radiálně*.



Obr. 35. Základní profil evolventního ozubení

Profil Z má v rozsahu $\pm m$ od roztečné přímky průběh přímkový;
rozteč t – základní rozměr profilu Z,
tloušťka zubu s = šířka zubní mezery
 $s_u = t/2$ (měřeno na roztečné přímce),
úhel záběru $\alpha = 20^\circ$ (ČSN), dříve též 15° .

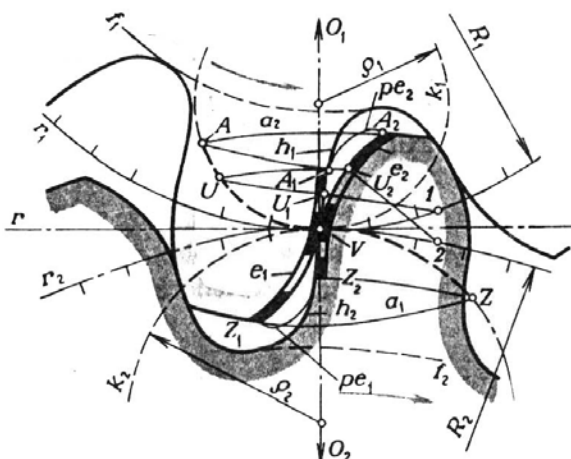
výška hlavy zubu $h_a = m$,
výška paty zubu $h_f = m + c_a$,
výška zubu $h = h_a + h_f = 2m + c_a$,
hlavová vůle $c_a = 0,25m$,
výjimečně $c_a = (0,17 \text{ až } 0,3) \cdot m$,
zaoblení paty zubu $R_{f \max} = 0,4m$



Obr. 36. Konstrukce evolventy

Čelní soukolí s cykloidním a hodinářským ozubením

Odvaluje-li se tvořící kružnice k_1 popř. k_2 po vnější straně roztečných kružnic r_1, r_2 (obr. 50), vytvoří valivý bod V epicykloidní boky hlav zubů $\widehat{VZ}_1$ pastorku a $\widehat{VA}_2$ kola. Odvalují-li se tyto kružnice k_1, k_2 po vnitřní straně roztečných kružnic r_1 a r_2 , vytvoří bod V hypocykloidní boky pat zubů $\widehat{VA}_1$ pastorku ($\widehat{VZ}_2$ kola). Jestliže se tvořící kružnice odvaluje po roztečné přímce hřebenu, vytvoří se cykloida.



Obr. 50. Cykloidní ozubení: pe_1, pe_2 – prodloužené epicykloidy (přechod hypocykloid do patních kružnic musí ležet vně pe)

Přechod hypocykloid do patních kružnic f je závislý na způsobu výroby kola. Musí ležet vně prodloužených epicykloid, které opiší body Z_1 (A_2) pevně spojené s příslušnými roztečnými kružnicemi r_1 (r_2), odvalují-li se po druhých roztečných kružnicích r_2, r_1 . Nejlépe se sestojí jako obalové křivky kružnic: pro A_2 opsaných z bodu l poloměrem A_2l (oblouk $\widehat{Vl} = \widehat{VZ}$).

Z profilů pat zubů jsou činné pouze části $\widehat{VA}_1$ a $\widehat{VZ}_2$. Oblouky $\widehat{AV}$ a $\widehat{VZ}$ tvořících kružnic mezi hlavovými kružnicemi jsou čarou záběru.

Nejvhodnější poměry v ozubení jsou při $\varrho_1 \doteq 0,2D_1$, $\varrho_2 \doteq 0,2D_2$, kde D jsou průměry roztečných kružnic. Libovolná kola mohou spolu zabírat jen tehdy, mají-li při stejném modulu i stejné poloměry tvořících kružnic ϱ_1 a ϱ_2 .

Samotné cykloidní ozubení se dnes používá zřídka, pouze jeho některé zvláštní případy, které vzniknou podle velikosti poloměrů tvořící a roztečné kružnice (tab. 23).

Tab. 23. Zvláštní případy cykloidního ozubení

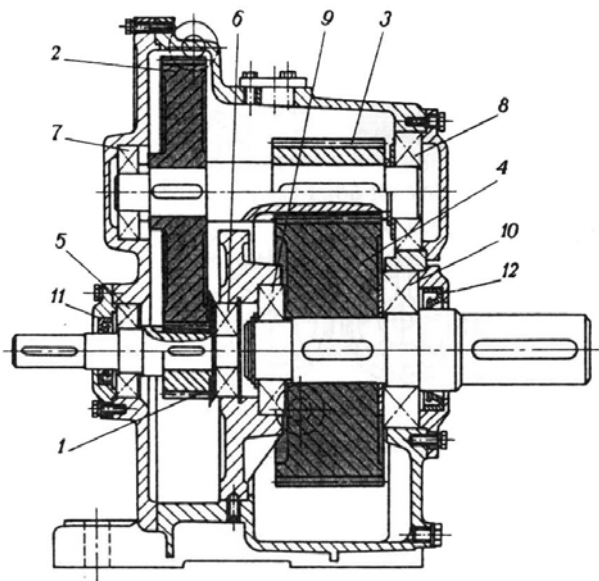
Název, vztahy a použití	Vyobrazení	Ozubení cévové	
Ozubení hodinářské $\varrho = 0,5R$ – hypocykloida paty zubu přejde v radiální přímku. Zub je u paty slabý. Snazší výroba. Tloušťka zubu: pastorek $s_1 = 1,14m$, kolo $s_2 = 1,57m$, šířka mezery: pastorek $s_{a1} = 2m$, kolo $s_{a2} = 1,57m$		a) Ozubení hřebenové s cévami na kolk $\varrho_1 = R_1, \varrho_2 = 0, R_2 = \infty$. Patní profil pastorku je bod, epicykloida vzniká valením roztečné kružnice r_1 po r_2. b) Ozubení hřebenové s cévami na tyči $\varrho_1 = 0, \varrho_2 = R_2 = \infty$. Hlava pastorku má bok evolventní. Pata zubu nezabírá, vytvoří se kruhovým obloukem s vůlí. Používá se v dopravní technice při malých otáčkách kola.	
Ozubení pro hřebenové zvedáky a ruční zdvihadla Při $z_1 = 4$ až 6 se volí $\varrho_1 = 0,5R_1$, $s_1 > 0,5\pi \cdot m$, $s_{a1} = 0,95\pi \cdot m - s_1$, $h_{a1} \doteq m$, $h_{a2} = (0,6 \text{ až } 0,8)m$		Ozubení rotačních dmychadel $\varrho_1 = \varrho_2 = 0,25R$, $z_1 = z_2 = 2$	

Materiál ozubených kol: ocel – kalená, cementovaná, zušlechťovaná

- 1) tvrzená kola
- 2) netvrzená kola – legovaná ocel, litina
- 3) plastová kola

Druhy převodovek

Převodovka se skládá z jednoho nebo více soukolí, která jsou uložena v utěsněné skříni. Skříňe jsou převážně odlitky z litiny, popř. oceli na odlitky nebo z hliníkových slitin (obr. 63, 64), jsou však i skříňe svařované. Schémata základních typů průmyslových převodovek jsou v tab. 31.



Obr. 64. Převodovka se dvěma čelními soukolími s hřídeli ve svislé rovině (TS 03 0328)

1 – pastorek vstupního hřídele, 2 – ozubené kolo středního (předlohového) hřídele, 3 – pastorek středního (předlohového) hřídele, 4 – ozubené kolo výstupního hřídele, 5, 6 – ložiska vstupního hřídele, 7, 8 – ložiska středního hřídele, 9, 10 – ložiska výstupního hřídele, 11 – těsnicí kroužek vstupního hřídele, 12 – těsnicí kroužek výstupního hřídele

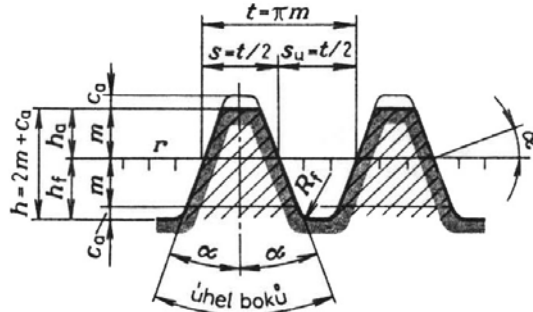
Tab. 31. Průmyslové převodovky

Označení — schéma	
TS 030 311 Převodovka s jedním čelním soukolím	TS 030 334 Převodovka se dvěma čelními soukolími a se souosými hřídeli
TS 030 326 Převodovka s dvěma čelními soukolími	TS 030 341 Převodovka se třemi čelními soukolími
TS 030 328 Převodovka se dvěma čelními soukolími s hřídeli ve svislé rovině	TS 030 402 Převodovka s jedním kuželovým soukolím

Označení — schéma	
TS 030 406 Převodovka s jedním kuželovým a jedním čelním soukolím	TS 030 411 Převodovka s jedním kuželovým a dvěma čelními soukolími

20. Čelní soukolí s evolventním ozubením a přímými zuby

Ozubený hřeben, základní profil – s rostoucím $\varnothing$ se dosáhne extrémů – $\alpha =$ nekonečno. Ozubené kolo přejde v ozubený hřeben a boky profilu jsou přímky skloněné pod úhlem 20° . Je vhodný pro určení geometrických základních veličin, nazývá se základní profil a je normalizován, je z něj odvozen výrobní nástroj (odvalovací fréza).



Obr. 35. Základní profil evolventního ozubení

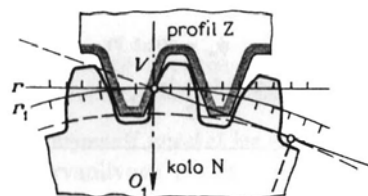
Profil Z má v rozsahu $\pm m$ od roztečné přímky průběh přímkový;
rozteč t – základní rozměr profilu Z,
tloušťka zubu s = šířka zubní mezery
 $s_u = t/2$ (měřeno na roztečné přímce),
úhel záběru $\alpha = 20^\circ$ (ČSN), dříve též 15° .

výška hlavy zubu $h_a = m$,
výška paty zubu $h_f = m + c_a$,
výška zubu $h = h_a + h_f = 2m + c_a$,
hlavová vůle $c_a = 0,25m$,
výjimečně $c_a = (0,17 \text{ až } 0,3) \cdot m$,
zaoblení paty zubu $R_{f \max} = 0,4m$

Konstrukce ozubených kol N:

Kola N (normální) mají evolventní ozubení, které vytváří základní profil, když se jeho roztečná přímka odvaluje po roztečné kružnici. Evolventu e vytvoří bod napjatého vlákna odvinovaného z kružnice nebo bod přímky n , valící se po základní kružnici b_1 . Střed křivosti je v bodě dotyku normály a základní kružnice. Evolventa začíná teoreticky na základní kružnici (bod K_1) a to *radiálně*.

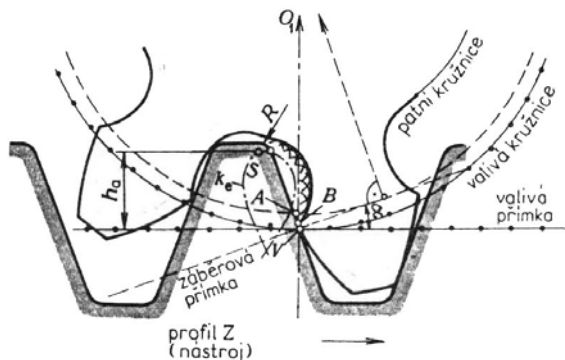
Kola N (normální) mají evolventní ozubení, které vytvoří základní profil Z, když se jeho roztečná přímka r odvaluje po roztečné kružnici r_1 kola (obr. 37).



Obr. 37. Kolo N (s nekorigovaným ozubením)

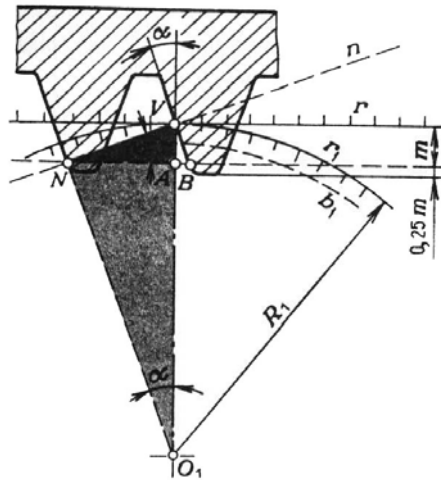
Použití normálního ozubení je omezeno: Minimálním počtem zubů, menší únosností zubů pastorku, velkými tlaky mezi zuby. Výroba kol s malým počtem zubů, zlepšení pevnostních, záběrových vlastností kol.

Podřezání zubu – Kolo s malým počtem zubů podřezává zaoblení hlavy zubu nástroje paty zubu kola = zeslabení paty zubu, aby se tak nestalo provádíme korekci

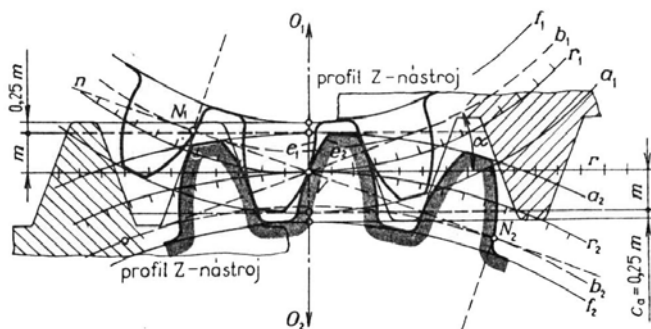


Obr. 39. Vznik podřezání zubů
 h_a – normální výška hlavy nástroje až k zaoblení, $\overline{AB}$ – nástrojem odříznutá část evolventy při výrobě zubu. Prodloužená evolventa k_e je relativní dráha opsaná středem S kružnice zaoblení ozubené tyče. Kruhové obloučky o poloměru R opsané z k_e vytvářejí jako ekvidistantu patní křivku

Mezní počet zubů – u normálních kol se dosáhne hranice nepodřezaného zubu v mezním případě, který nastává při teoretickém mezním počtu zubů Z_t . Připustíme-li nepatrné podřezání, můžeme použít praktický mezní počet zubů $Z_p = 5/6 \cdot Z_t$
Pro strojní pohon je minimální počet zubů 16.

