

# OBSAH

<b>1. ZÁKLADNÍ DEFINICE A TŘÍDĚNÍ VÝROBNÍCH STROJŮ .....</b>	<b>4</b>
1.1. Technologický proces .....	4
1.2. Zpracováváný materiál.....	4
1.3. Mechanismus užitý pro přenos energie.....	4
1.4. Charakter působení výstupního členu (nástroje) na objekt.....	5
<b>2. OBRÁBĚCÍ STROJE .....</b>	<b>5</b>
2.1. Dle realizace procesu řezání .....	5
2.2. Dle technologických možností.....	5
2.3. Dle stupně pružnosti .....	6
<b>3. ZÁSADY KONSTRUKCE .....</b>	<b>8</b>
3.1. Výkonnost.....	12
3.2. Přesnost OS.....	15
3.2.1. Geometrická přesnost .....	16
3.2.2. Pracovní přesnost.....	16
<b>4. TUHOST .....</b>	<b>17</b>
4.1. Statická tuhost.....	17
4.2. Styková tuhost.....	20
4.3. Dynamická tuhost .....	21
4.3.1. Kmitání v obráběcích strojích.....	21
4.3.2. Trhavé pohyby.....	38
<b>5. POHONY OBRÁBĚCÍCH STROJŮ .....</b>	<b>42</b>
5.1. Hnací jednotky .....	42
5.1.1. Elektrické hnací jednotky .....	43
5.1.2. Hydraulické pohony .....	46
<b>6. MECHANISMY KE ZMĚNĚ OTÁČEK .....</b>	<b>46</b>
6.1. Řady otáček - normalizace.....	48
6.2. Tvoření kinematických schémat .....	51
<b>7. OZUBENÁ KOLA .....</b>	<b>60</b>
7.1. Předběžný výpočet ozubených kol (ČSN 01 4686).....	60
7.2. Konstrukční provedení ozubených kol .....	61
7.3. Přesnost ozubených kol dle ČSN 01 4682.....	62
7.4. Kontrola ozubených kol dle ČSN 01 4686 .....	62
<b>8. HŘÍDELE .....</b>	<b>65</b>
8.1. Kritéria průhybu.....	65
8.2. Předběžný návrh hřídelů .....	66
<b>9. PŘEVODOVÁ ZAŘÍZENÍ PRO STUPŇOVITOU ZMĚNU OTÁČEK.....</b>	<b>68</b>
9.1. Výměnná kola .....	68
9.2. Přesuvná kola .....	69
9.3. Spojky .....	70
9.4. Předlohy .....	71
9.5. Vratná ústrojí .....	72
9.6. Výkyvné ústrojí Nortonovo .....	72
9.7. Meandrovo ústrojí.....	73
9.8. Přesuvný klín .....	73
<b>10. VYMEZOVÁNÍ VŮLE V OZUBENÍ.....</b>	<b>74</b>
<b>11. ZÁSADY PŘI KONSTRUKCI PŘEVODOVEK.....</b>	<b>75</b>
<b>12. SPOJKY .....</b>	<b>76</b>
<b>13. BRZDY.....</b>	<b>80</b>

<b>14.</b>	<b>ŘEMENOVÉ A ŘETĚZOVÉ PŘEVODY .....</b>	<b>81</b>
<b>15.</b>	<b>LOŽISKA.....</b>	<b>83</b>
15.1.	Kluzná ložiska.....	83
15.1.1.	Vhodnost volby kluzných ložisek.....	84
15.1.2.	Hydrodynamická ložiska .....	86
15.1.3.	Hydrostatická ložiska .....	91
15.2.	Valivá ložiska.....	92
15.2.1.	Označování ložisek.....	93
15.2.2.	Přesnost valivých ložisek.....	96
15.2.3.	Lícování valivých ložisek.....	98
15.3.	Zatížení ložisek .....	101
15.4.	Mazání .....	102
<b>16.</b>	<b>VŘETENA OBRÁBĚCÍCH STROJŮ .....</b>	<b>103</b>
16.1.	Požadavky na vřetena .....	103
16.1.1.	Přesnost chodu vřetena.....	103
16.2.	Uložení vřeten.....	105
16.3.	Ukončení vřeten.....	105
16.4.	Těsnění vřeteníků.....	107
16.5.	Mazání .....	108
16.6.	Příklady vřeteníků ( Katalog SKF ) .....	108
16.7.	Vysokootáčková vřetena pro rychlostní obrábění.....	109
16.7.1.	Parametry rychlostního obrábění.....	109
16.7.2.	Konstrukce vysokorychlostních vřeten.....	111
<b>17.</b>	<b>REALIZACE PŘEVODŮ - Rotační na přímočarý pohyb.....</b>	<b>119</b>
17.1.	Šroub a matice.....	119
17.1.1.	Kinematický princip kuličkových šroubů.....	120
17.1.2.	Kuličkové matice.....	121
17.1.3.	Kuličkový šroub .....	122
17.1.4.	Účinnost a maximální otáčky kuličkového převodu.....	123
17.2.	Šroub a ozubený hřeben.....	123
17.3.	Šnek a šnekový hřeben.....	123
17.4.	Pastorek a ozubený hřeben.....	124
17.5.	Vačky .....	124
17.6.	Klikový mechanismus.....	126
17.7.	Kulisový mechanismus .....	127
<b>18.</b>	<b>ÚSTROJÍ PRO PŘERUŠOVANÝ POHYB.....</b>	<b>129</b>
18.1.	Rohatka a západka .....	130
18.2.	Maltézský mechanismus .....	130
18.3.	Magnetostrikční ústrojí .....	132
<b>19.</b>	<b>ÚSTROJÍ K USTAVENÍ POLOHY .....</b>	<b>133</b>
<b>20.</b>	<b>VEDENÍ – VODÍCÍ PLOCHY .....</b>	<b>134</b>
20.1.	Vlastnosti přímočarých vedení.....	135
20.2.	Kluzná vedení .....	136
20.2.1.	Typy konstrukce kluzných vedení.....	137
20.2.2.	Mazání .....	138
20.2.3.	Vymezování vůlí.....	139
20.2.4.	Materiály vedení výrobních strojů.....	139
20.2.5.	Výpočet měrného tlaku vodících ploch .....	141
20.3.	Valivá vedení .....	145
20.3.1.	Typy valivých vedení .....	145
20.4.	Hydrostatická vedení .....	148
20.5.	Servostatická vedení .....	149

20.6.	Těsnění a krytování vodicích ploch .....	150
20.6.1.	Těsnění vodicích ploch .....	150
20.6.2.	Krytování vodicích ploch .....	150
<b>21.</b>	<b>MAZÁNÍ .....</b>	<b>151</b>
21.1.	Mazací zařízení .....	151
21.2.	Typy mazacích soustav .....	153
21.2.1.	Ztrátové mazání - skladba .....	154
21.2.2.	Oběhové mazání - skladba .....	155
<b>22.</b>	<b>CHLAZENÍ.....</b>	<b>156</b>
<b>23.</b>	<b>KONSTRUKCE RÁMŮ OS.....</b>	<b>156</b>
23.1.	Požadavky na rám .....	156
23.2.	Modelová podobnost.....	157
23.3.	Ustavení OS na základ .....	158
23.4.	Lože soustruhů .....	160
<b>24.</b>	<b>ŘÍZENÍ A OVLÁDÁNÍ OS.....</b>	<b>161</b>

# 1. ZÁKLADNÍ DEFINICE A TŘÍDĚNÍ VÝROBNÍCH STROJŮ

## Definice:

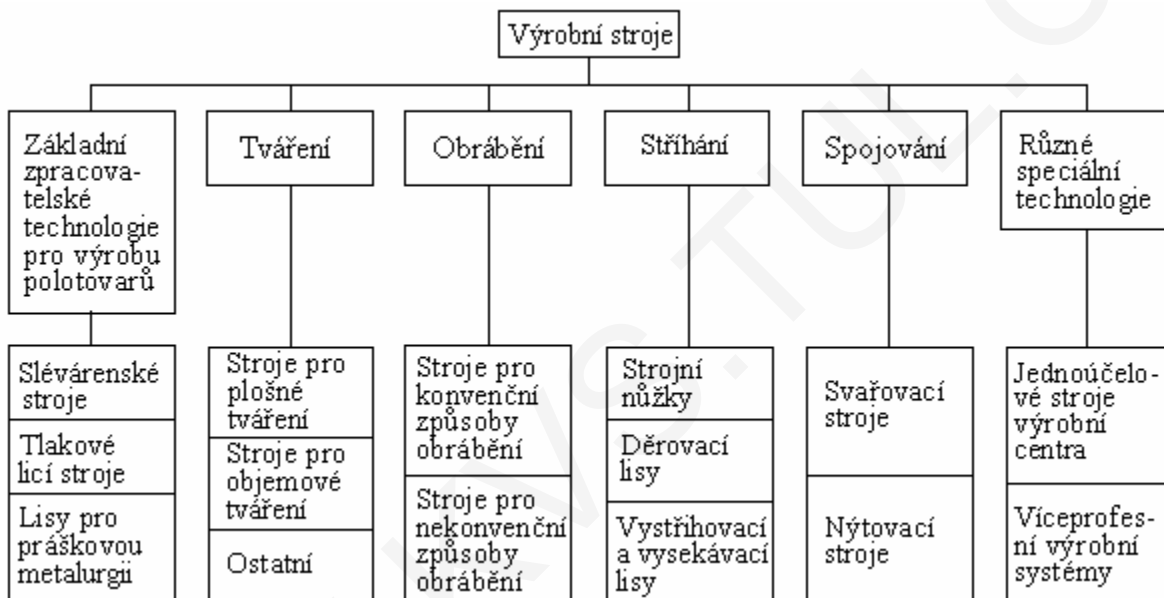
Stroj je systém mechanismů, které ulehčují a nahrazují fyzickou práci člověka.

## Systémová definice:

Výrobní stroj je uměle vytvořená dynamická soustava, sloužící k realizaci úkonů technologického procesu-vedoucího k trvalému přetvoření výchozího materiálu.

Výrobní stroj lze třídit podle různých hledisek. Základem může být:

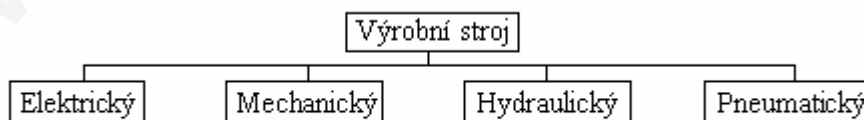
### 1.1. Technologický proces



### 1.2. Zpracovávaný materiál

- stroje na kov
- stroje na dřevo
- stroje na sklo a keramiku

### 1.3. Mechanismus užitý pro přenos energie



#### **1.4. Charakter působení výstupního členu (nástroje) na objekt**

1. Bodové = soustružení, kovotlačení, řezání kotoučem, obrázení, hoblování
2. Přímkové, křivkové = broušení tvarové, válcování, ohýbání
3. Povrchové = kování, tažení
4. Objemové = chemické obrábění, výbuchem

## **2. OBRÁBĚCÍ STROJE**

Dělení obráběcích strojů:

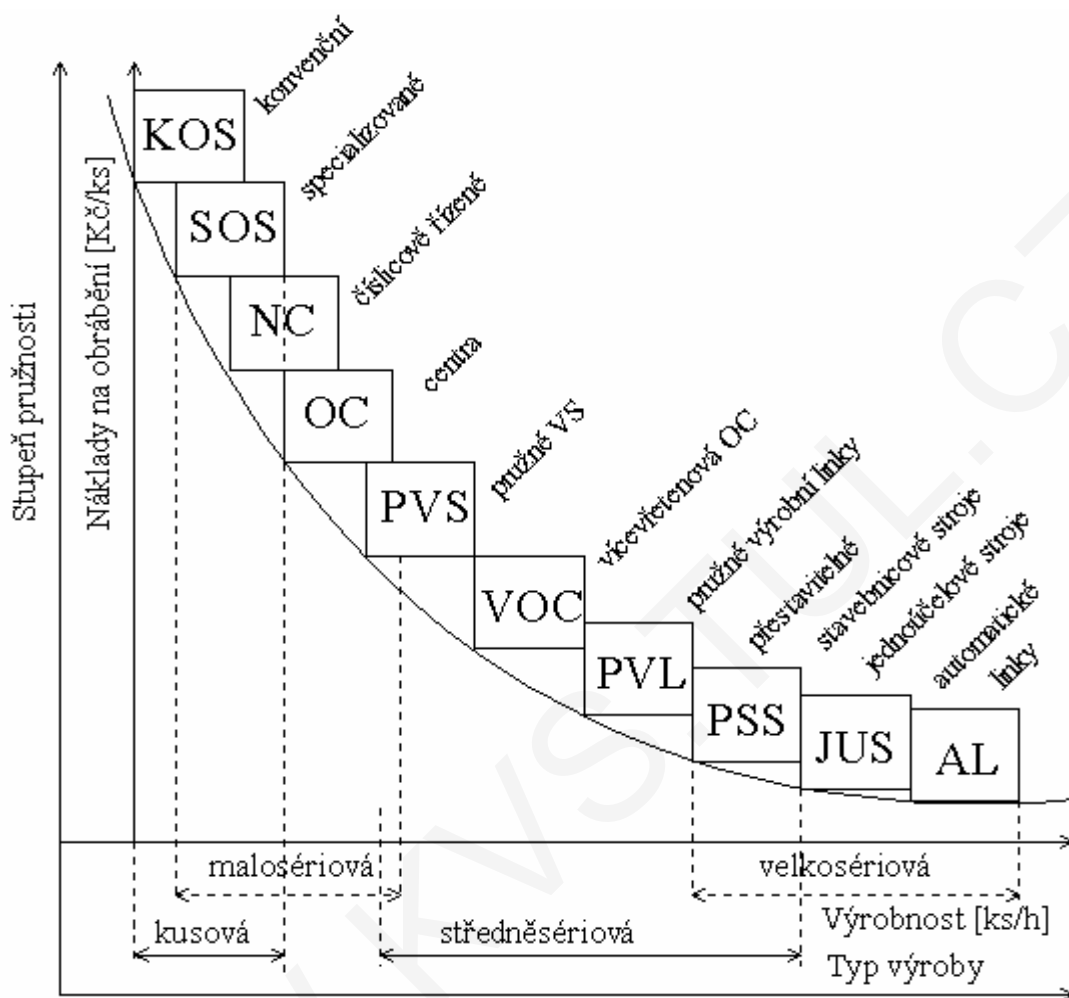
### **2.1. Dle realizace procesu řezání**

- a) obráběním nástroji s geometrií určitou:
  - s hlavním řezným pohybem přímočarým:  
Hoblovky, Protahovačky
  - s hlavním pohybem rotačním:  
Soustruhy - hrotové, čelní, svislé, revolverové  
Frézky - konsolové, stolové, rovinné, speciální  
Vrtačky - stolní, stojanové, sloupové, radiální,  
Vyvrtačky- vodorovné, svislé
- b) obráběním nástroji s geometrií neurčitou:  
Brusky - rovinné, na rotační plochy, nástrojařské

### **2.2. Dle technologických možností**

- Universální - soustruhy, frézky, brusky, vrtačky, vyvrtačky,  
- umožňující uplatnění více technologií na stroji
- Speciální - odvalovací frézky na ozubení, honovačky, superfiniš  
- pouze pro speciální technologii
- Jednoučelové - stavebnicové stroje určené účelově pro 1 konkrétní výrobek

### 2.3. Dle stupně pružnosti



Obr.: členění obráběcích strojů podle stupně pružnosti

- KOS - konvenční obráběcí stroje
  - pracovní podmínky se mohou měnit okamžitě, stroje jsou univerzální
- SOS - specialisované obráběcí stroje
  - jsou přizpůsobeny pouze určitému použití
- NC - číslicově řízené
  - s automatickým pracovním cyklem obrábění s nástrojem
- OC - obráběcí centra
  - s automatickým cyklem a výměnou nástrojů
- PVS - pružné výrobní systémy
  - výběr nástrojů a součástí je v automatickém cyklu
- VOC - vícevřetenová obráběcí centra
  - vícevřetenové automatické obrábění
- PVL - pružné výrobní linky
  - kombinace center, NC strojů a měření v automatickém systému

- PSS - přestavitelné stavebnicové stroje
  - umožňující rychlou přestavbu na odlišné dílce
- JUS - jednoúčelové stroje
  - stavebnicové - sloužící k obrábění tvarově a technologicky podobných součástí
  - tvrdě jednoúčelové
- AL - automatické výrobní linky
  - sestavené z jednoúčelových zařízení s propojenou automatickou manipulací

V ČR spadá výroba obráběcích strojů do podniků původně sdružených v trustu tzv. Továrny Strojírenské Techniky (TST) nebo Továrny Obráběcích Strojů (TOS). Příklady výrobců jsou TOS Kuřim, Varnsdorf, Hulín, Olomouc, Svitavy, Čelákovice, ZPS Zlín, Kovosvit Sezimovo Ústí.

Vývoj obráběcích strojů je ovlivňován stavem výrobní základny. Strojírenská výroba v ČR má převážně charakter nižší sériovosti. Proto je v konstrukci produktivních strojů uvažováno s pružnou automatizací. Z technicko-ekonomického hlediska se soustřeďují požadavky na

- obráběcí stroje především na
- 1) výkonnost
  - 2) pracovní přesnost

Dalšími požadavky jsou malá půdorysná plocha, ovladatelnost, přístupnost pracovního prostoru, spolehlivost, trvanlivost, bezpečnost práce, odvod třísek, malá hmotnost, estetika designu.

#### Směr vývoje obráběcích strojů :

- Značný růst rozšíření strojů s CNC-systémy - pro všechny různé technologie. Nejužívanější řídicí systémy CNC : FANUC, SIEMENS, BOSCH, HEIDENHEIN.
- Rozšíření automatické výměny nástrojů. Zásobníky nástrojů - možnost doplňování z nástrojových jednotek (palet).
- Nasazování samostatných nezávisle ovládaných nástrojů i poháněných nástrojů pro komplexní obrábění v různých směrech OS.
- Komplexní obrábění (i nerotační) při jednom upnutí na soustružnických strojích.

#### **Soustružnické stroje :**

realizace osy C - natáčení nástrojové hlavy s dalším relativním pohybem - vytvoření osy Y;  
 vazby nástrojové hlavy na zásobník nástrojů, užívání poháněných nástrojů synchronizace otáček vřeten s otáčkami nástroje (vícehrany);  
 polohované pracovní mimoosé vřeten pro mimoosé operace nezávislé revolverové hlavy 2 x 2 osy;  
 dvouvřeteníkové stroje - obrábění z obou stran;  
 regulační pohony vřeten i posuvů.  
 Využívání velkých výkonů pohonů, řezných rychlostí a posuvů. Převládá konstrukce lože do tvaru T - posuv vřeteníku. Rozsahy rychloposuvů  $12 \div 24 \text{ m.min}^{-1}$ . Běžné otáčky  $5\,000 \div 8\,000 \text{ ot.min}^{-1}$ . Pro obrábění hliníkových slitin elektro-vřeteníky až do  $24\,000 \text{ ot.min}^{-1}$ . Automatická výměna nástrojů v čase  $4 \div 6 \text{ s}$ .

Snaha docílit nepřetržitý strojní provoz vede k řešení automatizace funkcí manipulace s nástroji, obrobky i měření a organizaci tzv. bezobslužných pracovišť. Nezbytné zabezpečení pro bezobslužnost (ne bez lidí, ale s omezením obsluhy) :

- automatická výměna obrobků a nástrojů;
- automatické přeseřízení (upnutí i nástrojů);
- kompletní monitorování obrábění s hlášením chyb;
- možnost autonomního režimu i DNC;
- paralelní možnost přípravy dávky se simulací manipulačních pohybů (bodů)-přes řídicí systém.

Modulové konstrukční řešení pružných výrobních buněk pro sestavování výrobních systémů. Nabídka bezobslužných buněk - jako jednotky PVS. Základ koncepce sestavy:

- obráběcí centrum;
- manipulační systém;
- měřicí stroj.

Konstrukce řešena modulově - vlastní stroj dle přání zákazníka. Lepší dovybavení - čidla aktivní kontroly, monitorování životnosti nástroje, kontrola nástroje, diagnostika funkcí.

### 3. ZÁSADY KONSTRUKCE

Konstrukce by měla zajišťovat splnění funkčních požadavků současně s umožněním výroby (provedení) s minimální pracností a v optimálním rozsahu hmotnosti - tj.. musí být zajištěna TECHNOLOGIČNOST KONSTRUKCE s důsledným využíváním normalizace, typizace a unifikace.

Normalizace části předepisuje ČSN 20 .... - obráběcí stroje

Typizace rozměrů základních druhů OS předepisuje ČSN 20 04 ...označování strojů

Písmena A..... Z a čísla 1 .....100 udávají typ stroje a velikost provedení

Např.: S- soustruhy, U- universální, 100- oběžný  $\varnothing$  nad 1000 mm

S- soustruhy, K- karusely, J- jednostojan, 8-  $\varnothing$  upínací desky 800 mm

R- revolverové soustruhy, 5-  $\varnothing$  otvoru vřetena 50 mm

SP- poloautomatické soustruhy, 32- největší  $\varnothing$  soustružení 320 mm

A- automaty, 20-  $\varnothing$  průchodu materiálu 20 mm

V- vrtačky, R- radiální, 5- největší  $\varnothing$  vrtaného otvoru 50 mm

WH- vyvrtávačky horizontální, 100-  $\varnothing$  pracovního vřetena 100 mm

F- frézky, C-stolová, 63- maximální šířka upínací plochy stolu 630 mm

H- hoblovky, 12- maximální hoblovací šířka 1200 mm

B- brusky, H- hrotová, 40- oběžný  $\varnothing$  400 mm

MC- OC, obráběcí centra

Normalizace :

Soustruhy

Charakteristický rozměr hrotových soustruhů je dle ČSN 20 0400 *oběžný průměr nad ložem* -  $\varnothing D_0$  . Ten je spolu se vzdáleností hrotů odstupňován v geometrické řadě základní

$$R10 = \sqrt[10]{10} = 1,25 \quad \text{nebo} \quad R20 / 2 = \sqrt[20]{10} / 2$$



SOUSTRUHY	malé	střední	velké
Točný průměr D	100, 125, 160, 200, 250, 280	315, 400, 500, 630, 800	1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000
Točná délka L	250, 500	750, 1000	1500, 2000, 3000

řezné rychlosti :  $v_{\min} = (10 \div 16) \text{ m.min}^{-1}$  ,  $v_{\max} = 400 \text{ m.min}^{-1}$   
 posuvy :  $s_{\min} = 0,02 \text{ mm.ot}^{-1}$  ,  $s_{\max} = 2 \text{ mm.ot}^{-1}$

#### Frézky

Charakteristickým rozměrem frézek je *velikost upínací plochy stolu* (dle ČSN 20 1100). Šířka upínací plochy stolu je normalizovaná v řadě R10. Poměr délky stolu k šířce stolu bývá v rozsahu  $L/B = 4 \div 5$ .

řezné rychlosti :  $v_{\min} = (20 \div 30) \text{ m.min}^{-1}$  ,  $v_{\max} = 100 \text{ m.min}^{-1}$   
 posuvy :  $s = (10 \div 1200) \text{ mm.min}^{-1}$

#### Vrtačky

stroje na výrobu otvorů.