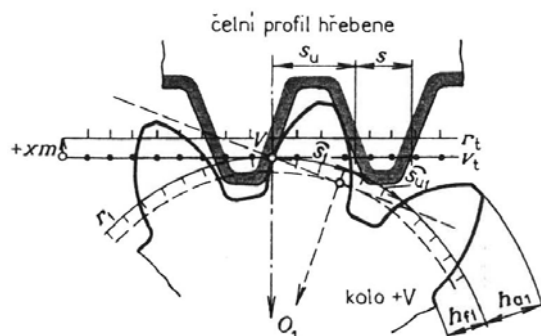


Soukolí N vzniknou sdružováním kol N ve spoluzabírající pár se společným základním profilem, tj. obě kola mají ozubení téhož modulu a úhlu záběru. Roztečné kružnice jsou shodné s valivými. Roztečná přímka r základního hřebenu (nástroje) se dotýká roztečné kružnice kola r_1 , popř. r_2 v bodě V (obr. 38).



Obr. 38. Soukolí N

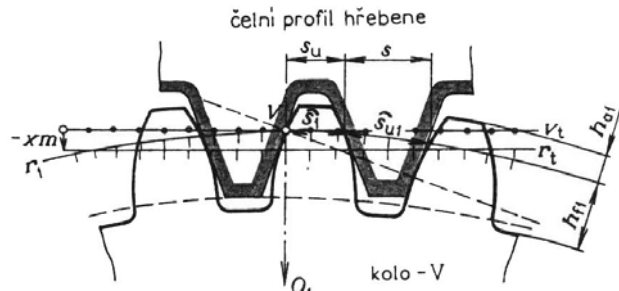
Posunutí profilu – = změna vzdálenosti os. Nedostatky běžného ozubení se dají odstranit nebo alespoň zmírnit vhodnými korekcemi profilu zubů. Účelem je zlepšit záběrové a pevnostní podmínky ozubení. Posunutí základního profilu je buď kladné, tj. od středu kola, nebo záporné, tj. do středu kola. Dostáváme tak ozubená kola s korigovaným ozubením : kola s kladným posunutím profilu - **kola +V**



Obr. 41. Kolo +V (korigované kladným posunutím základního profilu – od středu kola)

$$\begin{aligned} \bar{s}_1 &= s_u = t/2 + 2x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha, \\ \bar{s}_{u1} &= s = t/2 - 2x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha, \\ h_{a1} &= m + x_1 \cdot m, \\ h_{f1} &= m + c_a - x_1 \cdot m, \\ h_1 &= h_{a1} + h_{f1} = 2m + c_a \end{aligned}$$

A kola se záporným posunutím - **kola -V**



Obr. 42. Kolo -V (korigované záporným posunutím základního profilu – do středu kola)

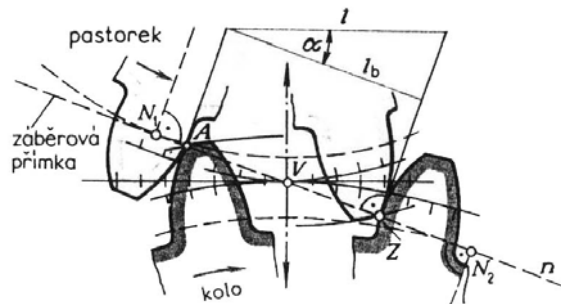
$$\begin{aligned} s_1 &= s_u = t/2 - 2x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha, \\ s_{u1} &= s = t/2 + 2x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha, \\ h_{a1} &= m - x_1 \cdot m, \\ h_{f1} &= m + c_a + x_1 \cdot m, \\ h_1 &= h_{a1} + h_{f1} = 2m + c_a \end{aligned}$$

Sdružením kola N, +V a -V mohou vzniknout soukolí N, VN a V.

Délka záběru – Plynulost převodu uskutečněného záběrem zubů vyžaduje, aby nejpozději při výstupu jednoho páru profilů ze záběru druhý pár profilů do záběru vstoupil. Splnění podmínek kontrolujeme tzv. *trváním záběru*.

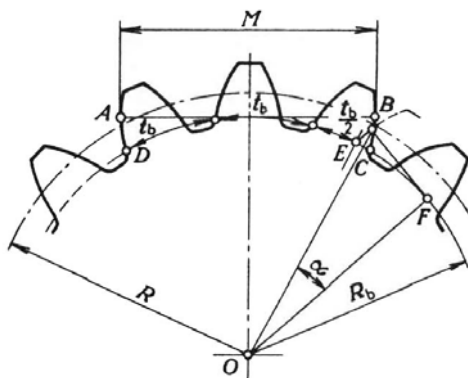
U evolventního ozubení je to přímka dotýkající se základních kružnic. Na její délce záleží kvůli bezrázovému provozu soukolí.

Délka záběru l je délka záběrové úsečky, měřená na přímce kolmé ke střednici.



Obr. 47. Délka záběru (záběrové úsečky)

Rozměr přes zuby M – Měření tloušťky zubu čelních kol s přímými zuby přes několik zubů spočívá v kontrole jmenovitého rozměru přes zuby M, tj. vzdálenosti mezi rovnoběžnými rovinami měřidla, které, se tečně dotýkají dnou přilehlých boků zubů.



Obr. 48. Jmenovitý rozměr přes zuby M (nekorigovaná čelní ozubená kola s přímými zuby)

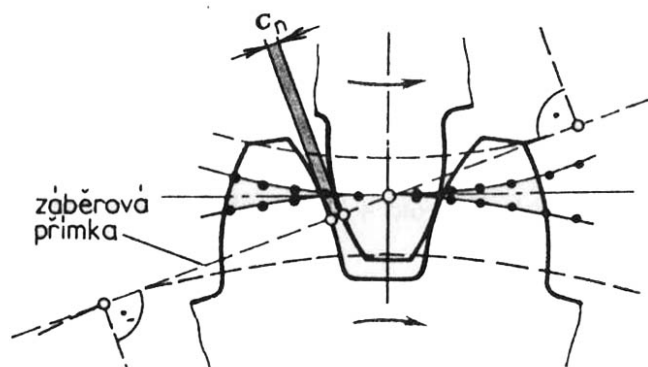
z' – počet zubů, přes které se měří

Rozměr M sahá např. na obr. 48 přes 3 zuby ($z' = 3$) a rovná se úsečce AB, tj. délce rozvinutého oblouku základní kružnice $\widehat{CD}$. Závisí na hodnotách α , z , m , z' . Uvedený rozměr lze vyjádřit jako $M = m \cdot M'$, kde M' je míra přes zuby pro $m = 1$ a je v tabulkách (ČSN 01 4675). Při určování míry M je třeba stanovit

$$z' = \frac{\alpha^\circ}{180^\circ} \cdot z + 0,5.$$

Výsledek se doplní na nejbližší celé číslo a ve ST se vyhledá pro dané α a z hodnota M' .

Boční vůle c_n – vůle která dovoluje vytvoření souvislé vrstvy maziva, vyrovnává výrobní nepřesnosti, dilataci (bez ní by se to zadřelo, nerozběhlo)



Obr. 49. Boční vůle c_n

21. Kuželová, šneková a šroubová soukolí

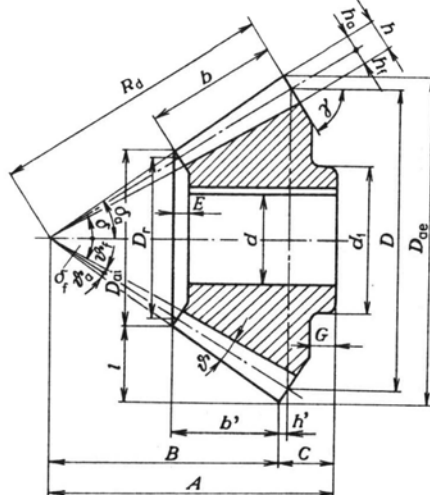
Kuželová soukolí:

Slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi různoběžnými hřídeli (většinou 90°). Převodový poměr je stejný jako u čelních soukolí ($i < 10$). Kola mají zuby přímé, šikmé, různě zakřivené. Jsou náročnější na výrobu, montáž, mají tichý chod, větší životnost, přenesou větší výkony. Kola s přímými zuby se používají zřídka. Pastorek má 5-7 zubů.

Tab. 28. Rozdělení kuželových soukolí podle vzájemné polohy os

Název	Vyobrazení	Poznámka
<i>Soukolí s vnějším ozubením – kosohlé</i>		$\Sigma \leq 90^\circ$
– pravoúhlé		$\Sigma = 90^\circ$ V praxi se vyskytuje nejčastěji
<i>Soukolí základní s rovinným (základním) kolem</i>		Základní (rovinné) kolo – kolo s úhlem roztečného kužele $\delta_2 = 90^\circ$ – kužel přechází v rovinu: je obdobou hřebenového ozubení, resp. základního profilu u čelních kol.
<i>Soukolí s vnitřním ozubením</i>		

Rozměry - Některé pojmy jako výška hlavy a paty zubu jsou stejné jako u čelních ozubených kol.

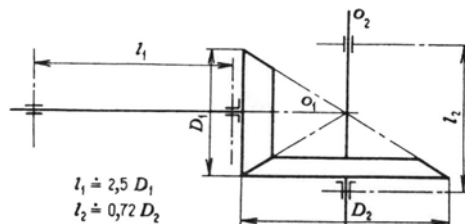


Obr. 58. Základní pojmy u kuželových ozubených kol

rozečtný kužel – úhel rozečtného kužele δ , hlavový kužel – úhel hlavového kužele δ_a , patní kužel – úhel patního kužele δ_i ; úhly zubu: ϑ_a – úhel hlavy zubu, ϑ_i – úhel paty zubu, ϑ – úhel zubu, b – šířka ozubení, R_d – délka povrchové přímky rozečtného kužele (poloměr základního kola), D_{ac} – vnější hlavový průměr, D_{ai} – vnitřní hlavový průměr, B – výška vnějšího hlavového kužele, D – rozečtný průměr, h – výška zubu, h_a – výška hlavy zubu, h_f – výška paty zubu

Všechny délkové rozměry musejí být přesné (na setiny mm, úhly na vteřiny).

Jedno z kol je uloženo letmo. Hlavní ložiska pastorku se umísťují co nejbližší ke kolu. Hřídele a převodové skříně musí být dostatečně tuhé, aby nedocházelo ke vzniku hluku. Jedno z kol, lépe však obě mají být osobně nastavitelná.



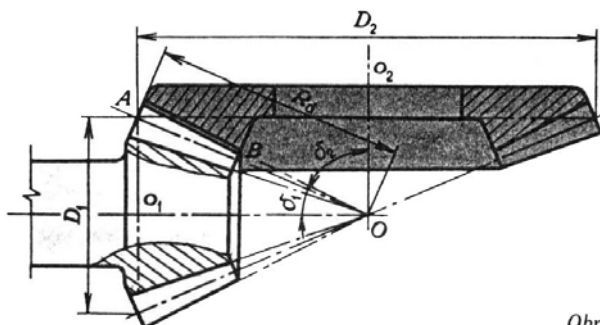
Obr. 59. Uložení kuželových kol

Vyjádření převodového čísla je stejné jako u čelních soukolí:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Dosadí-li se podle obr. 61 za $D_1 = 2R_d \cdot \sin \delta_1$ a za $D_2 = 2R_d \cdot \sin \delta_2$, je převodový poměr též

$$i_{1,2} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$



Obr. 61. Pastorek v záběru s kolem

Šroubová soukolí:

Pro mimoběžné hřídele, tělesa převodu se po sobě odvalují a zároveň se posouvají (šroubový pohyb). Mají velké tření a opotřebení, malá účinnost, používají se pro malé výkony- např. náhon na tachometru.

Převodové číslo a účinnost válcového šroubového soukolí

Převodové číslo:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1};$$

protože

$$D_1 = m_{t1} \cdot z_1 = \frac{m_n}{\cos \beta_1} \cdot z_1,$$

$$D_2 = m_{t2} \cdot z_2 = \frac{m_n}{\cos \beta_2} \cdot z_2,$$

lze dosadit za $z_1 = \frac{D_1 \cdot \cos \beta_1}{m_n}$, za $z_2 = \frac{D_2 \cdot \cos \beta_2}{m_n}$, takže

$$i_{1,2} = \frac{D_2 \cdot \cos \beta_2}{D_1 \cdot \cos \beta_1}.$$

Protože $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$, $\cos \beta_2 = \sin \beta_1$, pak

$$i_{1,2} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \operatorname{tg} \beta_1.$$

Převodové číslo je závislé nejen na poměru roztečných průměrů, ale také na sklonu zubů. Mají-li být průměry D_1, D_2 stejné (velmi častý požadavek), docílí se požadovaného čísla $i_{1,2}$ vhodnou volbou β_1 a β_2 . Má-li se otáčet soukolí v obou směrech se stejnou účinností, musí být $\beta_1 = \beta_2$ a požadovaný převod bude záviset na volbě průměrů. Při $\beta_1 = \beta_2$ se docílí nejmenší osové vzdálenosti. Jen pro jeden případ je však účinnost šroubového soukolí největší, a to pro

$$\beta_1 = 45^\circ + \frac{\varphi'}{2}, \quad \beta_2 = 45^\circ - \frac{\varphi'}{2},$$

kde φ' je třecí úhel, $\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha}$.

Součinitel tření f závisí na materiálu zubů, hladkosti povrchů zubních boků a na jakosti mazání. Rozmezí hodnot součinitele tření $f = 0,02$ až $0,2$; α je úhel záběru. Účinnost ozubení je tedy větší, když $\beta_1 > \beta_2$, přičemž v rozsahu $\beta_1 = 35$ až 65° jsou rozdíly v účinnosti celkem malé ($\eta_z = 68$ až 73%).

Šnekové soukolí:

Speciální případ šroubového soukolí, kde snížení zubu pastorku přejde v jednoduchý více chodý šroub. Převodový poměr až 100, tichý chod, vysoká zatížitelnost omezená opotřebením a oteplením, malá vzdálenost os, výkonové převody do aut, míchaček, výtahy, lodní šroub, frézky.

Konstrukce

- šnek většinou pravé stoupání
- kola $\varnothing$ do 100 mm – bronz, šedá litina
- větší jak 100 mm – složená kola

Tab. 33. Rozdělení šnekových soukolí

Šnek	Válcový	Válcový	Globoidní
Kolo	Globoidní	Válcový	Globoidní
Schema			
Poznámka	Nejčastější provedení	Dotyk bodový – pro zcela malé výkony	Nejlepší, ale drahé

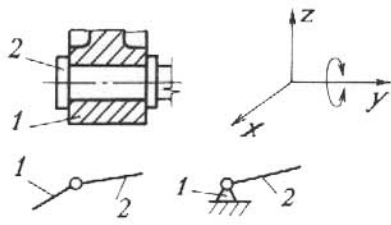
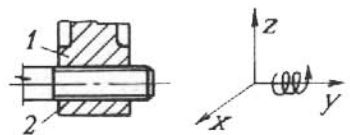
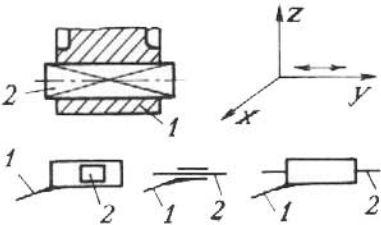
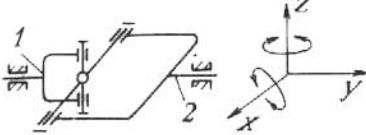
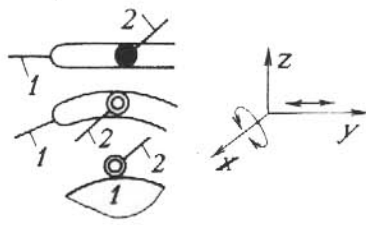
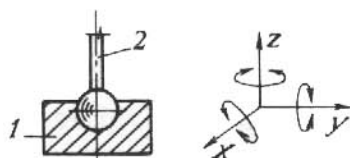
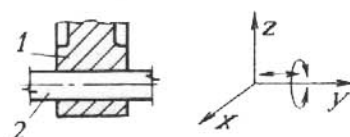
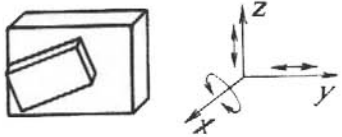
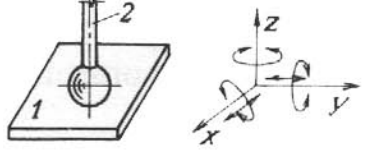
Druhy šneků - Šneky se rozdělují podle boční křivky profilu zubu v čelí rovině T-T na šneky A, N a E

Tab. 34. Druhy šneků podle tvaru boční křivky

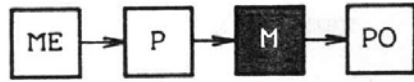
Název – vyobrazení	Charakteristika, použití
Šnek A – spirální	Těleso šneku je válec. Profil šneku v osové rovině $X-X$ je totožný se základním profilem; v normálové rovině $N-N$ je profilová křivka vypouklá. Čelní rovinu $T-T$ protnou boky zubů v Archimédových spirálách. Zuby se řezou na soustruhu, břit nože má tvar zubní mezery základního profilu. Čelo nože se nastaví do osové roviny $X-X$. Vyrábí se jen jako jednoduchý. Výroba nevhodná.
Šnek N – obecný	Těleso šneku je válec. Profil zubní mezery v normálové rovině $N-N$, tj. v rovině kolmé ke šroubovici na roztečném válci, je totožný s tvarem zubní mezery základního profilu. Bok zubu šneku je tedy v normálové rovině přímý, v ostatních rovinách (osové a čelní) ho tvoří vypouklé obecné křivky. Vyrábí se na soustruhu, břit nože má tvar mezery základního profilu, čelo nože se nastaví do roviny $N-N$, nebo frézováním čepovou nebo kotoučovou frézou o poměrně malém průměru. Nejčastější druh šneku.

22. Kinematické mechanismy

Důležité kinematické dvojice

Kinematické dvojice pro rovinný pohyb	Kinematické dvojice pro prostorový pohyb
 Otočný kloub $i = 1$	 Šroubový kloub $i = 1$
 Posuvný kloub $i = 1$	 Křížový (Kardanův) kloub $i = 2$
 Kulisový kloub $i = 2$	 Kulový kloub s kulovou pánví $i = 3$
 Valivý kloub $i = 2$	 Kloub otočný a posuvný $i = 2$
 Dvojice desek $i = 3$	 Kulový kloub s deskou $i = 5$

Charakteristika - Soustava těles navzájem spojená v jeden celek vykonávající určený pohyb. Úkolem mechanismu je vykonat příslušný pohyb a operaci. Na rozdíl od převodů, které konají rovnoměrný pohyb (řemenový, ozubenými koly), konají mechanismy nerovnoměrný periodický pohyb.



Obr. 1. Blokové schéma hnacího systému

ME – měnič energie (motor),
P – převodovka, M – mechanismus,
PO – pracovní orgán

Vlastnosti: velké rychlostní převody, lehká výroba, velká hmotnost, velké setrvačné síly, není klidný, tichý chod, není pojistka proti přetížení, velké tření.

Rozdělení:

- a) podle teorie – rovinné, prostorové
- b) podle přenášené energie
 - kinematické – šroubové, pákové, kloubové, klikové, kulisové, tlumící, vačkové, s přerušovaným pohybem, regulační brzdící
 - elektrické
 - tekutinové – hydraulické – hydrostatické, hydrodynamické
 - pneumatické – , hydraulicko-pneumatické, servomechanismy

Členy:

Nepohyblivá součást, souží k přenosu pohybu a sil od hnacího k hnanému členu. Jsou tuhé aby se nedeformovali, některé jsou do určité míry pružné – tlumení rázu.

Ohebné členy – lana, řemeny, dráty, řetězy, kuličkový mech.

Rám – člen, který je k prostoru či rovině v klidu

Kinematická dvojice – vznikne spojením 2 členů

Kinematické dvojice:

Vzniknou spojením dvou členů, které se mohou navzájem pohybovat. Dva členy se mohou spolu stýkat v množině ploch, čar nebo bodů.

Kinematická dvojice jako spojení dvou členů dovoluje určitý počet základních pohybů (posuv, otáčení) jednoho členu vůči druhému; počet těchto možných relativních pohybů je **stupeň volnosti pohybu i**.

Člen - těleso - má v rovině 3, v prostoru 6 stupňů volnosti. Kinematické dvojice mohou odebrat členu v rovině 1 nebo 2, v prostoru 1 až 5 stupňů volnosti pohybu, neboť spojení musí být pohyblivé.

Kinematické schéma:

Slouží k usnadnění rozboru mechanismu a k jejich posouzení, a také k dalšímu kinematickému řešení. V těchto schématech nerespektujeme konstrukční tvary jednotlivých členů mechanismu, které znázorňujeme normalizovanými symboly.

Dodržujeme zde však geometrické uspořádání, tj. ve zvoleném měřítku vzdálenosti jednotlivých kloubů, úhly natočení klik na společném hřídeli. Údaje netýkající se pohybu mech. se nezakreslují.

Jednotlivé členy se značí arabskými číslicemi. Číslo posledního členu nám dává celkový počet členů.

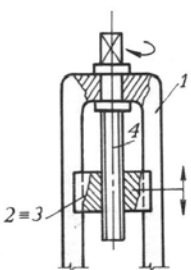
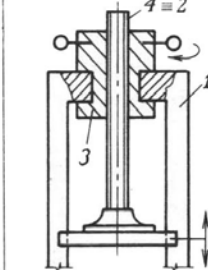
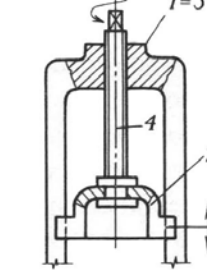
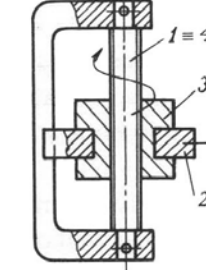
23. Šroubové a klínové mechanismy

a) Šroubové mechanismy:

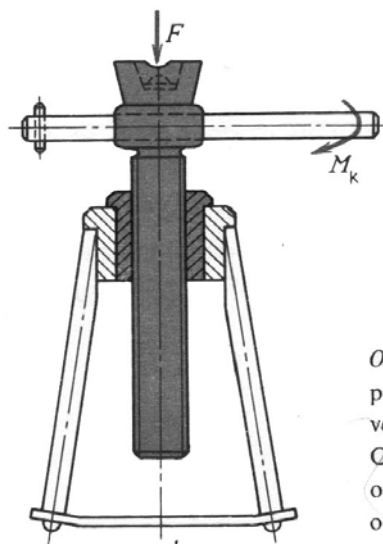
Je vytvořen pohybovým šroubem a maticí a slouží k přeměně točivého nebo šroubovitého pohybu na posuvný a naopak. Použití: např. vodící šroub u soustruhu, ventily, šoupátka, šroubový zvedák. Jeho význam klesá s rozšířením použití tekutinových mechanismů.

Typickým příkladem šroubového mechanismu je šroubový zvedák.

Princip jednotlivých druhů šroubových mechanismů

Přeměna točivého pohybu na posuvný		Přeměna šroubovitého pohybu na posuvný	
1. Šroub se otáčí, matice se posouvá	2. Matice se otáčí, šroub se posouvá	3. Šroub koná šroubovitý pohyb (otáčení i posun), matice stojí	4. Matice koná šroubovitý pohyb (otáčení i posun), šroub stojí
			

Vysvětlivky: 1 – rám, 2 – posuvný člen, 3 – matice, 4 – šroub



Obr. 2. Šroubový zvedák. Hnací síla působí na ruční páce, otáčí šroubem vedeným v matici v podstavci. Osová síla šroubu působí přes otočnou hlavici na břemeno, které se otáčením šroubu zdvihá nebo spouští

účinnost - bývá tak 30 až 40%; nosnost až 35t; zdvih 300mm při hmotnosti do 50kg.

Silové poměry

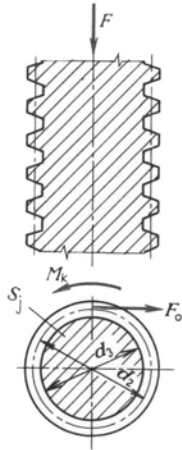
Silové poměry, účinnost (obr. 3)

Krouticí moment vřetena: $M_k = F_o \cdot \frac{d_2}{2}$,

obvodová síla:

1. pro zvedání: $F_{o1} = F \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$,

2. pro spouštění: $F_{o2} = F \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi')$,



Obr. 3. Silové poměry na pohybovém šroubu
 M_k – krouticí moment vřetena, F – břemeno, F_o – obvodová síla,
 d_3 – průměr jádra závitu, d_2 – střední průměr závitu

účinnost:

1. při zvedání: $\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$,

2. při spouštění: $\eta_2 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi')}$.

Je-li $\varphi' \geq \gamma$, pak $\operatorname{tg}(\gamma - \varphi') \leq 0$ a z toho $\eta_2 \leq 0$, tj. *samosvornost*. Využívá se např. u šroubových zvedáků.

Přeměna točivého pohybu na posuvný:

- a) šroub se točí a matka posouvá
- b) matka se točí a šroub se posouvá

Přeměna šroubovitého pohybu na posuvný:

- a) šroub koná otáčivý i posuvný pohyb, matka stojí
- b) matka koná otáčivý i posuvný pohyb, šroub stojí

Konstrukce:

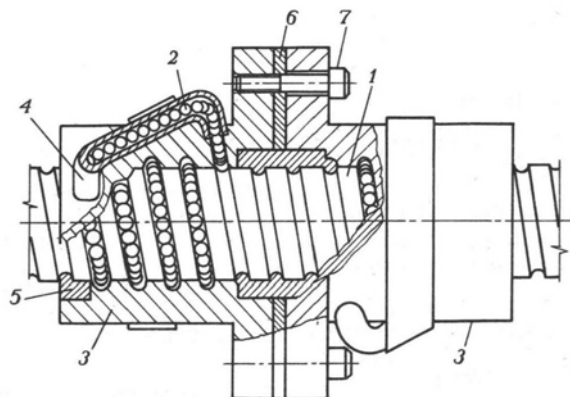
U pohyblivých šroubů se používá lichoběžníkový rovnoramenný závit, občas oblý - železniční vagóny. U jednostranně namáhaného vřetena se používá lichoběžníkový nerovnoramenný závit - automobilové zvedáky. U mechanismů vyžadujících samosvornost jsou závity jednochodé, u ostatních většinou vícechodé pro zlepšení účinnosti.

Materiál:

Šroub – 11 500, 11 600, atd.

Matka – šedá litina; pro více namáhané - bronz, mosaz

Šroubový mechanismus s valivými tělísy (kuličkové šrouby) – účinnost až 93%, kuličky nebo válečky mezi matkou a šroubem=valivé tření, jsou bez vůle, velmi malá opotřebení, trvalá přesnost.