Možnosti: vrtání, vyhrubování, vystružování, zahlubování,  
 zarovnávací čela, řezání závitů  
 s pomocí přípravků - vyvrtávání, zapichování

Dělení: stolní V 6,10,13,16,20  
 sloupové VS 20,32  
 stojanové  
 otočné (radiální)  
 speciální

Char. rozměr průměru otvoru do mat. zplna ( $R = 600\text{-}700 \text{ MPa}$ )

Charakteristický rozměr vrtaček je *vrtací průměr* tj. průměr díry vrtané zplna šroubovým vrtákem do oceli o  $R_m = 600 \text{ MPa}$ .

řezné rychlosti :  $v_{\min} = (6 \div 8) \text{ m.min}^{-1}$  ,  $v_{\max} = (30 \div 35) \text{ m.min}^{-1}$  ,  
 do lehkých kovů :  $v = (40 \div 100) \text{ m.min}^{-1}$

posuv :

<b>D [mm]</b>	6,3	10	16	25	40	63
<b>s [min/ot]</b>	0,12	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4

#### Vyvrtávačky

Charakteristickým rozměrem vyvrtávaček je *průměr vnitřního vyvrtávacího vřetena* -  $\varnothing DW$ .

malé (60 ÷ 80) mm  
 střední (100 ÷ 160) mm  
 velké (200 ÷ 315) mm

$D_{\min} = 1,1 \cdot D_W$  ,  $D_{\max} = 5 \cdot D_W$   
řezné rychlosti :  $v_{\min} = (8 \div 10) \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$  ,  $v_{\max} = 200 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

### Brusky

Charakteristický rozměr brusek je *oběžný průměr nad ložem* u rotačních.

rychlost kotouče :  $v_K = (30 \div 35) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  , nyní až  $60 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

rychlost obrobku :  $v_O = (8 \div 40) \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

### Nerotační obráběcí centra

konstrukce řešena modulově - vlastní stroj dle přání zákazníka.

lepší dovybavení - čidla aktivní kontroly, monitorování životnosti nástroje, kontrola nástroje, diagnostika funkcí

Zásobníky nástrojů - možnost doplňování z nástrojových jednotek (palet)

Převládá konstrukce lože do tvaru T - posuv vřeteníku

Rozsahy rychloposuvů  $1224 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Otáčky běžné  $5\ 000\ 8\ 000 \text{ min}^{-1}$

- pro obr.hliníkových slitin elektro vřeteníky až do  $24\ 000 \text{ min}^{-1}$

autom.výměna nástrojů v čase 46 s

Nejužívanější systémy CNC = FANUC, SIEMENS, BOSCH

Nabídka bezobslužných buněk - jako jednotky PVS

základ koncepce sestavy: obráběcí centrum

manipulační systém

měřicí stroj

Nezbytné zabezpečení pro bezobslužnost (ne bez lidí, ale s omezením obsluhy)

automatická výměna obrobků a nástrojů

automatické seřízení (upnutí i nástrojů)

kompletní monitorování obrábění s hlášením chyb

možnost autonomního režimu i DNC

paralelní možnost přípravy dávky se simulací

manipulačních pohybů (bodů)-přes řídicí systém

Nejpodstatnější problém ČR - neexistuje profesionální výrobce řídicí techniky.

Současné systémy NS neumožňují napojení na počítač, není stavebnice sítě.

Vzhledem k různým typizovaným velikostem obráběcích strojů, které se odlišují např. pouze velikostí pracovního prostoru a rozsahu, lze určité části (stejně), např. shodný kinematický řetězec hlavního pohonu, unifikovat. Unifikace uzlů např. pro řadu typových velikostí zkracuje dobu návrhu konstrukce, snižuje počet výkresů, vede ke stavebnicovosti řešení. Kromě těchto hlavních zásad, má důležitou roli snižování pasivních odporů v pohonu a zvyšování účinnosti pohonu zdokonalováním mazacích systémů

- většinou tlakové mazání s nuceným oběhem,
- změnou kluzného tření na valivé, hydrostatické, hydrodynamické.

Z hlediska optimálního využití materiálu:

Odlitky z šedé (kujné) litiny na rámy strojů spořit volbou tenkostěnných odlitků s vhodným žebrováním. V poslední době se ve snaze po malé hmotnosti a zastavěné ploše přechází na koncepcce svařovaných rámců a využívání kompozitních materiálů např. beton + železná výztuž a pod. Součásti pohonu z ocele mají být namáhány pod mez úměrnosti. Někdy, např. čelisti upínačů, je zbytečné volit z velmi kvalitní legované ocele, tuhost lze zvyšovat vhodným dimenzováním součástí.

Návrh stroje musí být proveden dle příslušných předpisů ČSN co do bezpečnosti práce. Jedná se o ochranu proti odletujícím třískám, zabránění přístupu dělníka k rotujícím částem, o ochranu proti úrazu (např. přejezdu stolů) a zabránění vzniku zdravotně závadného prostředí (brusky), i dodržení předpisů pro elektrickou instalaci.

Konstrukce musí vyhovovat požadavkům snadné montáže a demontáže, pohodlného přístupu k prostorům pro seřizování stroje. Především z hlediska opravitelnosti a údržby musí být zachován dobrý přístup k prvkům s menší životností, ovládací a řídicí prvky musí být umístěny mimo vnitřní prostor rámu stroje. Vhodná je opět stavebnicovost konstrukce. Z hlediska hygieny a bezpečnosti práce musí být zabezpečen plynulý odvod třísek. Návrh odvodu třísek z místa obrábění musí splňovat podmínky:

- zamezení ohřívání částí stroje či poškození funkčních částí, zamezení možnosti úrazu.

Vhodné provedení sklonu pro samovolný skluz třísek min 50° jinak použít mechanické dopravníky (šnekový, magnetický).

U návrhu ovládacích ústrojí dodržujeme zásady souslednosti pohybů, ovládací prvky je vhodné označovat náznakovými (symbolickými) štítky místo textu.

Z hlediska tepelného zatížení (a tepelných deformací) pokud možno volíme např. použití valivých ložisek pro snížení tření, co nejmenší počet záběru ozubených kol omezuje na min. použití třecích spojek a brzd (změna teploty o 1° na rámu o délce 1m způsobí deformaci 0,01 mm)

#### Parametry vlastnosti materiálu

Materiál	Modul pružnosti E [MPa]	Hustota [N.dm-3]	Koef. tepelné roztažnosti $\alpha$ [1/K]	Rozsah pevnosti Rm [MPa]
OCEL	2,1 E5	7,85	11,1 E6	400 - 1300
LITINA	1,7 E5	7,4	9,5 E6	400 - 700
ŠEDÁ LITINA	0,5 - 1,1 E5	7,2	9 E6	100 - 300
MĚĎ	1,2 E5	8,95	16,2 E6	200 - 400
HLINÍK	0,7 E5	2,7	23,8 E6	120 - 400
MOSAZ	0,9 E5	8,5	19 E6	300 - 700
TITAN	1,1 E5	4,5	10,8 E6	500 - 1200
BETON	0,2 E5	2,5	11 E6	5 - 60

Obráběcí stroj musí splňovat především požadavky výkonnosti s přesností a další hlediska jako je malý počet dílů v montážních celcích, malou variabilitu materiálů, unifikaci nakupovaných částí a pod.

### 3.1. Výkonnost

Produktivita práce může být hodnocena různými kritériemi

- dle objemu odebrané třísky (u hrubovacích strojů)  
[m<sup>3</sup>kWh<sup>-1</sup>] nebo [kg kWh<sup>-1</sup>] (kW příkon stroje)
- podle velikosti obrobenej plochy - (u dokončovacích operací)  
[m<sup>2</sup> kWh<sup>-1</sup>]
- podle počtu kusů (součástí vyrobených) za časovou jednotku  
[ks min<sup>-1</sup>] nebo [ks h<sup>-1</sup>]

#### Základní výpočty strojního času

Celkový čas výroby součástí se dělí na čas strojní  $t_s$  a čas vedlejší  $t_v$  :  $t_c = t_s + t_v$ .

Strojní čas se počítá jako interval, ve kterém se odebírá tříska. Všechny ostatní úkony patří do časů vedlejších.

Výpočet strojního času pro:

soustružení;  $t_s = \frac{L}{n \cdot s}$  L - délka, n - otáčky, s - posuv na otáčku

frézování;  $t_s = \frac{A}{b \cdot n \cdot s_z \cdot Z}$  A - plocha, b - šířka záběru,  $s_z$  - posuv na zub,

z - počet zubů frézy

#### **Zvyšování produktivity lze docílit například:**

- Zvyšováním otáček n, tedy řezné rychlosti v, což značí ovšem požadavek zvýšení příkonu stroje. Ten je dán nejen výkonnějším hnacím ústrojím, ale i nezbytným zvýšením tuhosti stroje.
- Při zvyšování posuvu se zvětšuje řezná síla  
dle vztahu  $F = p \cdot s \cdot h$ , kde p - měrný řezný odpor [MPa];  
s - posuv;  
h - hloubka třísky,  
z čehož plyne, že je nezbytné zvýšit tuhost posuvového mechanismu a celého pracovního prostoru.

Nejvýhodnější zvyšování produktivity je zkracováním vedlejších časů. Vedlejší časy v nejpodstatnější míře zahrnují čas k :

- ustavení obrobku,
- upnutí obrobku,
- nastavení řezných podmínek (otáček, posuvu),

seřízení koncových poloh pohybů,  
kontrolu rozměrů,  
výměnu nástrojů,  
přepnutí obrobku.

Zkracování těchto časů znamená :

navržení přípravku tak, aby obrobek bylo možné rychle a jednoznačně ustavit do polohy k obrábění;  
upínač či přípravek by měl umožňovat rychlé a spolehlivé upnutí (hydraulicky, mechanicky, pneumaticky);  
nastavení řezných podmínek, omezení koncových pohybů řešit automaticky (programováním);  
kontrolu rozměrů urychlovat sledovací měřidly, speciálními přípravky či více-rozměrovými přípravky;  
přepínání omezit obráběním co nejvíce stran na jedno upnutí.

### Základní požadavky na obráběcí stroj :

Tuhost (poddajnost)!

$T_{hosp}$  - hospodárná trvanlivost ostří:

$$T_{hosp} = (m - 1) \cdot (t_v + \frac{60 \cdot N}{M}) \quad [\text{min}]$$

kde:  $t_v$  .... čas na výměnu a seřízení nástroje [min]

$N$  .... náklady na jeden břit [Kč]

$M$  ... náklady na jednu hodinu práce (zahrnující mzdy, odpisy, režii, údržbu, opravy, energii) [Kč]

$m$  ... stupeň vlivu řezného nástroje (materiálu nástroje)

umělý korund .....  $m = 1,5 \div 2,5$

slinutý karbid .....  $m = 3 \div 6$

rychlořezná ocel ..  $m = 6 \div 8$

uhlíková ocel .....  $m = 8 \div 10$

U současných NC strojů  $T_{hosp.} = 5 \div 15$  [min]. U konvenčních strojů  $T_{hosp.} = 45 \div 90$  [min].

Nové požadavky:

zvýšení výkonu hnacího motoru  $P = 15 \div 80$  kW;

zvýšená rychloběžnost vřeten  $n_{max} = 4000 \div 8000$  ot.min<sup>-1</sup>;

zvýšení rychlosti prac. posuvů  $s = 200 \div 1000$  mm.min<sup>-1</sup>;

plynulá změna otáček;

zvýšení statické a dynamické tuhosti;

zdokonalení chlazení a mazání;

indikace poškození nástroje;

užití vhodných upínačů obrobků;

užití mechanických a automaticky pracujících odstraňovačů třísek;

použití výkonnějších řezných nástrojů;

zmenšování řezných časů.

## Adaptivní řízení obráběcího procesu

*Princip:* Adaptivní řídicí systém na základě informací o průběhu obrábění mění řezné podmínky tak, aby určitý parametr (charakteristický) byl udržován na extrémní hodnotě.

Adaptivní systém může být :

a) Limitní systém - Řezná síla nebo kroutící moment  $M_k$  je charakteristickým limitním parametrem.