Obr. 6. Provedení a princip kuličkového šroubu

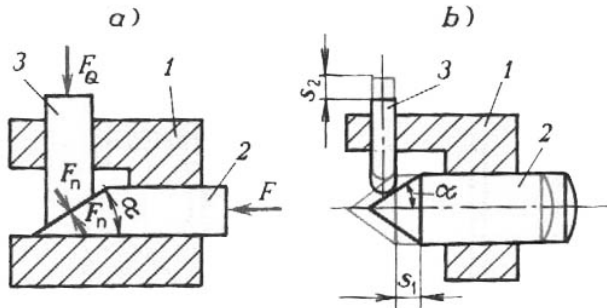
1 – vřeteno šroubu s broušenými kuličkovými dráhami, 2 – oběžné kuličky, 3 – matice, 4 – zpětný kanál, 5 – stěrač, 6 – příložka, 7 – spojovací šroub

Princip: Kuličky 2 jsou vráceny zpětným kanálem 4 do výchozího místa; při použití dvou matic 3 a příložky 6 je možno předběžným zatížením vyloučit axiální vůli

b) Klínové mechanismy:

Pomocí nakloněné roviny přeměňují posuvný pohyb na posuvný pohyb jiného směru. Úhel $\alpha = 45^\circ$ a větší se nedoporučuje, dojde ke zpříčení hnané součásti.

Klínový mechanismus



Obr. 7. Silové a pohybové poměry u klínových převodů. Trojčlenný mechanismus
1 – rám, 2, 3 – posuvné části;
a) prizmatické (hranolovité) vedení a klínová styčná plocha hnací součásti, b) válcové vedení a kuželová styčná plocha hnací součásti 2

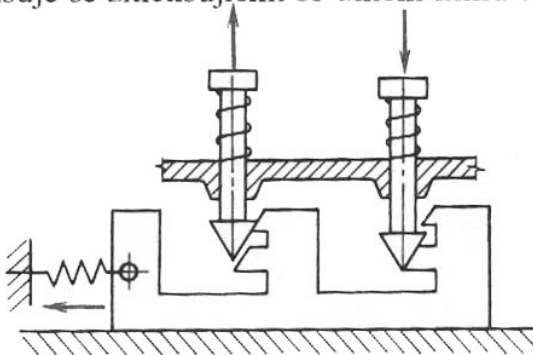
Síly v mechanismu (obr. 7a):

$$F = F_n \cdot \sin \alpha, \quad F_Q = F_n \cdot \cos \alpha.$$

Poměr sil:

$$\frac{F}{F_Q} = \frac{F_n \cdot \sin \alpha}{F_n \cdot \cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha$$

se zmenšuje se zmenšujícím se úhlem klínu α .



Obr. 8. Blokovací tlačítko pro přímočaře vedené vodítko

V přesné mechanice nejde u klínových mechanismů ani tak o silové poměry, jako spíš o převod pohybu; posunutím hnacího klínu (kužele) 2 o vzdálenost s_1 se posune hnaná součást 3 o vzdálenost s_2 (obr. 7b). Zde platí obrácený vztah než pro síly, tj.

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{F}{F_Q} = \operatorname{tg} \alpha.$$

24. Kloubové mechanismy

Všechny rovinné kloubové mechanismy mají nejméně 4 tuhé členy spojené otočnými nebo posuvnými klouby a 1 nehybnou spojnicí (rám). Rovnoměrný otáčivý pohyb se mění v periodický a opačně. Používají se jako převodové vodící, textilní, zemědělské stroje, spalovací pístové motory.

Vlastnosti: jednoduchá výroba, údržba není náročná, málo obtížné mazání, členy možno přestavit; náročné na prostor, více-členy potřebují speciální řešení.

Čtyřčleny: nazývají se tak rovinné čtyřkloubové mechanismy s jedním stupněm volnosti. Jsou nuceně oběžné.

Tab. 6. Přehled čtyřčlenných mechanismů

Název	Vyobrazení
<i>Mechanismus klikovahadlový</i> Názvosloví: nehybný člen 1 – rám hnací člen (otáčí se) 2 – klika pohyb od kliky přenáší člen 3 – ojnice hnaný člen (jen kýve) 4 – vahadlo $l_{\min} + l_{\max} < l' + l''$, nejkratší člen je klika	
<i>Mechanismus dvojklikový</i> Členy 2 a 4 se mohou otáčet. $l_{\min} + l_{\max} < l' + l''$, nejkratší člen je rám	
<i>Mechanismus dvojavahadlový</i> Členy 2 a 4 mohou jen kývat. $l_{\min} + l_{\max} > l' + l''$, zde $a + d > c + b$, nebo $l_{\min} + l_{\max} < l' + l''$ a nejkratší člen je ojnice	
<i>Mechanismus klikovahadlový výstředný</i> Výstřednost $e = 0$, tj. osa otáčení kliky 2 leží na prodloužené přímkové dráze (přibližně) koncového bodu vahadla 4	
<i>Mechanismus paralelogramový</i> Vahadla 2 jsou rovnoběžná a stejně dlouhá	
Název	Vyobrazení
<i>Mechanismus antiparalelogramový</i> Kliky 1 jsou rovnoběžné a stejně dlouhé, ale protilehlé	

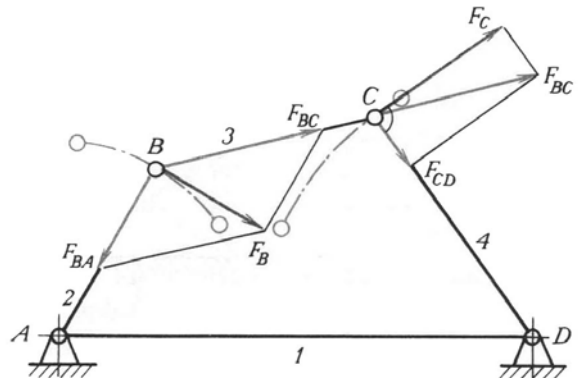
Čárkovaně jsou na obrázcích vyznačeny úvratě členů.

$l_{\min}$ – délka nejkratšího členu,

$l_{\max}$ – délka nejdelšího členu,

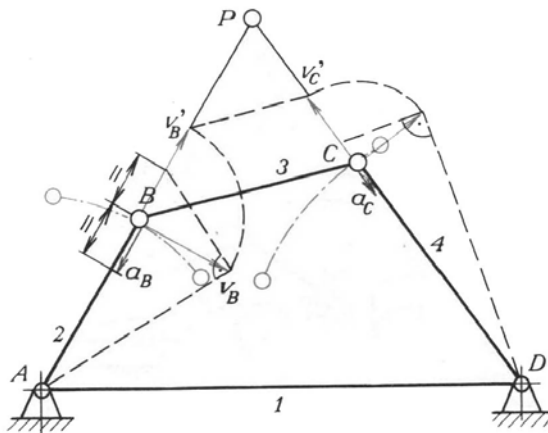
l', l'' – délky zbývajících členů.

Silové poměry - Jako příklad znázorněn u dvojahadlového mech. Působí-li ve směru otáčení v bodě B síla F_B , můžeme ji rozložit do směru členu 2 a 3, její složky jsou pak F_{BA} a F_{BC} . Síla F_{BC} se přenesse členem 3 v nezměněné velikosti a směru do bodu C. V tomto bodě se rozloží dále do směru F_{CD} a směru F_C . Obvodová síla F_B hnacího členu byla převedena na obvodovou sílu F_C hnaného členu.



Obr. 10. Silové poměry u čtyřčlenu

Rychlost a zrychlení - Při převodu rychlosti z hnacího členu na hnaný pro stejný mechanismus je dána úhlová rychlost ω_B hnacího členu 2. Směr rychlostí bodů B a C leží na tečnách jejich drah. Určí se pól otáčení P (okamžitý střed otáčení bodu B a C), který leží v průsečíku příslušných normál. Koncovým bodem pootočené rychlosti v'_B vedeme rovnoběžku s členem 3. Získáme pootočenou rychlost v'_C , kterou otočíme do tangenciálního směru jako rychlost v_C .



Obr. 11. Rychlosti a zrychlení u čtyřčlenu

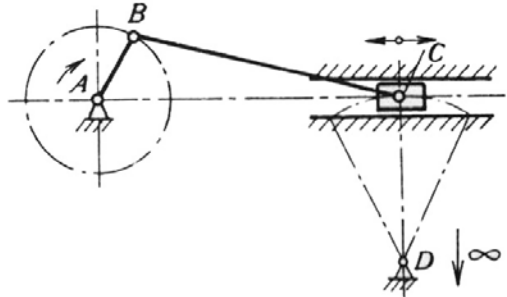
Příklady kloubových mechanismů:

Tab. 7. Příklady kloubových mechanismů

Název	Vyobrazení
<i>Středový klikový mechanismus</i> Výstřednost $e = 0$ (viz kap. 2.5)	
<i>Výstředný klikový mechanismus, $e \neq 0$</i> Hnací členem může být jak klika 2 (klikový lis, pístový kompresor), tak i posouvající se člen (píst, křížák, smýkadlo) 4 (pístový spalovací motor). Na rozdíl od centrického mechanismu dává větší zdvih pístu než průměr klikové kružnice, umožňuje lepší výplach válce u dvoudobých spalovacích motorů, snižuje normálový tlak pístu na válec	
<i>Pohon pístového čerpadla – přímočaré vedení</i> Používá se u zdvižných čerpadel pro čerpání vody nebo nafty. Poháněcím strojem je elektromotor, spalovací motor s převodovkou do pomalu nebo také žentour	
<i>Portálový jeřáb se sklopným výložníkem</i>	
Název	Vyobrazení
<i>Hnětací stroj těsta</i>	

25. Klikový mechanismus

Přeměňuje otáčivý pohyb na přímočarý (čerpadla, kompresory), nebo naopak (spalovací motory). Vznik klikového mechanismu – je to případ 4-členného kloubového mechanismu s nekonečně dlouhým vahadlem. Bude-li vahadlo nekonečně dlouhé, změní se kruhová dráha kloubu C na přímočaru.

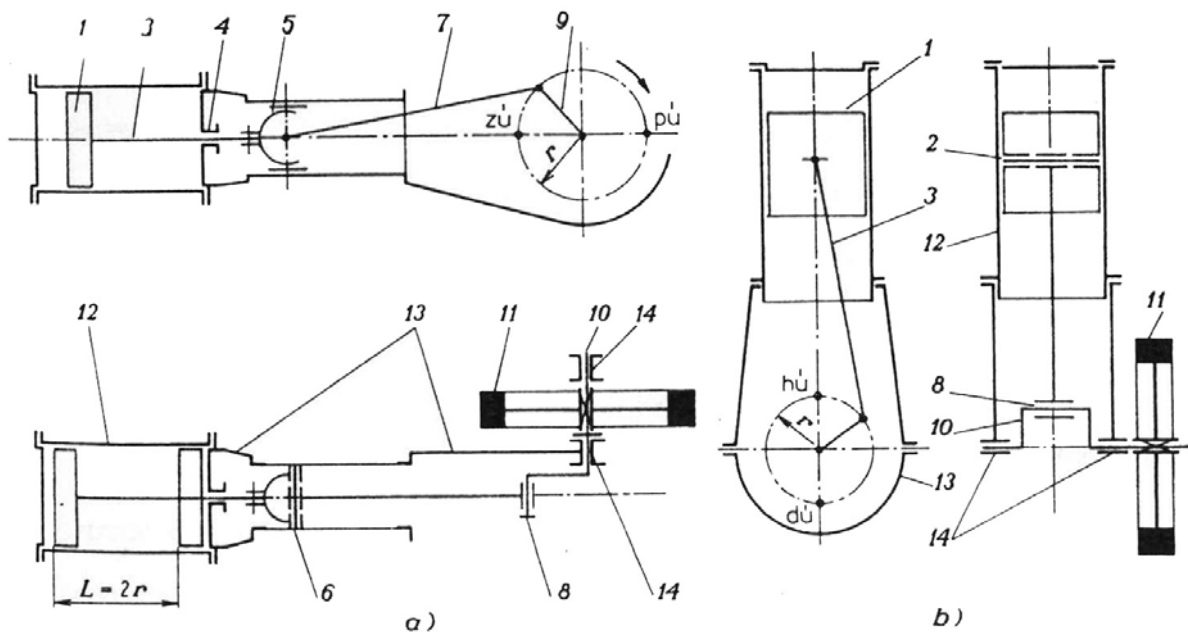


Obr. 14. Vznik klikového mechanismu jako speciální případ čtyřčlenného kloubového mechanismu s nekonečně dlouhým vahadlem

Klikový mechanismus je důležitým ústrojím všech pístových strojů. Je to ústrojí dosti komplikované, drahé a náročné na údržbu.