Měří se řezná síla (složky).

Mění se  $M_k$  - moment na vřetenu, nebo  $s$  - posuv,  $h$  - přísuv.

b) Optimalizační systém - Řezné podmínky se řídí na dosažení minimálních výrobních nákladů.

Kromě veličin limitního systému se navíc sleduje např. opotřebením nástroje, kvalita obrobené plochy.

## Technicko-ekonomické zhodnocení

Srovnává se hodinová sazba stroje dle vztahu :

$$S_s = (1 + F_o + F_{ur} + F_{uo} + F_p + F_e) \cdot (C + N_p) / T_r$$

$F_o$  ..... faktor odpisu [%]

$F_{ur}$  ... faktor úrokové míry [%]

$F_{uo}$  ... faktor údržby a oprav [%]

$F_p$  ..... faktor nákladů na plochu [%]

$C$  ..... náklady na stroj [Kč]

$N_p$  ..... náklady na zavedení (programy, nástroje, instalace) [Kč]

$T_r$  ..... efektivní časový fond stroje za rok [hod]

nebo dle tab. - doba úhrady stroje

Varianta		STROJ I	STROJ II
kusový čas	[hod]	$t_k^I$	$t_k^{II}$
srovnávací sazba stroje	[Kč/hod]	$S_S^I$	$S_S^{II}$
mzdová sazba	[Kč/hod]	$M^I$	$M^{II}$
mzdová režie	[Kč/hod]	$R_M^I$	$R_M^{II}$
náklady na obsluhu	[Kč/hod]	$S_O^I = M^I + R_M^I$	$S_O^{II} = M^{II} + R_M^{II}$
sazba stroje celkem	[Kč/hod]	$S_O^I = S_S^I + S_O^I$	$S_O^{II} = S_S^{II} + S_O^{II}$
náklady na obrobení 1 kusu	[Kč]	$N^I = t_k^I \cdot S_{SC}^I$	$N^{II} = t_k^{II} \cdot S_{SC}^{II}$
ekonomický přínos za 1 rok	[Kč/rok]	$U = (N^I - N^{II}) \cdot \frac{\text{početku}}{\text{rok}}$	
<b>Doba úhrady [roky]</b>		$T_U = \frac{(C^{II} + N_p^{II})}{U}$	

### 3.2. Přesnost OS

#### Definice přesnosti práce OS:

Přesnost práce obráběcího stroje je dána přesností rozměrů obrobků, přesností tvarů obrobků a přesností vzájemné polohy ploch zhotovených na obrobcích na uvažovaném stroji.

Přesnost rozměru - plyne porovnáním skutečných a požadovaných rozměrů.

Přesnost tvaru - dána odchylkami tvarů jednotlivých částí obrobků od tvarů jmenovitých (ideálních) tj. kruhovitosti, rovinnosti, válcovitosti, tvaru evolventy v ozubení a pod.

Přesnost vzájemné polohy ploch - je určena vzájemnými odchylkami polohy dvou (nebo více) ploch od jmenovité (ideální např. sousost, rovnoběžnost, kolmost)

Stroje se dělí do tříd přesnosti podle druhu obráběných ploch a docilovaných mezních úchylek na stroje:

a) na rotační plochy (skupina A)

I. třída přesnosti úchylky kruhovitosti do  $1 \div 3 \mu\text{m}$

II. třída přesnosti do  $5 \mu\text{m}$

III. třída přesnosti do  $10 \mu\text{m}$

b) na rovinné plochy (skupina B)

I. úchylky rovinnosti do  $1 \div 3 \mu\text{m}$

II. úchylky rovinnosti do  $5 \mu\text{m}$

III. úchylky rovinnosti do  $10 \mu\text{m}$

c) na ozubení

Přejímací zkoušky geometrické a pracovní přesnosti jsou předepsány ČSN 20 0300 - 0389. Geometrické zkoušky přesnosti ověřují přesnost montáže stroje (jsou to hlavně měření rovnoběžnosti, kolmosti - tzv. měření dle Schlessingera).

### 3.2.1. Geometrická přesnost

Měření zahrnují:

ustavení stroje na základ - pevné ukotvení (nebo pružné uložení)

a měření :

- a) přímosti - vodící plochy libelou, autokolimátorem
- b) přímočarosti pohybu - mikroskopem
- c) rovinnosti upínacích ploch - úchylkoměrem
- d) rovnoběžnosti vodících ploch - trny + úchylkoměry
- e) kolmosti upínací plochy k vedení - hranoły, úchylkoměry
- f) souososti vřetena a opěrky koníku - opticky
- g) obvodového házení + čelního házení vřetena - úchylkoměry

### 3.2.2. Pracovní přesnost

Pracovní zkoušky přesnosti ověřují správnost funkce, chování stroje při zatížení (např. vůle, spolehlivost, účinnost) energetickou bilanci.

Měření zahrnují:

- a) zkoušku výkonnosti - minimální zátěž na maximální výkon (sleduje se hlučnost, stálost výkonu)
- b) dokončovací obrábění - sleduje se přesnost a kvalita obrobené plochy
- c) přesnost polohování - sledováním rozdílu středních hodnot opakovaných nastavení
- d) spolehlivost - ze soustavného pozorování a záznamu poruch (statisticky sleduje čas mezi poruchami). Spolehlivost, závisí především na nejslabším prvku. Zásadně prvek pro zvýšení spolehlivosti zdvojujeme nebo musí být rychle vyměnitelný.

Na přesnost práce stroje mají rozhodující vliv:

- přesnost chodu důležitých částí a skupin,
- tuhost stroje,
- klidnost chodu,
- změna teploty hlavních uzlů.

Zvyšování přesnosti lze docílit:

- Náhradou vedení kluzných uložení s vůlí vedeními a uloženími pracujícími bez vůle a bez trhavých pohybů (valivá, hydrostatická uložení).
- Zlepšením kvality důležitých funkčních ploch, zlepšením konstrukce a materiálu.
- Klidností chodu vyvažováním rotačních součástí, odstraňováním a zamezováním chvění z okolí.
  
- Udržováním konstantní teploty odstraňováním či instalováním zdrojů tepla, vhodným rozmístěním zdrojů či jejich odstraňováním (třísky) a chlazením.

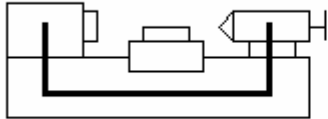


- Teplotní stabilizaci lze zlepšit obíhajícím olejem s vymezením ovlivnění deformací na kvalitu obráběné plochy.

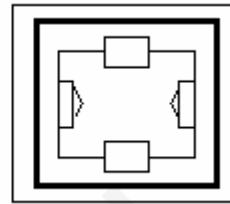
Zvyšováním přesnosti u obráběcích strojů klade zvýšený požadavek především na **statickou tuhost a dynamickou stabilitu**.

### 1. Statická tuhost rámu

Principiální možnosti:



Otevřená konstrukce



Uzavřená konstrukce

Uzavřená konstrukce (skříňová konstrukce) rámu je mnohem tužší než otevřená konstrukce rámu.

### 2. Dynamická stabilita

Z hlediska dynamiky pro urychlování hmot částí obráběcích strojů je vhodnější (z hlediska nároků na pohybovou energii) menší hmotnost uzlů. Snaha je převést zrychlující pohyby co nejbližší k obrobku.

## 4. TUHOST

### 4.1. Statická tuhost

Podle druhu zatížení a deformace :

$$\text{a) Tah (tlak) - } \quad \text{deformace : } y = \frac{F \cdot l}{E \cdot A} \quad ; \quad \text{tuhost : } k = \frac{F}{y} = \frac{E \cdot A}{l}$$

$$\text{b) Ohyb - (nosník) } \quad \text{deformace : } y = \frac{F \cdot l^3}{\alpha \cdot E \cdot I} \quad ; \quad \text{tuhost : } k = \frac{F}{y} = \frac{\alpha \cdot E \cdot I}{l^3}$$

$$\text{c) Krut - } \quad \text{deformace : } \varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot I} \quad ; \quad \text{tuhost : } k = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{G \cdot I}{l}$$

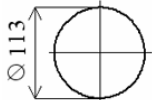
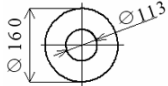
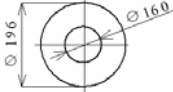
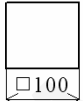
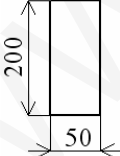
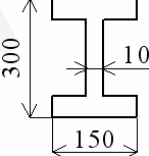
### Parametry pro obrábění

Materiál	Měrný řezný odpor p [MPa]		
	soustružení	frézování	vrtání
Ocel - $R_m=400 \div 700$ MPa	2100 ÷ 2500	3650 ÷ 4950	2700 ÷ 4000
Ocel Cr - $R_m=500 \div 800$ MPa	2500 ÷ 2800	5050 ÷ 5400	4300 ÷ 5200
Litina - tvrdost 180 ÷ 200 HB	1380 ÷ 1580	2650 ÷ 3050	1750 ÷ 2500
Bronz - $R_m=200 \div 500$ MPa	1100 ÷ 1400	1700 ÷ 2100	1500 ÷ 1800
Slitiny Al - $R_m=180 \div 350$ MPa	850 ÷ 1150	1300 ÷ 1450	1150 ÷ 1300

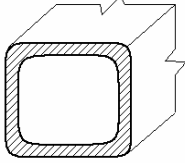
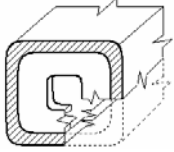
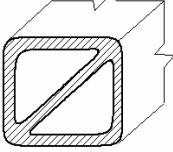
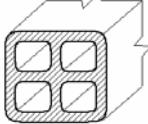

Poměrné rozložení sil ve vztahu k hlavní složce :

$$F_z : F_y : F_x = 1 : 0,45 : 0,25$$

### Momenty setrvačnosti a tuhosti průřezů pro stejné plochy ( $A=100 \text{ cm}^2$ )

Tvar průřezu	ohyb $I_o / k$	krut $I_k / k$
	800 / 1	1600 / 1
	2420 / 3	4840 / 3
	4030 / 5	8060 / 5
	834 / 1	1400 / 0,9
	3330 / 4	680 / 0,4
	16000 / 20	143 / 0,09

Tuhosti profilů s žebry (indexy : k-kрут, o-ohyb)

		$k_o = 100 \%$ $k_k = 1$
	$k_o = 1,1$ $k_k = 1,3 \div 1,7$	
	$k_o = 1,2$ $k_k = 2,2$	

Tuhost dílčí = tuhost jednotlivých součástí (vřeten, ložisek)

Tuhost celková = tuhost skupiny součástí spolu spojených

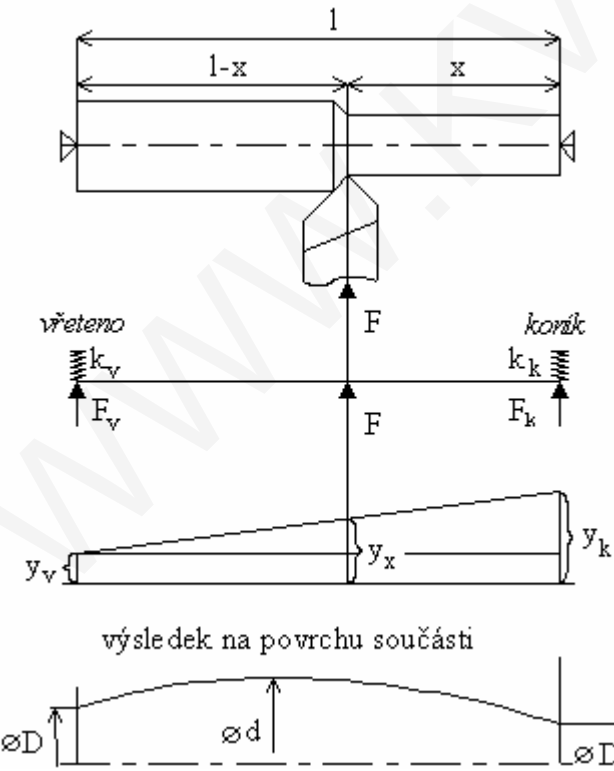
Tuhost absolutní = deformace měřená vůči absolutnímu základu

Tuhost relativní = deformace mezi dvěma částmi proti sobě

Tuhost technologická = výsledek vzájemného působení nástroje na obrobek

Statický mezní průřez třísky - je takový největší průřez třísky, při kterém dostáváme obrobek s rozměry na mezi dovolených tolerancí.

Vliv tuhosti při soustružení:



$$F_k \cdot l = F \cdot (l - x) \Rightarrow F_v = F \cdot \frac{l - x}{l}$$

$$F_k \cdot l = F \cdot x \Rightarrow F_v = F \cdot \frac{x}{l}$$

tuhosti :  $y_k = \frac{F_k}{k_k}$

$$y_v = \frac{F_v}{k_v}$$

deformace :  $\frac{y_k - y_v}{l} = \frac{y_x - y_v}{l - x} \Rightarrow$

$$y_x = (l - x) \cdot \frac{y_x - y_v}{l} + y_v$$

průběh deformace :

$$y_x = F \cdot \left( x^2 \cdot \frac{k_k + k_v}{l^2} - x \cdot \frac{2 \cdot k_k}{l} + k_k \right)$$

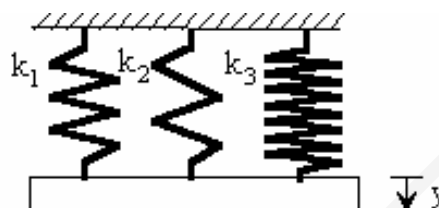
Obecné principy řešení tuhosti složené soustavy pružných těles :

a) při uspořádání vedle sebe paralelně

$$y = y_1 = y_2 = y_3$$

$$F = F_1 + F_2 + F_3$$

$$k = \frac{F}{y} = \frac{F_1}{y_1} + \frac{F_2}{y_2} + \frac{F_3}{y_3} = k_1 + k_2 + k_3$$



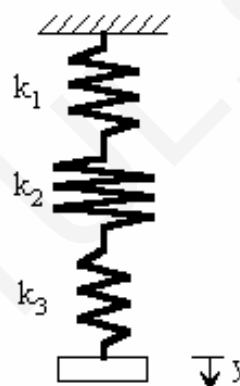
b) při uspořádání za sebou - sériově

$$y = y_1 + y_2 + y_3$$

$$F = F_1 = F_2 = F_3$$

$$k_1 = \frac{F}{y_1}, k_2 = \frac{F}{y_2}, k_3 = \frac{F}{y_3}$$

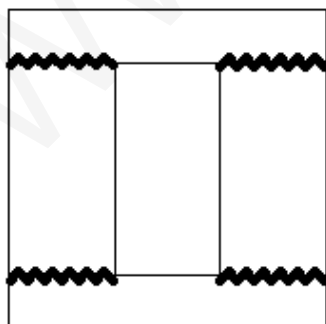
$$\frac{1}{k} = k^{-1} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}$$



#### 4.2. Styková tuhost

Styková tuhost je dána přesností a jakostí opracování ploch, které k sobě přilnou - při lepším opracování je styková tuhost lepší. U strojů s uzavřenou konstrukcí se styková tuhost připojuje ke statické tuhosti.

$$k_{st} = \frac{\text{tlak}}{\text{styková deformace v normalném směře}} \quad [\text{MPa}]$$



### Přibližné hodnoty stykové tuhosti pro různá zatížení:

MATERIÁL	OPRACOVÁNÍ	STYKOVÁ TUHOST [MPa.μm <sup>-1</sup> ] pro zatížení	
		÷ 0,5 [MPa]	÷ 5 [MPa]
litina / litina	broušeno (R <sub>a</sub> = 0,4 ÷ 1 μm)	0,35	0,75
	lapováno (R <sub>a</sub> = 0,08 ÷ 0,16 μm)	0,5	4,2
ocel / litina	broušeno (R <sub>a</sub> = 0,4 μm)	0,65	1,8
	hoblováno (R <sub>a</sub> = 3,2 μm)	0,4	1,25
ocel / ocel	broušeno (R <sub>a</sub> = 0,4 μm)	0,7	2,0
	hoblováno (R <sub>a</sub> = 3,2 μm)	0,55	1,6

### 4.3. Dynamická tuhost

$$k_d = \frac{\text{amplituda zatížení}}{\text{amplituda deformace}}$$

Dynamická poddajnost :

$$k_d^{-1}(R) = \frac{\text{amplituda deformace}}{\text{amplituda zatížení}} = \text{RECEPTANCE} \dots \text{odezva systému na dynamické zatížení}$$

Dynamický mezný průřez třísky - je takový průřez třísky, při kterém dochází k poruše dynamické stability a začne vznikat samobuzené (nežádoucí) kmitání.

#### 4.3.1. Kmitání v obráběcích strojích

Dynamické namáhání je prezentováno kmitáním, což je periodický pohyb, a u strojů za provozu je obecně škodlivým jevem. Zvyšuje značně namáhání součástí, je zdrojem otřesů, způsobuje nežádoucí hluk. Kmitání u obráběcích strojů musí být sledováno a omezováno proto, že zhoršuje: pracovní podmínky obsluhy, pracovní přesnost a trvanlivost, omezuje výkon.

Příčinou kmitání u výrobních strojů jsou dynamické síly vyvolané:

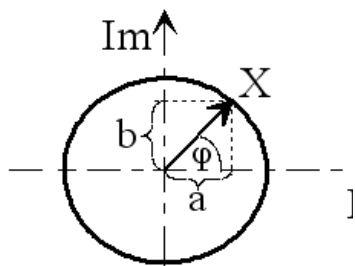
- nevyvážeností dílů s rotačním či vratným pohybem,
- nepřesnostmi výroby součástí,
- vůlemi mezi součástkami,
- odvalováním součástí po sobě.

Analýza kmitání se provádí na základě komplexních čísel.

KOMPLEXNÍ ČÍSLO  $\bar{X} = a + j.b$ , kde absolutní hodnota  $|\bar{X}| \cong x = \sqrt{a^2 + b^2}$

Reálná část (Re)      Imaginární část (Im)

Komplexní číslo lze zobrazit v Gausově rovině jako vektor, kde osa



x - představuje reálnou část Re

y - imaginární část Im, pak

$$a = x \cdot \cos \varphi$$

$$b = x \cdot \sin \varphi$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{b}{a}$$

$$\bar{X} = x(\cos \varphi + i \sin \varphi) = x \cdot e^{i\varphi} \dots \text{Eulerův vztah}$$

Bude-li vektor  $\bar{X}$  rotovat úhlovou rychlostí  $\omega$ , pootočí se v čase t o úhel  $\omega \cdot t$ , a tím dostaneme nové komplexní číslo  $\bar{X}_t = a + i \cdot b$ , kde

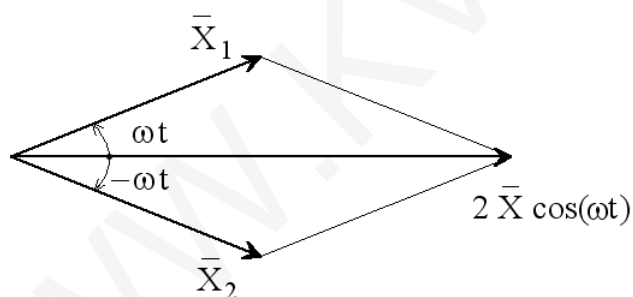
$$a = x \cdot \cos(\omega t + \varphi), \quad b = x \cdot \sin(\omega t + \varphi)$$

pak

$$\bar{X}_t = x \cdot [\cos(\omega t + \varphi) + i \sin(\omega t + \varphi)] = x \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} = x \cdot e^{i\varphi} \cdot e^{i\omega t} \quad - \text{možnosti}$$

$$\bar{X}_t = x \cdot e^{i\omega t} = x \cdot (\cos(\omega t) + i \sin(\omega t))$$

$$\bar{X}_2 = x \cdot e^{-i\omega t} = x \cdot (\cos(\omega t) - i \sin(\omega t))$$



Základní dělení kmitavých systémů:

- Dle tvaru dráhy pohybu - translační (periodické pohyby přímočaré)
  - rotační (pohyby otáčivé)
- Dle charakteristiky tuhosti systému
  - lineární
  - nelineární
- Dle počtu stupňů volnosti - s jedním stupněm volnosti
  - se dvěma stupni volnosti (a více stupni volnosti)
- Dle existence budící síly - kmitání volné
  - kmitání vynucené
- Dle přítomnosti tlumení
  - tlumené
  - netlumené

## A. SYSTÉM S JEDNÍM STUPNĚM VOLNOSTI

### 1. Systém s jedním stupněm volnosti - kmitání volné netlumené

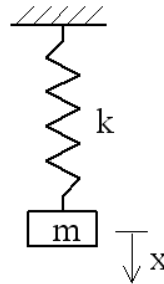
$$m.\ddot{x} + k.x = 0$$

pohybová rovnice:

$$\text{obecný tvar řešení: } x = \bar{X}.e^{s.t}$$

$$\dot{x} = s.\bar{X}.e^{s.t}$$

$$\ddot{x} = s^2.\bar{X}.e^{s.t}$$



$$m.s^2.\bar{X}.e^{s.t} + k.\bar{X}.e^{s.t} = 0, \quad s \dots \text{Lapceův operátor}$$

$$m.s^2 + k = 0 \Rightarrow s_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{-k}{m}} = \pm i \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\frac{k}{m} = \Omega^2 \Rightarrow s_{1,2}^2 = \pm \Omega^2 \quad ; \Omega \dots \text{vlastní frekvence}$$

Obecné řešení je součtem dvou partikulárních řešení:

$$x = x_1 + x_2 = \bar{X}_1.e^{i.\Omega.t} + \bar{X}_2.e^{-i.\Omega.t}$$

Pro počáteční podmínky  $t = 0 \rightarrow x = a ; \dot{x} = b$

$$x_1 = \frac{1}{2} \cdot (a + i \cdot \frac{b}{\Omega}) \quad x_2 = \frac{1}{2} \cdot (a - i \cdot \frac{b}{\Omega})$$

$$x = a \cdot \cos \Omega.t + \frac{b}{\Omega} \cdot \sin \Omega.t$$

$$\text{doba periody: } T = \frac{2.\pi}{\Omega}$$

### 2. Systém s jedním stupněm volnosti - kmitání volné tlumené

Tlumení je úměrné rychlosti, tlumící síla  $T_1 = c.\dot{x}$ , kde c je tlumící konstanta.

$$\text{pohybová rovnice: } m.\ddot{x} + c.\dot{x} + k.x = 0$$

$$\text{obecný tvar řešení: } x = \bar{X}.e^{s.t}$$

$$\dot{x} = s.\bar{X}.e^{s.t}$$

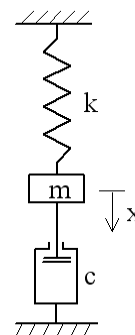
$$\ddot{x} = s^2.\bar{X}.e^{s.t}$$

$$m.s^2.\bar{X}.e^{s.t} + c.s.\bar{X}.e^{s.t} + k.\bar{X}.e^{s.t} = 0$$

$$m.s^2 + c.s + k = 0 \Rightarrow s_{1,2} = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4.m.k}}{2.m}$$

$$\frac{k}{m} = \Omega^2, \quad \frac{c}{2.m} = \delta \Rightarrow s_{1,2} = -\delta \pm \sqrt{\delta^2 - \Omega^2}$$

$$c = 2m\delta \quad - \text{tlumící konstanta}$$

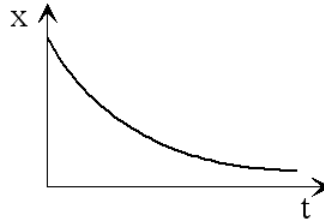


$$\delta = \frac{c}{2.m} \quad \text{- součinitel tlumení}$$

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{- vlastní frekvence}$$

Je-li  $\delta > \Omega$  - odmocnina je kladná, kořeny  $s_{1,2}$  jsou různé.