V praxi bývají dva druhy klikových mechanismů:

- klikový mechanismus s křížákem** - dnes málo používané, u velkých pomaloběžných strojů
- zkrácený klikový mechanismus** - používá se u menších rychloběžných strojů, např. u automobilových spalovacích motorů



Kliková ústrojí a) s křížákem ležatého jednoválcového dvojčinného parního stroje; b) zkrácené klikové ústrojí jednočinného spalovacího motoru

1 – píst, 2 – pístní čep, 3 – pístní tyč, 4 – ucpávka, 5 – křížák, 6 – křížákový čep, 7 – ojnice, 8 – klikový čep, 9 – čelní klika, 10 – klikový hřídel, 11 – setrvačník, 12 – válec, 13 – rám stroje, kliková skříň, 14 – hlavní ložiska

Úvratě kliky: zú – zadní, pú – přední, hú – horní, dú – dolní

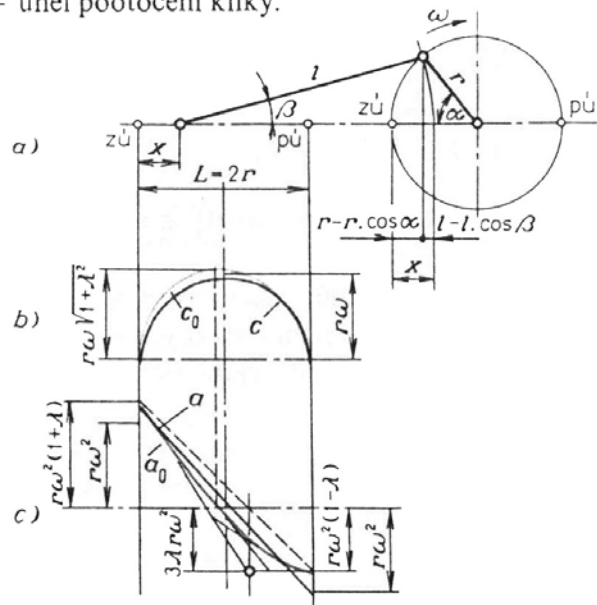
Pohybové poměry v klikovém mechanismu:

kde r je poloměr kliky,

l – délka ojnice,

$\lambda = r/l$, bývá od 1/3,5 u rychloběžných spalovacích motorů, do 1/5 u pomaloběžných kompresorů a čerpadel,

α – úhel pootočení kliky.



Obr. 16. Schéma klikového mechanismu pro výpočet pohybových poměrů

a) určení dráhy x , b) průběh teoretické rychlosti pístu c_0 pro nekonečně dlouhou ojnici a skutečné rychlosti c , c) průběh teoretického zrychlení pístu a_0 pro nekonečně dlouhou ojnici a skutečného zrychlení a .

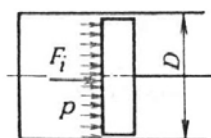
$zú, pú$ – zadní a přední úvrať pístu,

$zú, pú$ – zadní a přední úvrať kliky

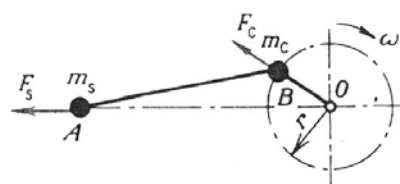
Silové poměry v klikovém mechanismu

1. Vnitřní síla (tlak média) na píst (obr. 17):

$$F_i = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p.$$



Obr. 17. Tlak média na píst



Obr. 18. Schéma setrvačných a odstředivých sil v klikovém mechanismu

2. Setrvačná síla posuvných hmot (obr. 18):

$$F_s = m_s \cdot a, \quad m_s = m_p + m_t + m_k + m_{os},$$

kde m_s je hmotnost posuvných hmot,

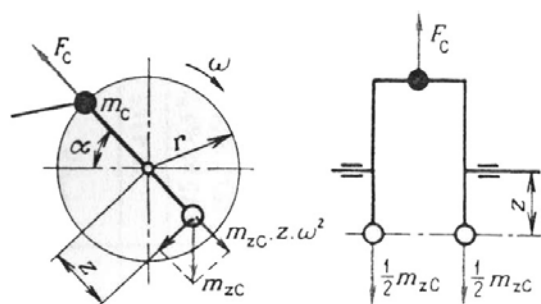
m_p – hmotnost úplného pístu (včetně pístního čepu a kroužků),

m_t – hmotnost pístní tyče,

m_k – hmotnost křížáku,

m_{os} – hmotnost posouvající se části ojnice.

Vyvažování:



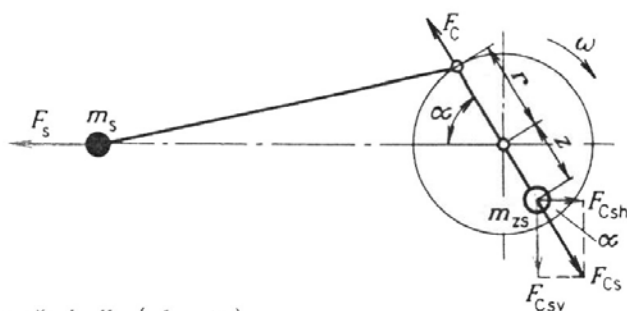
Obr. 20. Schéma vyvažování odstředivých sil

Vyvažování:

a) *odstředivé síly* (obr. 20):

$$F_c = m_c \cdot r \cdot \omega^2 = m_{zc} \cdot z \cdot \omega^2,$$

$m_{zc} = m_c \cdot r / z$ je hmotnost vývažku pro vyvážení odstředivých sil;



Obr. 21. Schéma vyvažování setrvačných sil

b) *setrvačné síly* (obr. 21):

setrvačná síla

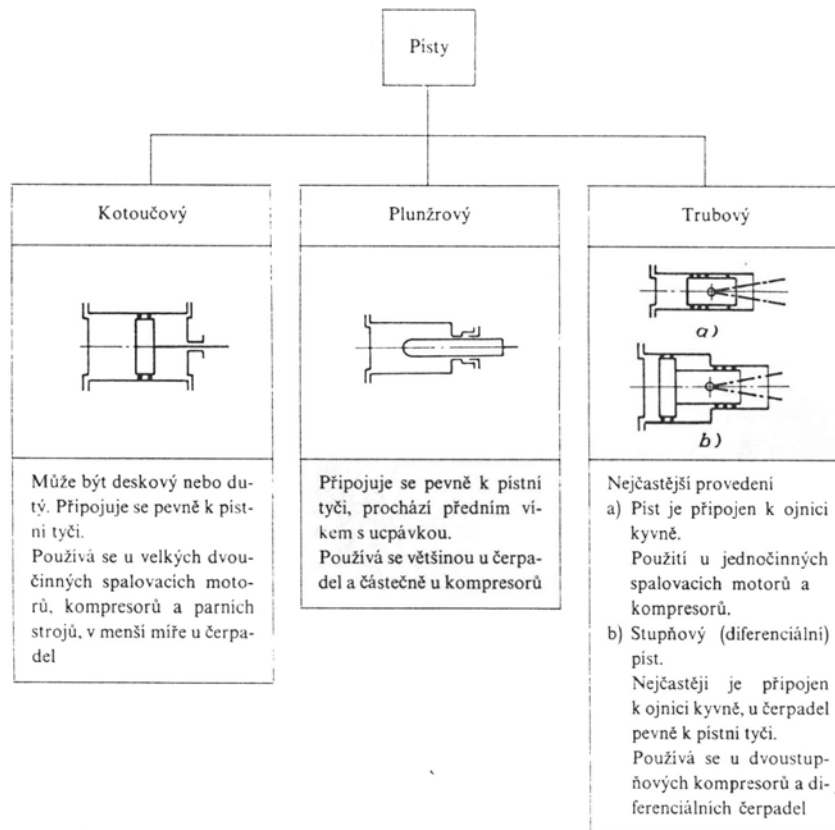
$$F_s = m_s \cdot a = m_s \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha \pm \lambda \cdot \cos 2\alpha),$$

odstředivá síla závaží vyvažující setrvačnou sílu F_s :

$$F_{cs} = m_{zs} \cdot z \cdot \omega^2$$

26. Části klikového mechanismu

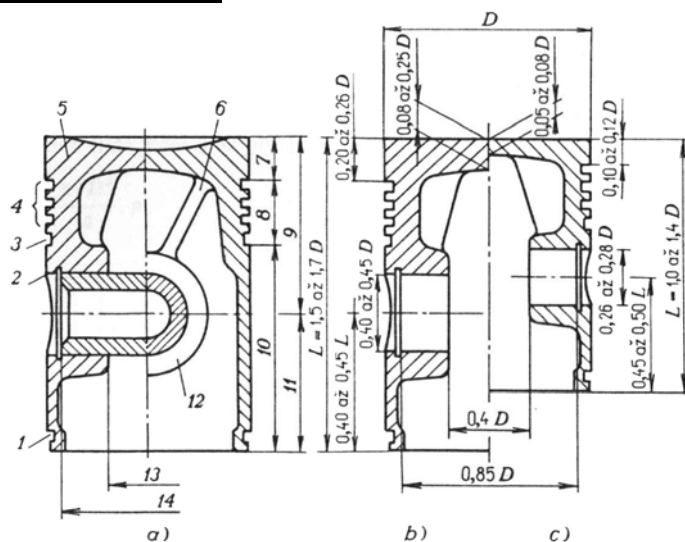
Rozdělení pístů:



Požadavky na píst:

Pevnost, korozivzdornost, odolnost proti opotřebení, dobré kluzné vlastnosti, lehký, malá roztažnost, nízká cena.

Konstrukce pístů:



Obr. 22. Konstrukce trubových pístů

- a) názvosloví: 1 – drážka pro spodní stírací kroužek, 2 – pojistný kroužek pro díry, 3 – drážka pro horní stírací kroužek, 4 – drážky pro těsnicí kroužky, 5 – dno pístu, 6 – žebro, 7 – vzdálenost prvního kroužku od dna, 8 – výška partie kroužků, 9 – délka svršku pístu, 10 – plášť pístu, 11 – délka spodku pístu, 12 – pístní oko, 13 – vzdálenost pístních ok, 14 – délka pístního čepu;
b) relativní rozměry pro vznětové motory;
c) relativní rozměry pro zážehové motory

Mají tvar dutého válce otevřeného do klikové skříně, pístní čep pro ojnicí oko je zasazen do tělesa pístu. Na obvodě pístu jsou drážky pro těsnící stírací kroužky. V pracovním válci spalovacích motorů jsou vysoké tlaky a teploty. Trubové písty musí nejen těsnit prostot ve válci, ale i odvádět teplo ze dna pístu a zachytit tlak kolmý k ose pístu.

Materiál:

- a) *pomaloběžné* – šedá litina, ocel
- b) *rychloběžné* – slitina hliníku a mědi, slitina hliníku a křemíku

Pístní čepy:

Přenáší tlak plynů ve válci i setrvačné síly pístu na ojnicí. Plovoucí čep se po zahřátí v okách pístu otáčí.

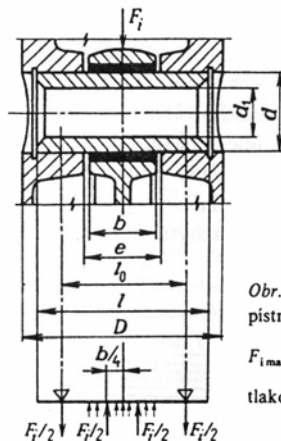
Výpočet:

Pístní čepy jsou normalizovány. Průměry pístních čepů se určí z empirických vzorců podle průměru válce (obr. 27):

pro pomaloběžné spalovací motory: $d = (0,35 \text{ až } 0,50) D$,

pro rychloběžné spalovací motory: $d = (0,31 \text{ až } 0,41) D$.

Vnitřní průměr dutého čepu: $d_1 = (0,55 \text{ až } 0,75) d$.



Obr. 27. Návrh a kontrola pístního čepu

$F_{i \max} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_{\max}$ je maximální tlaková síla plynu na píst

Pístní čep se kontroluje (obr. 27, viz též Stavba a provoz strojů I):

a) *na ohyb:*

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{D0} = 80 \text{ až } 150 \text{ až } 330 \text{ MPa (podle materiálu),}$$

$$M_o = \frac{F_{i \max}}{2} \cdot \left(\frac{l_0}{2} - \frac{b}{4} \right),$$

$$W_o = \frac{1}{10} \cdot \frac{d^4 - d_1^4}{d},$$

b) *na otláčení v ojnicím oku:*

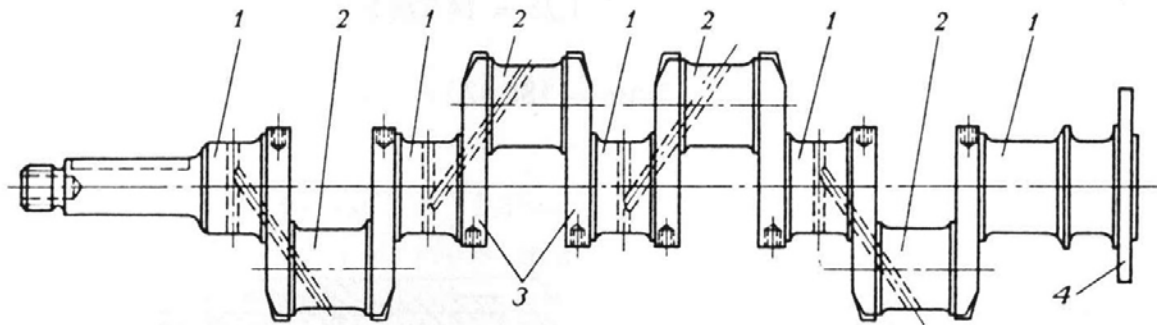
$$p_1 = \frac{F_{i \max}}{d \cdot b} \leq p_{D1} = 30 \text{ až } 60 \text{ MPa},$$

c) *na otláčení v okách pístu:*

$$p_2 = \frac{F_{i \max}}{(l - e) \cdot d} \leq p_{D2} = 20 \text{ až } 50 \text{ MPa}.$$

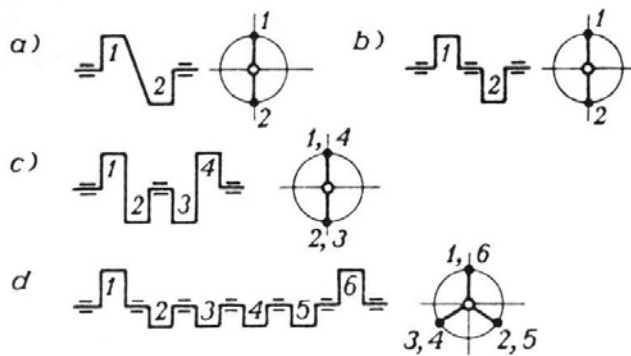
Klikové hřídele:

Jsou to hřídele se zalomením pro víceválcové pístové stroje. Vyrábějí se *jednodílné*, nebo *složené* z několika dílů - se z ekonomických důvodů používají pouze u velkých spalovacích motorů.