Nedojde ke kmitavému pohybu, ale k aperiodickému pohybu (vychýlená hmota se vrátí bez překmitnutí do původní polohy).



Je-li  $\delta = \Omega$  - v systému bude tzv. kritické tlumení  $c_c$ .

$$\delta = \frac{c}{2.m} = \Omega \quad \Rightarrow \quad c_c = 2.m.\Omega$$

Je-li  $\delta < \Omega$  - pod odmocninou je záporné číslo, kořeny budou komplexně sdružené.

$$s = -\delta \pm i.\sqrt{\Omega^2 - \delta^2} = -\delta \pm i.g$$

Půjde o kmitavý pohyb s kruhovou frekvencí:  $g = \sqrt{\Omega^2 - \delta^2}$

Obecné řešení rovnice má tvar:

$$x = \bar{X}_1.e^{(-\delta+i.g).t} + \bar{X}_2.e^{(-\delta-i.g).t} = e^{-\delta.t} . (\bar{X}_1.e^{i.g.t} + \bar{X}_2.e^{-i.g.t})$$

kde  $\bar{X}_1, \bar{X}_2$  - jsou komplexní amplitudy a doba periody  $T = \frac{2.\pi}{g}$

Obecně:

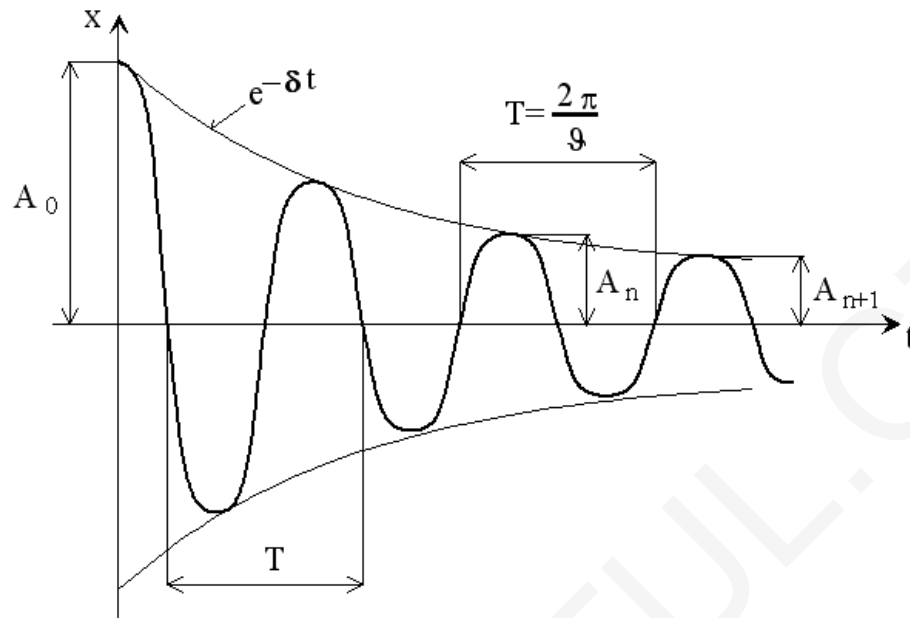
V důsledku tlumení je  $g < \Omega$ .

U obráběcích strojů bývá tlumení malé a je možné brát  $g \doteq \Omega$ .

Někdy je třeba zjistit u soustavy velikost tlumení měřením. Soustavu rozkmitáme vnějším impulzem a časový průběh kmitů zaznamenáme pomocí osciloskopu. Dostaneme průběh dle



obr.



Z průběhu lze vyhodnotit dobu jedné periody  $T = \frac{2\pi}{\Omega} \doteq \frac{2\pi}{\Omega}$  a velikost po sobě jdoucích amplitud  $A_n, A_{n+1}, \dots$

Pomocí těchto hodnot stanovíme velikost součinitele tlumení  $\delta$ :

$$A_n = A_1 \cdot e^{-\delta \cdot t}, \quad A_{n+1} = A_1 \cdot e^{-\delta \cdot (t+T)}$$

$$\frac{A_n}{A_{n+1}} = \frac{A_1 \cdot e^{-\delta \cdot t}}{A_1 \cdot e^{-\delta \cdot (t+T)}} = \frac{1}{e^{-\delta \cdot T}} = e^{\delta \cdot T}$$

zlogaritmováním:  $\ln \frac{A_n}{A_{n+1}} = \ln e^{\delta \cdot T} = \delta \cdot T$  ; logaritmický dekrement:  $\Delta = \delta \cdot T$

Součinitel tlumení:  $\delta = \frac{\Delta}{T}$

Tlumicí konstanta:  $c = 2 \cdot m \cdot \delta = \frac{2 \cdot m \cdot \Delta}{T}$

Často se v kmitání používá pojmu poměrné tlumení  $D =$  poměr tlumicí konstanty  $c$  systému ku tlumicí konstantě kritické  $c_c$ .

Poměrné tlumení je tedy :

$$D = \frac{c}{c_c} = \frac{2 \cdot m \cdot \delta}{2 \cdot m \cdot \Omega} = \frac{\delta}{\Omega} = \frac{\text{tlumicí konstanta systému}}{\text{tlumicí konstanta kritická}}$$

Je-li na základě měření stanoven součinitel tlumení  $\delta$ , lze určit i poměrné tlumení  $D = \frac{\delta}{\Omega}$ .

U rámu obráběcích strojů bývá  $D = 0,02 \div 0,1$ .

### 3. Systém s jedním stupněm volnosti - kmitání vynucené netlumené

Na hmotu  $m$  působí budící síla se sinusovým (periodickým) průběhem  $p = F \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}$ .

$F$  - je komplexní amplituda budící síly.

pohybová rovnice:  $m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = p$

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = F \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}$$

Obecným řešením rovnice je součet homogenního řešení bez pravé strany:

$$x = \bar{X}_1 \cdot e^{j \cdot \Omega \cdot t} + \bar{X}_2 \cdot e^{-j \cdot \Omega \cdot t} = a \cdot \cos \Omega t + \frac{b}{\Omega} \cdot \sin \Omega t$$

a partikulárního řešení - odhadnutého ve tvaru:  $x = X \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}$ , což je rovnice rotujícího vektoru  $\bar{X}$  úhlovou rychlostí  $\omega$  (budící síly  $F$ ). Lze očekávat, že hmota systému, na kterou tato síla působí kruhovou frekvencí  $\omega$ , bude touto frekvencí kmitat. Otázkou zůstává, jak velká bude amplituda kmitání  $X$  a jaké bude fázové posunutí amplitudy výchylky  $X$  za amplitudou budící síly  $F$ . Velikost výchylky stanovíme z podmínky, že pohybová rovnice musí být splněna pro odhadnuté řešení tj. :

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = F \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}, \text{ kde } x = X \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}$$

$$\dot{x} = j \cdot \omega \cdot X \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}$$

$$\ddot{x} = -\omega^2 \cdot X \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}$$

po dosazení :  $-m \cdot \omega^2 \cdot X \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} + k \cdot X \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} = F \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} \Rightarrow X$  - amplituda výchylky

$$X = \frac{F}{k - m \cdot \omega^2} = \frac{F}{k - \frac{k}{\Omega^2} \cdot \omega^2} = \frac{F}{k} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2}} = \frac{F}{k} \cdot \frac{\Omega^2}{\Omega^2 - \omega^2}$$

Z výsledku lze provést grafické vyjádření průběhu komplexní amplitudy  $X$  v závislosti na poměru frekvence budící síly ku vlastní frekvenci  $\frac{\omega}{\Omega}$ .

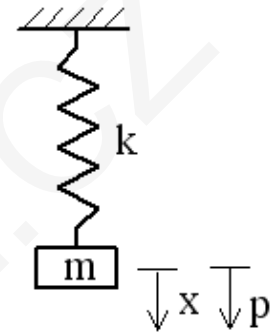
Protože velikost amplitudy závisí na velikosti síly, vyjadřujeme raději tzv. komplexní dynamickou poddajnost, která na velikosti síly nezávisí a je proto obecnější.

Komplexní dynamická poddajnost  $R_{dc} = RECEPTANCE$  je definována jako poměr amplitudy výchylky ku amplitudě budící síly tedy :

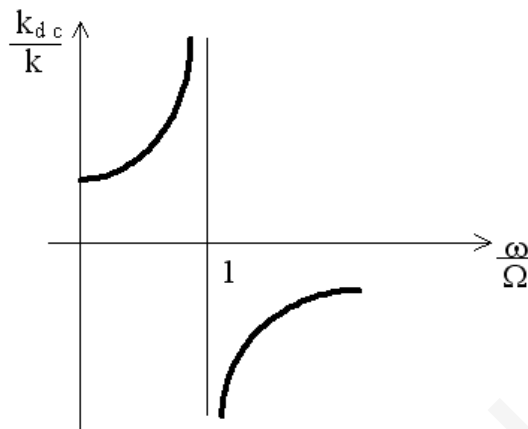
$$R_{dc} = \frac{X}{F} = \frac{1}{k} \cdot \frac{\Omega^2}{\Omega^2 - \omega^2}$$

(Receptance reprezentuje dynamické chování v závislosti na budící síle - odezva systému)

Grafické znázornění receptance -  $R_{dc}$  kde  $R_{STATICKÁ} = \frac{1}{k}$  v závislosti na  $\frac{\omega}{\Omega}$ .

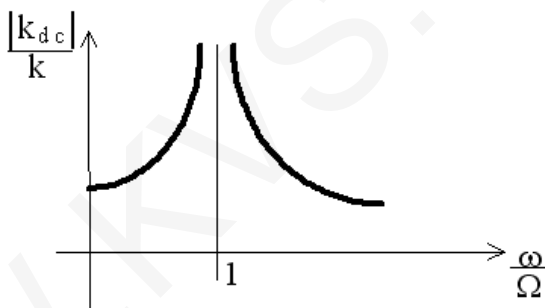


Při  $\omega = 0$  je  $R_{dc}$  rovno  $R_{STATICKÁ}$  a tedy  $\frac{R_{dc}}{R_{STATICKÁ}} = 1$  a  $R_{dc} = \frac{1}{k}$ .



*komplexní rezonanční charakteristika*

Pro úpravu  $|R_{dc}| = \frac{1}{k} \cdot \left| \frac{\Omega^2}{\Omega^2 - \omega^2} \right|$  je tzv. absolutní dynamická poddajnost a její zobrazení v grafu nazýváme absolutní rezonanční charakteristika.



*absolutní rezonanční charakteristika*

Z průběhu je patrné, že největší poddajnost (deformace) je při  $\omega = \Omega$  neboli  $\frac{\omega}{\Omega} = 1$ , tj. v oblasti rezonance, kdy vlastní frekvence je shodná s frekvencí budící síly.

#### 4. Systém s jedním stupněm volnosti - kmitání vynucené tlumené

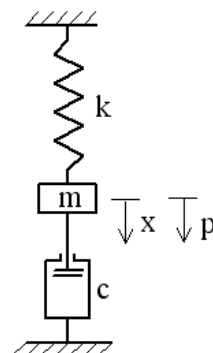
pohybová rovnice uvedené soustavy má tvar:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = p, \quad m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \cdot e^{j\omega t}$$

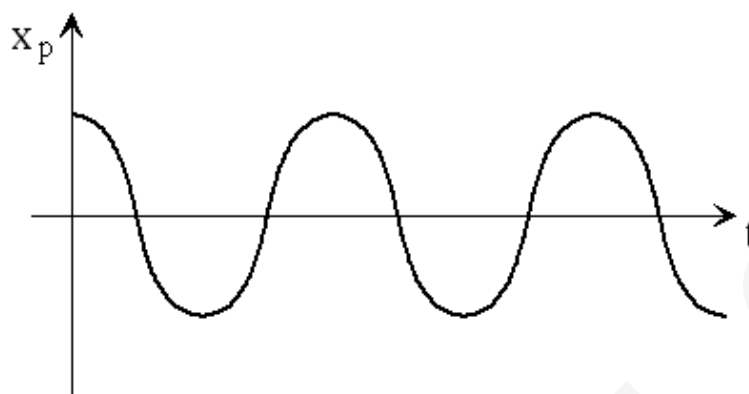
Obecné řešení je dáno součtem obecného řešení rovnice bez pravé strany a partikulárního řešení rovnice s pravou stranou :

$$x_h = e^{-\delta t} \cdot (X_1 \cdot e^{j\omega t} + X_2 \cdot e^{-j\omega t})$$

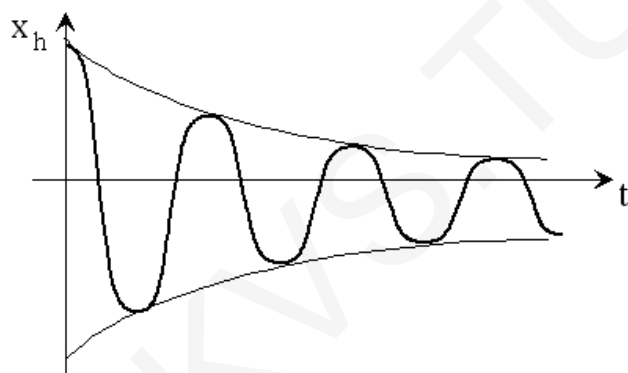
$$x_p = X \cdot e^{j\omega t}$$



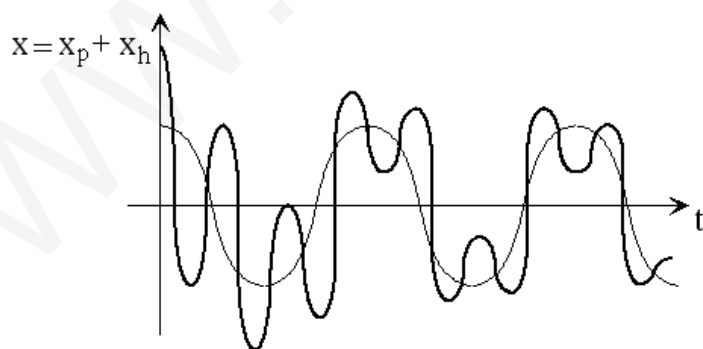
Grafické zobrazení :



*budící síla působí stále v čase*



*kmitání vlastní časem ustane*



*výsledný průběh*

pro  $x = X.e^{j.\omega.t}$  ,  $\dot{x} = j.\omega.X.e^{j.\omega.t}$  ,  $\ddot{x} = -\omega^2.X.e^{j.\omega.t}$

bude mít pohybová rovnice řešení:  $-m.\omega^2.X.e^{j.\omega.t} + c.j.\omega.X.e^{j.\omega.t} + k.X.e^{j.\omega.t} = F.e^{j.\omega.t}$

komplexní amplituda: 
$$X = \frac{F}{k - m.\omega^2 + c.j.\omega} = \frac{F}{k - \frac{k}{\Omega^2}.\omega^2 + 2.m.\delta.j.\omega}$$

kde  $\Omega^2 = \frac{k}{m}$ ,  $D = \frac{\delta}{\Omega}$

$$X = \frac{F}{k} \cdot \frac{\Omega^2}{\Omega^2 - \omega^2 + 2.j.\delta.\omega} \quad \text{nebo} \quad X = \frac{F}{k} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2} + 2.D.j.\frac{\omega}{\Omega}}$$

Po matematické úpravě (vynásobením komplexně sdruženým číslem) zlomku dostaneme:

$$X = \frac{F}{k} \cdot \frac{1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2} - 2.D.j.\frac{\omega}{\Omega}}{(1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2})^2 + (2.D.\frac{\omega}{\Omega})^2}$$

Komplexní amplituda má část reálnou  $\text{Re}(x)$  a část imaginární  $\text{Im}(x)$ .

$$\text{Re}(x) = \frac{F}{k} \cdot \frac{1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2}}{(1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2})^2 + (2.D.\frac{\omega}{\Omega})^2}, \quad \text{Im}(x) = \frac{F}{k} \cdot \frac{2.D.j.\frac{\omega}{\Omega}}{(1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2})^2 + (2.D.\frac{\omega}{\Omega})^2}$$

$$|X| = \sqrt{\text{Re}(x)^2 + \text{Im}(x)^2}, \quad |X| = \frac{F}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2})^2 + (2.D.\frac{\omega}{\Omega})^2}}$$

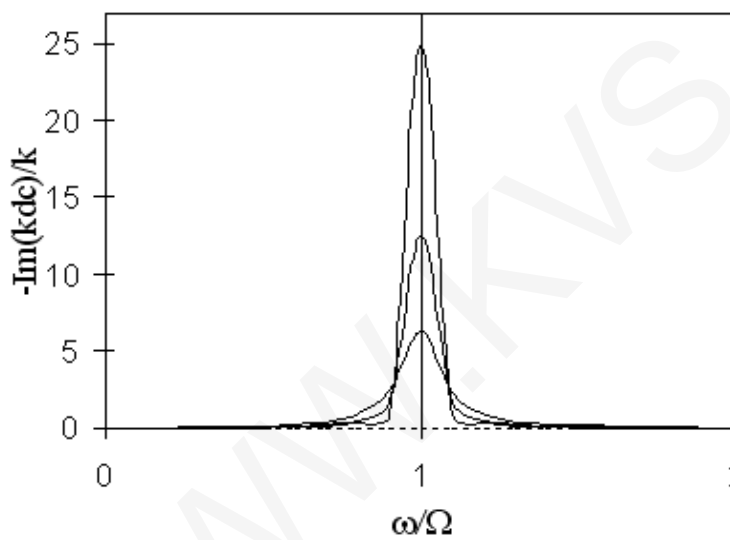
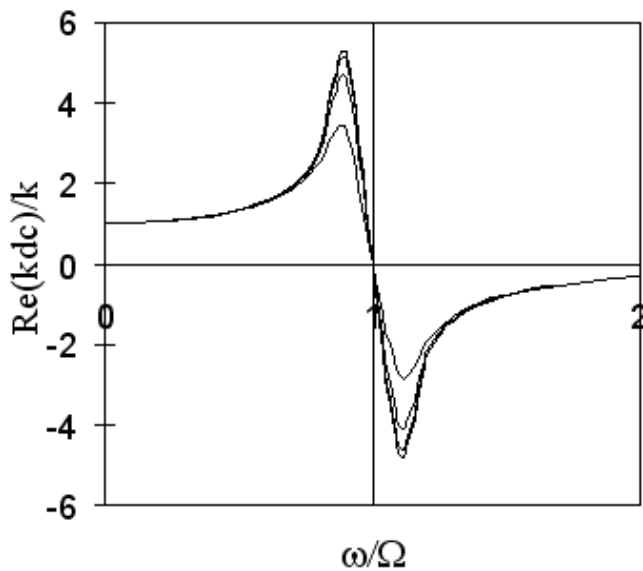
Komplexní dynamická poddajnost - RECEPTANCE:

$$R_{dc} = \frac{X}{F} = \phi(\omega) = G(\omega) + j.H(\omega)$$

kde:

$$G(\omega) = \text{Re}(R_{dc}) = \frac{\text{Re}(x)}{F}, \quad jH(\omega) = \text{Im}(R_{dc}) = \frac{\text{Im}(x)}{F}$$

Frekvenční charakteristika má dvě části - reálnou a imaginární a odezvy lze zobrazit dle obr.:



## B. SOUSTAVY SE DVĚMA STUPNI VOLNOSTI

### 1. Systém se dvěma stupni volnosti - *kmitání volné netlumené*

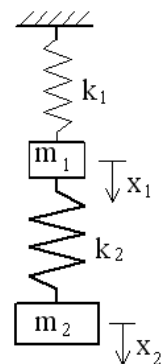
pohybové rovnice pro jednotlivé hmoty:

$$(1) \quad m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = 0$$

$$(2) \quad m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0$$

odhadované řešení bude ve tvaru:

$$x_1 = X_1 e^{s \cdot t}, \quad x_2 = X_2 e^{s \cdot t}, \quad \ddot{x}_{1,2} = s^2 \cdot X_{1,2} e^{s \cdot t}$$



po dosazení

$$(1) \quad m_1 \cdot s^2 \cdot X_1 \cdot e^{s \cdot t} + k_1 \cdot X_1 \cdot e^{s \cdot t} + k_2 \cdot e^{s \cdot t} (X_1 - X_2) = 0$$

$$(2) \quad m_2 \cdot s^2 \cdot X_2 \cdot e^{s \cdot t} + k_2 \cdot e^{s \cdot t} (X_2 - X_1) = 0$$

úpravou

$$(1) \quad X_1 \cdot (m_1 \cdot s^2 + k_1 + k_2) - X_2 \cdot k_2 = 0 \quad / \frac{1}{m_1}$$

$$(2) \quad -X_2 \cdot k_2 + X_2 \cdot (m_2 \cdot s^2 + k_2) = 0 \quad / \frac{1}{m_2}$$

$$(1) \quad X_1 \cdot (s^2 + \Omega_{11}^2 + \Omega_{21}^2) - X_2 \cdot \Omega_{21}^2 = 0 \quad \text{kde: } \Omega_{11}^2 = \frac{k_1}{m_1}, \Omega_{21}^2 = \frac{k_2}{m_1}$$

$$(2) \quad -X_2 \cdot \Omega_{22}^2 + X_2 \cdot (s^2 + \Omega_{22}^2) = 0 \quad \text{kde: } \Omega_{22}^2 = \frac{k_2}{m_2}$$

řešíme pomocí determinantu:

$$\begin{bmatrix} (s^2 + \Omega_{11}^2 + \Omega_{21}^2) & -\Omega_{21}^2 \\ \Omega_{22}^2 & (s^2 + \Omega_{22}^2) \end{bmatrix}$$

Řešení vede ke čtyřem kořenům:

$$(s_1)_{1,2} = \pm j \cdot \Omega_1, \quad (s_2)_{1,2} = \pm j \cdot \Omega_2$$

$\Omega_1$  a  $\Omega_2$  jsou dvě vlastní frekvence systému.

Hledané frekvence můžeme stanovit ze vztahů:

$$\Omega_1 = \sqrt{\frac{E}{2} + \sqrt{\left(\frac{E}{2}\right)^2 - \Omega_{11}^2 \cdot \Omega_{22}^2}}, \quad \Omega_2 = \sqrt{\frac{E}{2} - \sqrt{\left(\frac{E}{2}\right)^2 - \Omega_{11}^2 \cdot \Omega_{22}^2}}$$

kde

$$E = \Omega_{11}^2 + \Omega_{21}^2 + \Omega_{22}^2$$

Soustava bude mít nejen dvě vlastní frekvence  $\Omega_1$  a  $\Omega_2$ , ale také různé amplitudy kmitání hmot. Dosadíme-li za  $s_1^2 = -\Omega_1^2$  ze soustavy pohybových rovnic bude

$$(1) \quad X_{11} \cdot (m_1 \cdot \Omega_1^2 + k_1 + k_2) - X_{21} \cdot k_2 = 0$$

$$(2) \quad -X_{11} \cdot k_2 + X_{21} \cdot (m_2 \cdot \Omega_1^2 + k_2) = 0$$

kde  $X_{11}$  a  $X_{21}$  jsou amplitudy kmitání hmot 1 a 2 při první vlastní frekvenci poměrem:

$$\frac{X_{11}}{X_{21}} = \frac{k_2}{m_1 \cdot \Omega_1^2 + k_1 + k_2} = \frac{m_2 \cdot \Omega_1^2 + k_2}{k_2} = \lambda_1$$

obdobně pro  $s_2^2 = -\Omega_2^2$

$$\frac{X_{12}}{X_{22}} = \frac{k_2}{m_1 \cdot \Omega_2^2 + k_1 + k_2} = \frac{m_2 \cdot \Omega_2^2 + k_2}{k_2} = \lambda_2$$

Z toho vyplývá, že každé vlastní frekvenci odpovídá jeden tvar kmitů s příslušným poměrem amplitud  $\lambda_1, \lambda_2$  které závisí na vlastnostech systému.