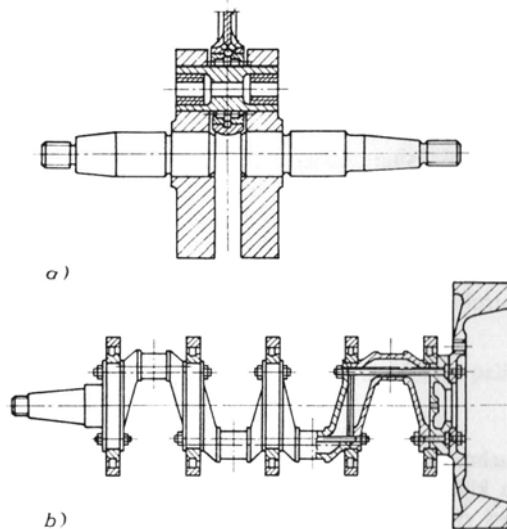
Obr. 46. Kovaný klikový hřídel čtyřválcového vznětového motoru

Hřídel je uložen za každým zalomením, tedy v pěti ložiskách. Zalomení klik po 180°
1 – hlavní (ložiskové) čepy, 2 – klikové čepy, 3 – ramena, 4 – příruba pro setrvačnik



Obr. 47. Schéma uspořádání klik a ložisek

a) dvouválcový stroj s klikami po 180° uložený ve dvou ložiskách (např. pro kompresor nebo motocyklový motor), b) dvouválcový stroj s klikami po 180° , uložený za každým zalomením (např. vznětový spalovací motor), c) hřídel pro čtyřválcový automobilový zážehový motor s klikami po 180° , uložený ve třech ložiskách, d) hřídel šestiválcového vznětového motoru, kliky po 120° , uložení za každým zalomením



Obr. 49. Dělené klikové hřídele

a) Skládáný klikový hřídel s dutým klikovým čepem. Čep hřídele je do ramen nalisován, dutý klikový čep se rozepte na koncích zatlačenými trny, které mají vnitřní závit pro vyjmutí;
b) skládáný klikový hřídel čtyřválcového vznětového motoru. Jednotlivé dílce jsou spojeny šrouby

Setrvačníky:

Kotouč s velkou hmotností, vyrovnává nerovnoměrnost pohybu klikového hřídele během jednoho pracovního cyklu.

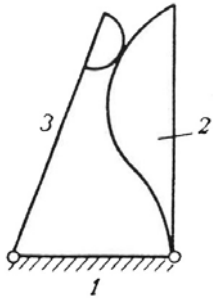
Materiál: pro obvodové rychlosti < než 30 m/s – šedá litina

> jak 30 m/s - ocel

do Ø 2 m – z jednoho kusu, > jak 2 m – dělené a spojené šrouby

27. Vačkové mechanismy

Patří mezi křivkové mechanismy. Jsou rovinné nebo prostorové, skládají se ze 3 členů:



Obr. 60. Tříčlenný křivkový mechanismus – základní tvar
1 – spojovací člen (rám),
2 – křivkový člen (hnací), 3 – hnáný člen

Vačka – neokrouhlý kotouč s profilem odpovídající předem naprogramovanému průběhu pohybu koncového členu mechanismu.

Použití: polygrafické stroje, kopírovací stroje, motory

Vlastnosti: snadné dodržení zákona pohybu hnaného členu, náročné na výrobu, náhlé změny zrychlení, nutná vůle mezi členy, nutnost mazání, hlučné, nutný styk obou členů, dochází k rázům

Rozdělení vačkových mechanismů:

Tab. 14. Rozdělení křivkových mechanismů

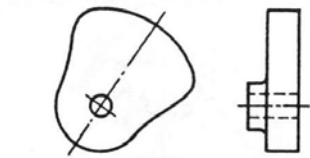
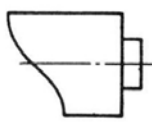
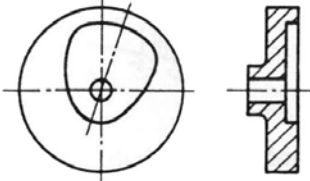
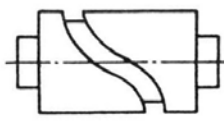
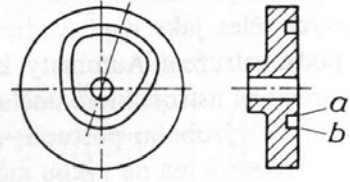
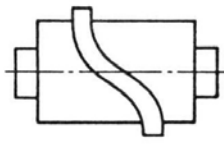
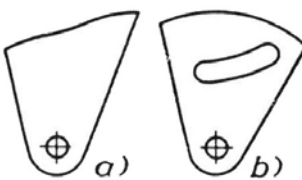
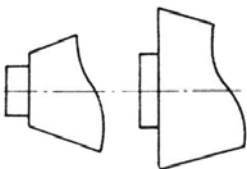
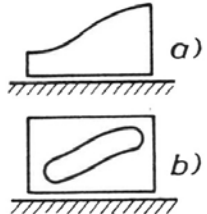
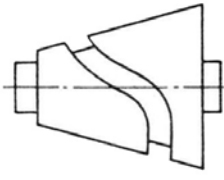
Rovinné křivkové mechanismy	Základní tvary				
	Pohon	Pohon	Pohon	Pohon	Pohon
Speciální tvary					
	Tangenciální vačka	Vačka s kruhovými boky	Talířový nárazník	Dvojklika < nosičem křivky	
Prostorové křivkové mechanismy					
	a) Silový styk	a) Silový styk	a) Křivkový kužel	a) Křivkový globoid	
	b) Tvarový styk	b) Tvarový styk	b) Tvarový styk	b) Tvarový styk	

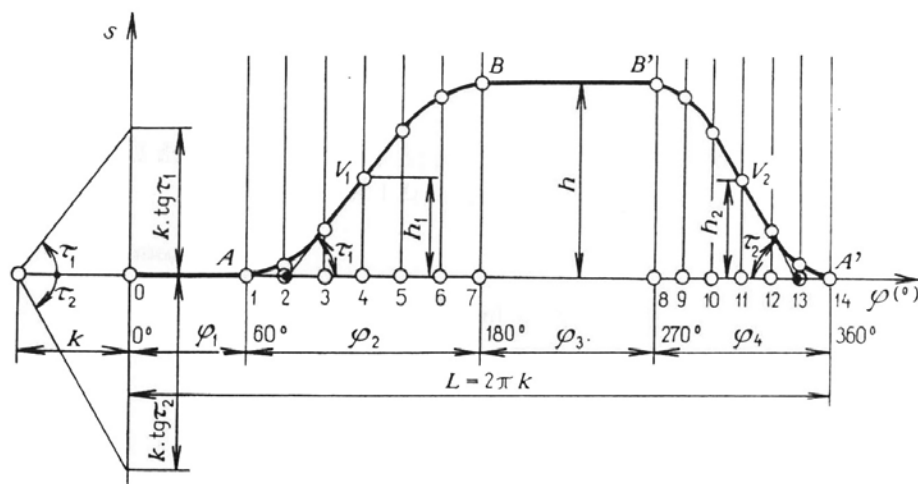
Křivkový hnací člen může konat pohyb:

- a) točivý – vačka
- b) posuvný – šablona
- c) kývavý – palec

Rovinné a prostorové křivkové členy:

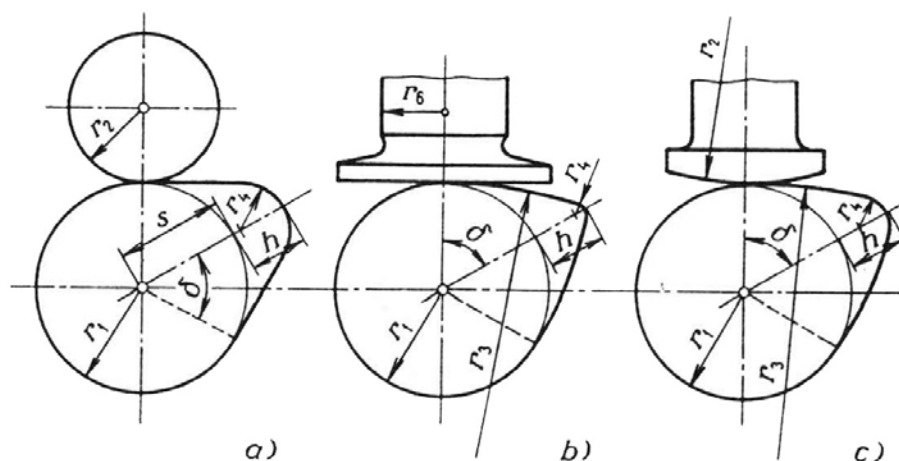
Tab. 15. Rovinné a prostorové křivkové členy

Rovinné křivkové členy	Prostorové křivkové členy
Název – vyobrazení	Název – vyobrazení
1. Kotouč s vnější křivkou 	1. Válec s vnější křivkou (čelní křivka, plášťová křivka) 
2. Kotouč s vnitřní křivkou 	2. Válec s křivkovou drážkou (válcová křivka, bubinková křivka) 
3. Kotouč s křivkovou drážkou: a) vnější křivka b) vnitřní křivka 	3. Válec s křivkovým výstupkem 
4. Kulisa a) s vnější křivkou b) s vnitřní drážkou 	4. Kužel s vnější křivkou 
5. Smýkadlo a) s vnější křivkou b) s vnitřní drážkou 	5. Kužel s křivkovou drážkou 



Obr. 63. Diagram zdvihové čáry

Dáno: zdvih h , úhly $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$. Úsečka OI přísluší fázovému úhlu φ_1 , který vyjadřuje klid zdvihátka ve spodní poloze; křivka AB určuje zdvihovou čáru zdvihátka při vzdalování za fázového pootočení vačky o úhel φ_2 ; úhel φ_3 vyjadřuje klid zdvihátka v horní pracovní poloze, křivka $B'A'$ znázorňuje zdvihovou čáru zdvihátka při přibližování odpovídajícím pootočení vačky o úhel φ_4



Obr. 66. Nejběžnější tvary vaček

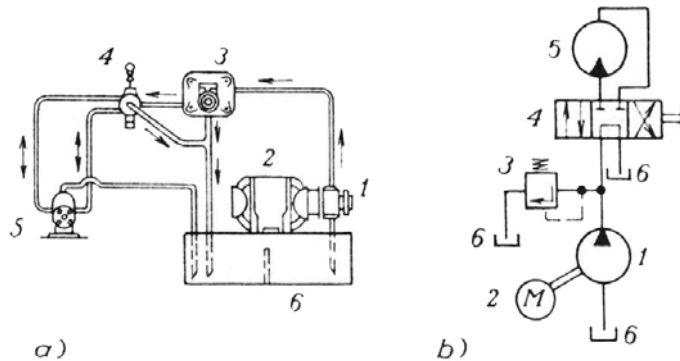
- a) tangenciální vačka se používá u zdvihátek s kladičkou,
- b) harmonická vačka pracuje se zdvihátkem s plochým talířkem,
- c) vačka s vypouklým bokem zabírá se zdvihátkem s kruhovým bokem

28. Tekutinové mechanismy

Práci zde koná kapalně médium nacházející se pod určitým tlakem. Výkonným členem je převodník energie tlakové na mechanickou energii. Zdroj tlaku je převodník energie mechanické na tlakovou. Parametry tlakové energie lze regulovat, nastavovat.

Druhy využívané energie: tlaková, pohybová, deformační, tepelná – všechny se přenášejí současně. Nositelem energie je kapalina (nestlačitelná - hydraulika), (stlačitelná - pneumatika). Hydrogenerátory – hydrostatická, odstředivá“

Schéma hydrostatického mechanismu:



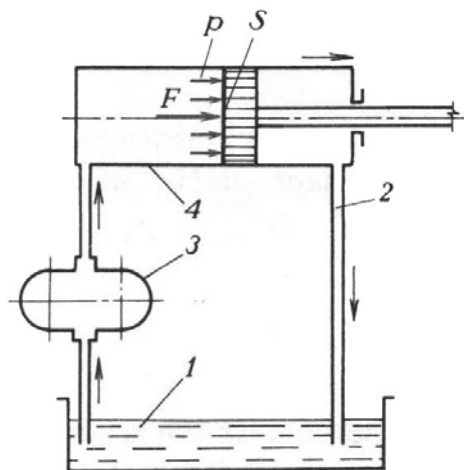
Obr. 106. Jednoduchý hydrostatický mechanismus

a) montážní schéma, b) funkční schéma

1 – hydrogenerátor, 2 – elektromotor, 3 – tlakový ventil, 4 – rozváděč, 5 – rotační hydromotor, 6 – nádrž

Hydrogenerátor převádí mechanickou energii hnacího elektromotoru na tlakovou energii kapaliny a hydromotor ji mění zpět na mechanickou. Tlakový ventil omezuje maximální tlak v obvodu a rozváděč umožňuje změnu pohybu hydromotoru

Funkce hydrostatického mechanismu:



Obr. 107. Schéma funkce hydrostatického mechanismu

1 – nádrž, 2 – potrubí, 3 – hydrogenerátor, 4 – hydromotor

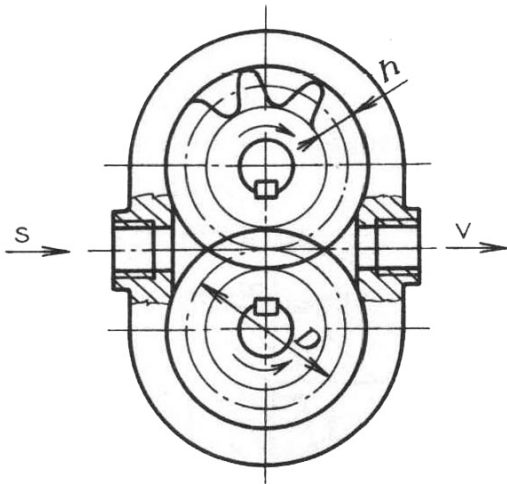
Funkce je založena na poznatku rovnoměrného šíření tlaku v kapalinách všemi směry (Pascalův zákon). K přenosu výkonu využívají tlakovou energii kapalin (viz obrázek 107.).

Použití:

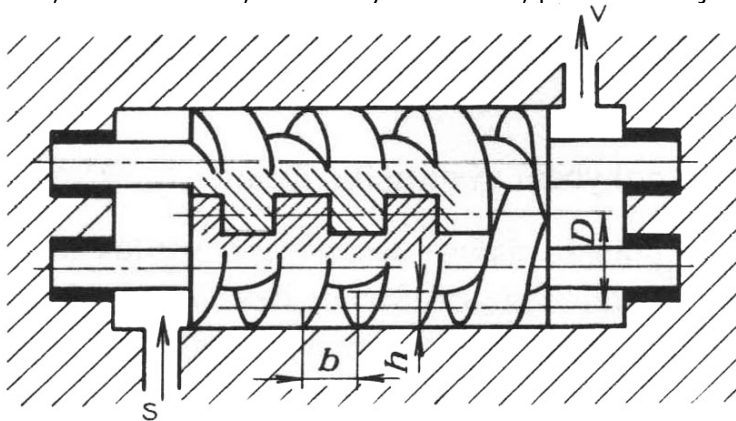
Hydrostatické mechanismy jsou velmi rozšířené ve všech odvětvích. Použití: v místech kde je snadný rozvod na značnou vzdálenost; kde třeba dosáhnout velkých silových poměrů; jednoduché řízení; jednoduchý způsob zapojení; velká životnost; nízká cena; nutnost zpětného odvádění kapaliny zpět do nádrže; choulostivost na nečistoty;

Vhodné při plynulé změně otáček a rychlostí, při časté změně smyslu pohybu.

a) zubový generátor – nejrozšířenější, jednoduchý, pro tlaky 3-5 MPa, speciální až 32 MPa, jednostupňový generátor má průtok 0,04-1,5 l/s. Vlivem záběru dvou párů zubů dochází k uzavření objemu kapaliny, proto se dělají odlehčovací drážky k odvodu zbytkové kapaliny (hrozilo by poškození). Pro malou nasávací schopnost se umísťují co nejbližší k nebo pod hladinu. Jsou bez ventilů.



b) šroubové generátory – bez ventilů, rovnoměrná dávka kapaliny, tichý a klidný chod, tlaky 25 MPa, velká účinnost, obtížná výroba rotorů, profil šroubu je lichoběžníkový

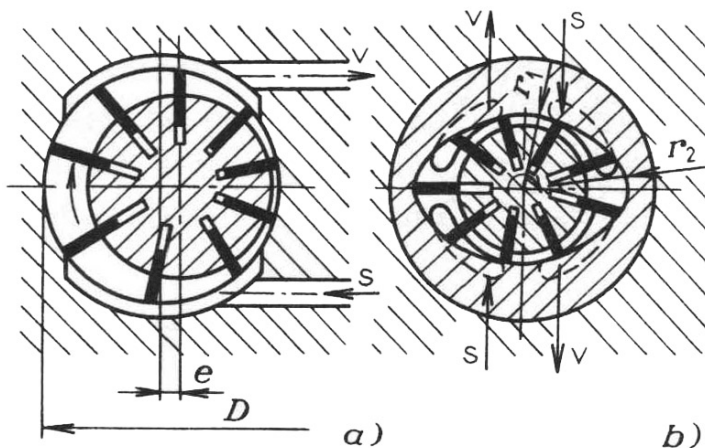


c) lamelový generátor – při otáčení dochází ke změně objemu prostoru uzavřením lamelami statoru a rotorem. V části generátoru, kde objem roste nastává sání. Vhodné pro velké tlaky, velká účinnost. Vysouvání lamel:

- 1) odstředivá síla + pružiny
- 2) přivedením tlakové kapaliny pod lamely
- 3) lamely vedeny v drážkách statoru

a) nevyvážené

b) vyvážené



d) pístové generátory – axiální –

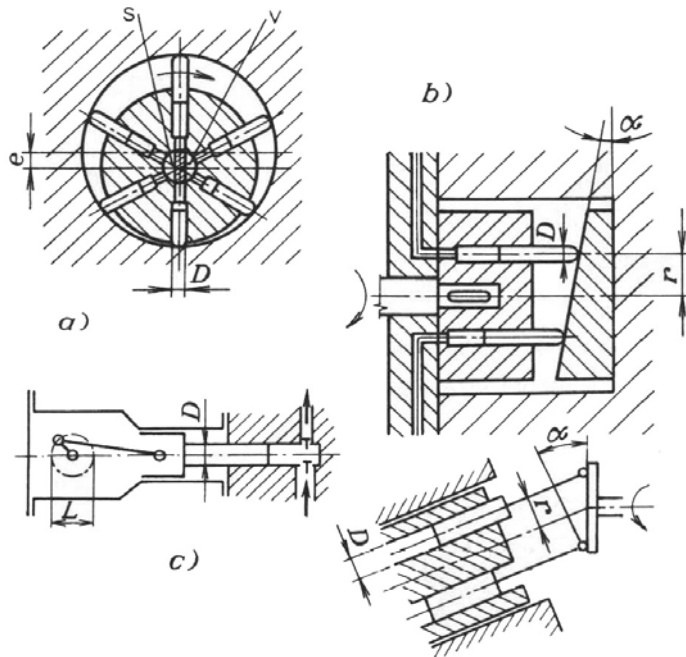
1) s nakloněnou deskou (ventil) – přitlačná síla se vyvodí pružinou nebo tlakem kapaliny

2) s nakloněným blokem (šoupátko) – písty s unášecí deskou pevně spojeny. Spojení provedeno ojnicemi, samonasávací schopnost

Mají válce v bloku, který se otáčí (šoupátka) nebo blok pevný (ventil)

- radiální – mají větší hmotnost, malý výkon, písty vedeny v rotoru nebo statoru, tlaky 53 MPa, $Q_v = 1 \text{ l/s}$

- Pístové
- a) radiální
 - b) axiální – s nakloněnou deskou
 - s nakloněným blokem
 - c) řadové



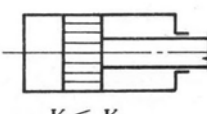
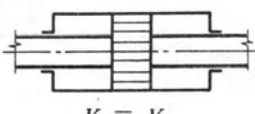
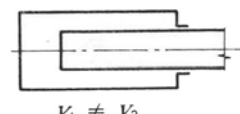
Hydromotory

Patří i s generátory do skupiny převodníků. Převodník je prvek, který je určený k přenosu energie z pevných částí na sloupech kapaliny a naopak. Konstrukční provedení motorů a generátorů je ve některých případech stejné. Hydromotor pracuje na opačném principu než hydrogenerátor.

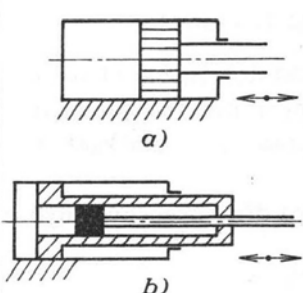
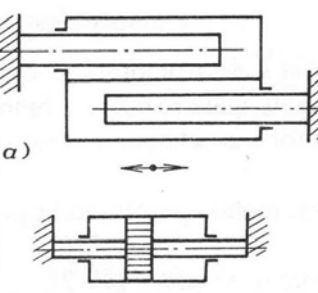
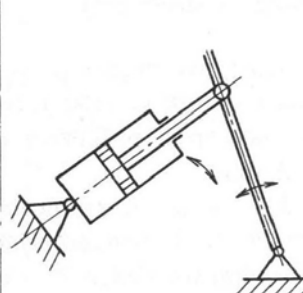
Přímočaré:

Nejvíce používané. Jejich předností jsou malé rozměry a hmotnost vzhledem k přenesenému výkonu, dobrá účinnost, spolehlivost, snadná konstrukce. Pro tlaky do 32 MPa.

Tab. 19. Rozdělení přímočarých hydromotorů podle konstrukčního provedení

Jednostranný přímočarý hydromotor	Oboustranný přímočarý hydromotor	Jednočinný přímočarý hydromotor s plunžrem
 $v_1 < v_2$ Při konstantním průtoku je dosahováno rozdílné rychlosti	 $v_1 = v_2$ Rychlost v obou směrech stejná	 $v_1 \neq v_2$ Zpětný pohyb musí být vyvozen jinou vnější silou

Tab. 20. Rozdělení přímočarých hydromotorů podle pevných a pohyblivých částí

Uspořádání s pevným válcem	Uspořádání s pevnou pístnicí	Uspořádání s výkyvným válcem
 a) b) Válec stojí, píst se pohybuje	 a) b) Píst stojí, válec se pohybuje	 Válec je zavěšen na otočném čepu

Rotační:

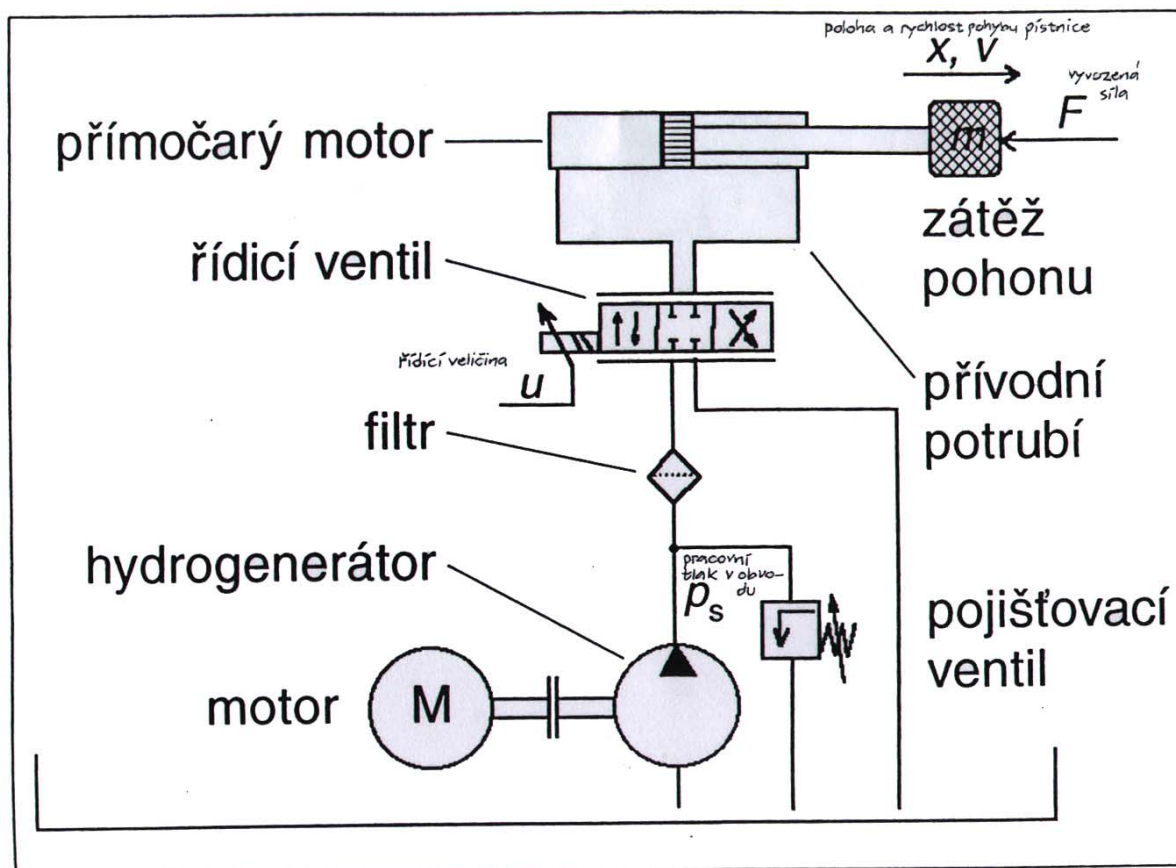
plynulá regulace otáček, malé rozměry a hmotnost, možnost přetěžování - možno použít opačným chodem generátorů.

Zubové: nevhodné pro nízké otáčky $n = 32 \text{ s}^{-1}$, $\mu = 0,8$, tlaky 16 MPa

Lamelové: velký objem, velké výkony při velkých tlacích $n = 50 \text{ s}^{-1}$, pro tlaky 16 MPa, výkon = 125 kW

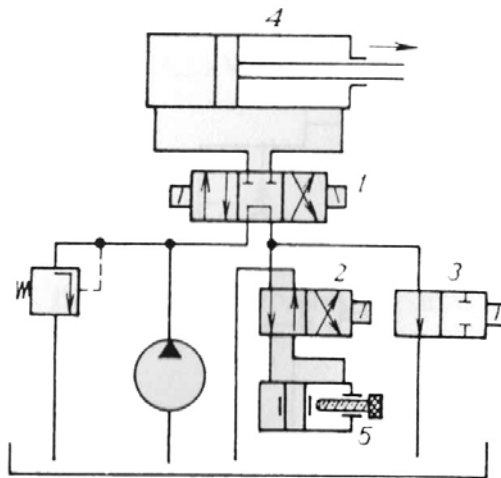
Šroubové: malé ztráty, tichý a klidný chod, pro tlaky 20 MPa, $n = 80 \text{ s}^{-1}$

Pístové: optimální vlastnosti, vysoké tlaky, otáčky a účinnost



ZÁKLADNÍ STRUKTURA HYDROSTATICKÉHO OBVODU

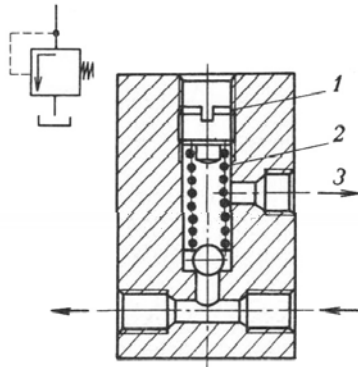
29. Hydraulické zařízení



Obr. 127. Hydraulický obvod pro přerušovaný pohyb
Přerušovaný pohyb je zajištěn odměrným válcem 5 a řídí se zdvihem pistu nastavitelným stavěcím šroubem. Přestavováním šoupátka rozváděče 2 se řídí vyprazdňování pracovního válce 4, a tím přerušovaný posuv směrem vpravo. Přestavováním šoupátka rozváděče 3 se mění plynulý posuv pistu válce 4 v přerušovaný

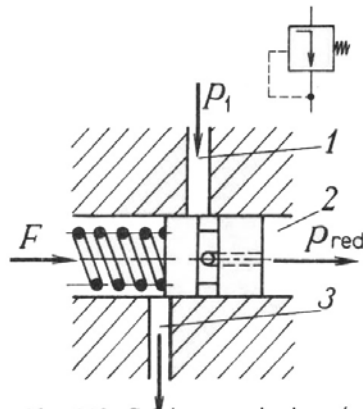
Prvky pro řízení tlaku:

- a) pojistný ventil – slouží k ochraně proti přetížení nebo k zablokování, je zapojen paralelně. Řídící část ventilu je buď kulička nebo kuželka nebo šoupátko, vyžaduje se těsnost



Obr. 111. Kuličkový pojistný ventil jednostranně zatížený kapalinou
Je vhodný pro malé průtoky.
Šroubem 1 se mění přítlačná síla pružiny 2, a tím i velikost pojišťovacího tlaku. 3 – odpad

- b) přepouštěcí ventil – nastaven na provozní tlak a v obvodu udržuje jeho výšku, proto trvale propouští část kapaliny do nádrže. Konstruktivně stejný jako pojistný ventil.
c) Redukční ventil – slouží v obvodu ke snižování pracovního tlaku. Má 2 funkce – 1) udržovat konstantní tlak na výstupu nezávisle na vstupu; 2) udržovat konstantní tlak rozdílu nebo poměru mezi vstupním a výstupním tlakem



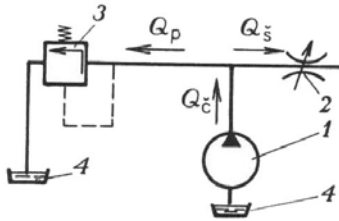
Obr. 113. Schéma a princip práce redukčního ventilu

V prostoru 2 udržuje tlak p_{red} na konstantní hodnotě, nezávisle na tlaku p_1 v prostoru 1. 3 – odpad

Prvky pro řízení průtoku kapalin:

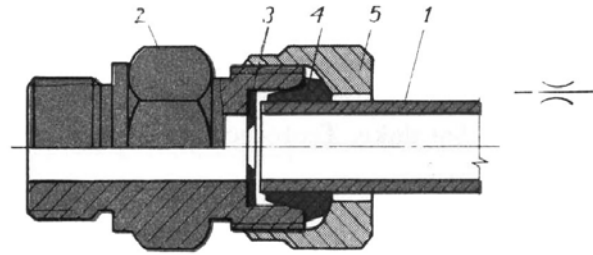
Na průtoku kapalin k motoru závisí jejich rychlost.

- a) škrťací ventil – průtok se mění změnou průřezu



Obr. 115. Schéma regulace průtoku škrcením

Čerpadlo 1 dodává průtok Q_c . Škrťacím ventilem 2 proteče Q_s a přebytek Q_p odtéká přepouštěcím ventilem 3 do nádrže 4

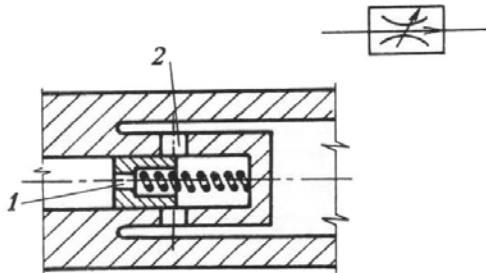


Obr. 116. Škrťací ventil s clonou, působící jako konstantní hydraulický odpor vestavěný přímo do potrubí

1 – potrubí, 2 – hrdlo trubkové přípojky, 3 – clona, 4 – těsnicí kuželík, 5 – převlečná matice

- b) brzdící ventil – slouží k regulaci průtoku tekutiny odtékající z válce (šoupátka)

- c) regulátory průtoku – používají se při kolísání tlaků, průtoků, k zajištění konstantní rychlosti nebo otáček motoru



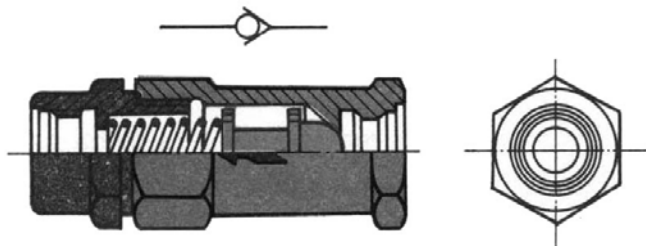
Obr. 118. Regulátor průtoku
Vzroste-li průtok kapaliny proti jmenovité hodnotě, zvětší se tím tlakový spád mezi vstupem 1 a výstupem 2. Šoupátko se posune proti tlaku pružiny a částečně zaškrtní průtok ve výstupu 2

Rozvaděče:

Umožňují měnit směr proudu kapaliny nebo ji uzavřít, pro řízení přímočarého či rotačního hydromotoru, pro řízení rychlosti stupňovitě.

Dělí se:

- a) zpětné (jednosměrné)



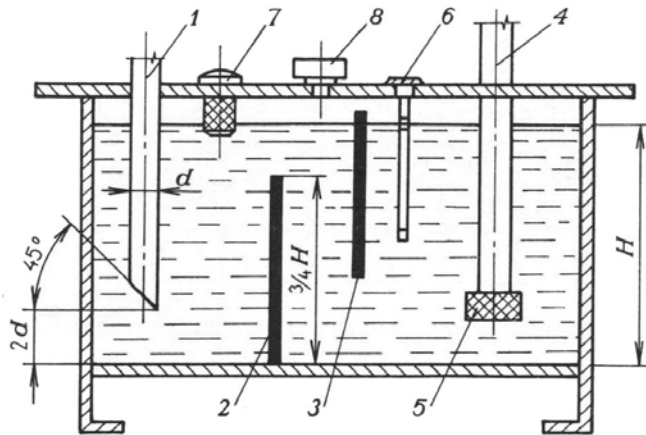
Obr. 121. Zpětný ventil vhodný pro montáž do potrubí

- b) ventilové

- c) šoupátkové – 2-polohové – 2-cestné – přímočaré
3-polohové – 3-cestné – s rotačním pohybem
více-polohové – kombinované

Pasivní prvky:

Nádrže na kapalinu:



Obr. 122. Nejčastější uspořádání nádrže tlakové kapaliny

1 – přívodní trubka, 2, 3 – přepážky, 4 – trubka sacího potrubí, 5 – čistič (sací koš),
6 – olejznak, 7 – nalévací otvor se sítkem, 8 – čistič vzduchu

Nádrže jsou zhotoveny z plechu svařováním. Zakryty víkem.

Čističe:

Správnou spolehlivou funkci hydrostatického mechanismu je třeba zajistit dokonalým čištěním kapaliny.

- a) Štěbinové – lamelový – velikost nečistot 80-200 μm
– s drátem – 80-100 μm
- b) průlinčité – s plstěnou či papírovou vložkou – 1-10 μm (speciální 5 μm)
– ze spěkaných kovů 5-3 μm

Tab. 23. Čističe hydraulických kapalin

Druh	Schéma s vyznačením průchodu	Popis a parametry
Štěbinové	lamelové	Je tvořen lamelami naskládanými na hřídeli, mezi které se vkládají distanční plechy tloušťky 80 až 200 μm , vytvářejí mezi lamelami mezeru, která nepropustí větší nečistoty
	s drátem	Na hvězdicové nosné části je navinut ve šroubovici drát. Mezery mezi dráty vytvářejí štěrbiny 100 až 80 μm , které obdobně jako u předchozího čističe nepropustí větší nečistoty
Průlinčité	s plstěnou nebo papírovou vložkou	Olej se protlačuje přes plstěné kotouče navlečené na děrované trubce. Plstěné čističe zachycují nečistoty velikosti 30 až 10 μm . Častěji se dnes používají čističe s papírovou vložkou podobné konstrukce, které zachycují nečistoty 16 až 10 μm , ve speciálním provedení až 5 μm
	ze spěkaných kovů	Olej je protlačován póry spěkaného kovu. Používají se pro nejjemnější filtraci. Jsou schopny zachytit nečistoty 5 až 3 μm

Akumulátory:

Zásobník tlakové tekutiny, vyrovnává rozdíly mezi okamžitou spotřebou a dodávkou, udržuje se v něm předepsaný tlak, používá se i jako rezerva při vysazení generátoru.

Multiplikátory:

Změní parametry tlakové energie při stálém výkonu ($p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$).

30. Pneumatické mechanismy

Jako nositel energie se používá suchý vzduch (skoro jako ideální).

Vlastnosti: jednoduchý, možnost přetížení, malá hmotnost, bezpečnost provozu, spolehlivý, velké náklady k stlačení vzduchu

Volby kompresoru:

Vybírá se dle požadované spotřeby vzduchu. Vzduch je vháněn do vzdušníku, který má za úkol vyrovnávat pulzující proud, a krýt špičkovou spotřebu. V nejnižším bodě potrubí je odlučovač vody.

Úprava stlačeného vzduchu:

Bezprostředně před spotřebičem jsou odvodňovací, čistící a směšovače tlakového vzduchu s olejovou mlhou pro mazání přístrojů.

V obvodě musí být vzdušník, který vyrovnává pulzující proud vzduchu.

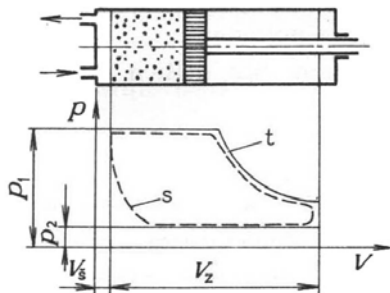
Motory - podle využití přivedené energie - motory s úplnou, částečnou expanzí a bez expanze

- rotační, přímočaré, kyvné

Motor bez expanze má malé rozměry a účinnost

- rotační – důlní stroje, manipulátory, ruční nářadí

- přímočaré – automatizace



Obr. 135. Schéma práce pístového motoru v diagramu $p-V$

t – teoretický oběh, s – skutečný oběh,
 V_z – zdvihový objem, V_s – škodlivý prostor, p_1 – plnicí tlak, p_2 – tlak vzduchu ve výfuku



Obr. 136. Schéma a princip práce lamelového motoru se stejným výkonem a otáčením v obou směrech. Používá se u pneumatických utahováků apod.

Čističe – Vložky – keramika, sinterbronz, 30-50 μm , zdravotnictví – 0,01 μm

Vzdušníky:

- akumulace tlakového vzduchu pro špičkové odběry
- vyrovnává tlakové rázy
- odlučuje vodu

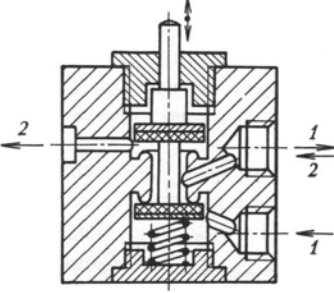
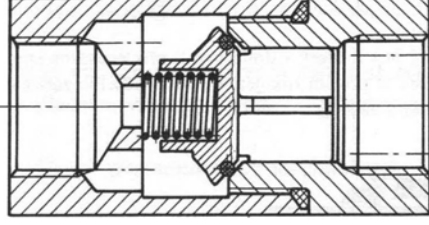
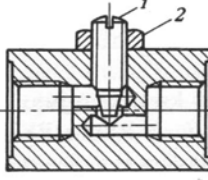
Manometry:

- membránový (princip deformace)
- trubková pružina

Ventily:

U pneumatických mechanismů se používá pojem „rozvodný ventil“, pod kterým se rozumí všechny rozvodové orgány. Ventily mohou být ovládány mechanicky, elektromagneticky nebo pneumaticky, a to buď přímo nebo nepřímo pomocným obvodem. Podobné jako u hydraulických mechanismů.

Tab. 25. Pneumatické ventily

Druh	Schéma	Popis a princip	Použití
Troj-cestný vačkový		Funkce je zřejmá z obrázku. Tyto ventily mohou být ovládány ručně nebo nožním tlačítkem	Nezávisle na způsobu ovládání se konstruují a používají dva typy ventilů: – stlačením ventilu se tlakový vzduch do spotřebiče přivádí, – stlačením ventilu se spotřebič odvětrává
Zpětný		Dokonalého těsnění je dosaženo těsnicím pryžovým kroužkem, který těsní i při vniknutí malých nečistot. Princip a druhy jsou shodné s hydraulickými zpětnými ventily	Mají podle možnosti dokonale zabránit proudění v jednom směru a v opačném umožňovat průchod s nejmenší ztrátou. Těmto podmínkám nejlépe vyhovují membránové ventily nebo ventily s velkými kuželkami
Škrťací		Nastavení škrceného průřezu se provede šroubem 1 a pojistí maticí 2	Slouží většinou k nastavování rychlosti pístu pracovního válce. Má-li být škrcen jen jeden směr pohybu, používá se kombinace škrťacího a zpětného ventilu