### Závěr:

Výsledné kmitání soustavy o dvou stupních volnosti je součtem dvou současných pohybů, které probíhají ve dvou tvarech kmitů systému. Každému z tvarů přísluší jedna frekvence  $\Omega_{1,2}$  a určitý poměr výchylek  $\lambda_{1,2}$  odpovídající hmotám  $m_{1,2}$ . Skutečná výchylka může být považována za složenou z výchylek odpovídajících každému z tvarů kmitů. Rozklad si pouze představujeme. Výsledný pohyb však plynule mění svůj tvar, protože dílčí kmity mají různé frekvence.

2. Systém se dvěma stupni volnosti - kmitání volné tlumené, kde tlumení je úměrné rychlosti  $\dot{x}$ .

pohybové rovnice:

$$(1) \quad m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c \cdot \dot{x}_1 + k_1 \cdot x_1 + c_2 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0$$

$$(2) \quad m_2 \cdot \ddot{x}_2 + c_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 \cdot (x_2 - x_1) = 0$$

řešením získáme pohyb výstupního členu:

$$x_2 = x_{21} + x_{22} = X_{21} \cdot e^{(-\delta_1 + j \cdot \nu_1) \cdot t} + X_{22} \cdot e^{(-\delta_2 + j \cdot \nu_2) \cdot t}$$

$$\text{kde } \mathcal{G}_1 = \Omega_1^2 - \delta_1^2 \quad \text{a} \quad \mathcal{G}_2 = \Omega_2^2 - \delta_2^2$$

$$\delta_1 = \frac{c_1}{2 \cdot m_1}, \quad \delta_2 = \frac{c_2}{2 \cdot m_2} \quad \dots \text{součinitel tlumení}$$

3. Systém se dvěma stupni volnosti - kmitání vynucené netlumené

Zajímá nás pohyb hmoty  $m_2$ , kde působí budící síla  $p = F \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}$

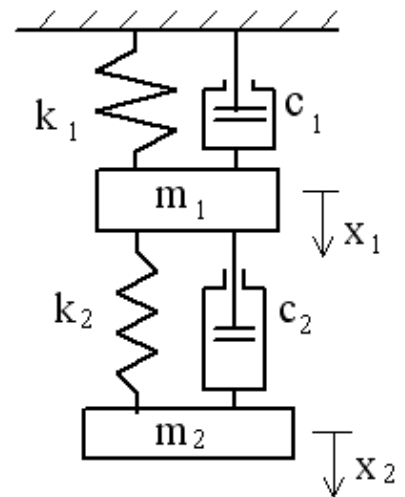
$$x_2 = X_2 \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}$$

Platí, že  $X_2 = X_{21} + X_{22}$ . Určíme tedy amplitudy v jednotlivých tvarech kmitů. Platí, že kmitá-li systém se dvěma stupni volnosti jednou z vlastních frekvencí  $\Omega_1$ , nebo  $\Omega_2$ , amplituda hmoty  $m_2$  je stejná jako u náhradního systému s jedním stupněm volnosti a tuhosti.

$$\text{při } \Omega_1 \quad k_{21} = m_2 \cdot \Omega_1^2$$

$$\text{při } \Omega_2 \quad k_{22} = m_2 \cdot \Omega_2^2 \quad \text{tedy amplitudy :}$$

$$X_{21} = F \cdot \left( \frac{1}{k_{21}} \cdot \frac{\Omega_1^2}{\Omega_1^2 - \omega^2} \right) = F \cdot \frac{X_{21}}{F} \quad \frac{X_{21}}{F} = R_{dc_{21}} \quad \dots \text{receptance 2 od}$$





$$X_{22} = F \cdot \left( \frac{1}{k_{22}} \cdot \frac{\Omega_2^2}{\Omega_2^2 - \omega^2} \right) = F \cdot \frac{X_{22}}{F} \quad \frac{X_{22}}{F} = R_{dc_{22}} \quad \dots \text{receptance :}$$

#### 4. Systém se dvěma stupni volnosti - kmitání vynucené tlumené

$$x_2 = X_2 \cdot e^{j\omega t}$$

$$X_2 = X_{21} + X_{22}$$

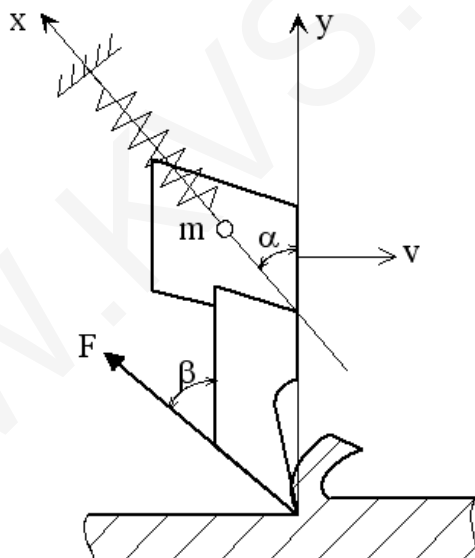
$$X_2 = F \cdot \left( \frac{1}{k_{21}} \cdot \frac{\Omega_1^2}{\Omega_1^2 - \omega^2 + 2j\delta_1\omega} + \frac{1}{k_{22}} \cdot \frac{\Omega_1^2}{\Omega_2^2 - \omega^2 + 2j\delta_2\omega} \right) = F \cdot (R_{dc_{21}} + R_{dc_{22}}) = F \cdot R_{dc_2}$$

Receptance  $R_{dc_2} = R_{dc_{21}} + R_{dc_{22}}$  jsou vektory (komplexní čísla) z nichž každý má svou reálnou část G a svou imaginární část H.

$$\text{Takže } R_{dc_2} = G_2 + jH_2 = (G_{21} + jH_{21}) + (G_{22} + jH_{22}) = \underbrace{(G_{21} + G_{22})}_{G_2} + j \cdot \underbrace{(H_{21} + H_{22})}_{H_2}$$

#### C. KMITÁNÍ V RŮZNÝCH SMĚRECH

U obráběcích i tvářecích (výrobních) strojů nás zajímají výchylky v jiných směrech nežli je směr budící síly F. Např. mějme systém obráběcího stroje dle obr.

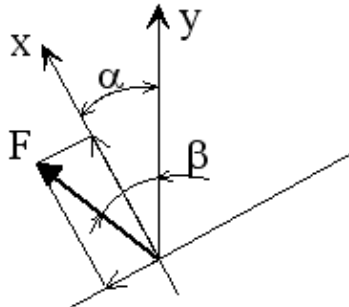


Z hlediska přesnosti práce stroje má význam zejména složka kmitavého pohybu ve směru kolmém k obráběné ploše tj. směr y, protože tato složka způsobuje vlnitost povrchu a zhoršuje přesnost a jakost (kvalitu) obrobené plochy. Budící síla má odlišný směr od směru x, ve kterém systém kmitá.

Zde vyjadřujeme RECEPTANCI (komplexní dynamickou poddajnost)  $R_{dc} = \frac{y}{F}$  jako

ORIENTOVANOU RECEPTANCI  $R_{dcu}$ .

Orientovaná receptance bude : 
$$R_{dcu} = u \cdot \frac{1}{k} \cdot \frac{1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2} - 2 \cdot j \cdot D \cdot \frac{\omega}{\Omega}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2}\right)^2 + \left(2 \cdot D \cdot \frac{\omega}{\Omega}\right)^2}$$



$$u = \cos(\beta - \alpha)$$

kde  $u$  je směrový součinitel vyjadřující rozložení směru budící síly do dvou kolmých složek - ve směru  $u$  a ve směru k němu kolmém.

#### 1. Kmitání v různých směrech - kmitání vynucené s tlumením

$$y = F \sum_{i=1}^n \left( \frac{u_i}{k_{ni}} \cdot \frac{\Omega_i^2}{\Omega_i^2 - \omega^2 + 2 \cdot j \cdot \delta_i \cdot \omega} \right) = F \sum_{i=1}^n R_m = F \cdot R_{yn}$$

$k_{ni}$  ..... tuhost  $i$ -tého členu

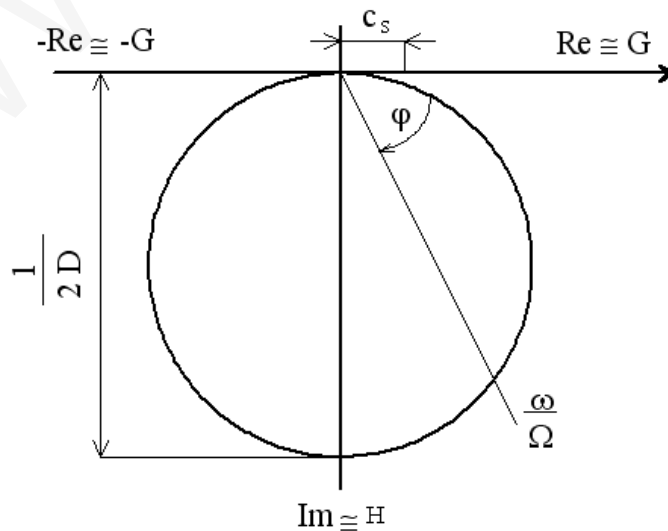
$\Omega_i$  ..... vlastní frekvence  $i$ -tého členu

$R_{ni}$  ..... receptance  $i$ -tého členu na hmotě  $m$  ve směru  $y$

$R_{yn}$  ..... receptance celého systému na hmotě  $m$  ve směru  $y$

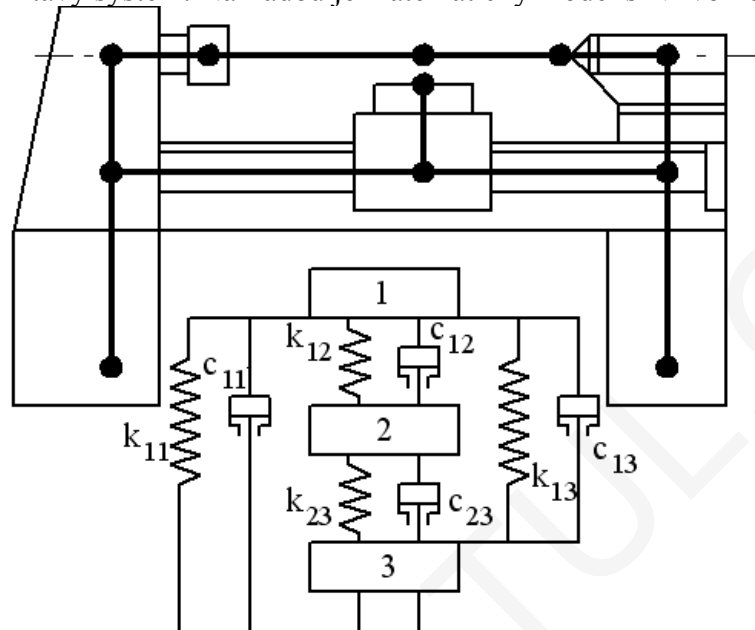
$u_i$  ..... směrový součinitel  $i$ -tého tvaru kmitů

#### Amplitudo - fázová charakteristika



## Kritéria statické a dynamické tuhosti rámu - stabilita

Obráběcí stroj je kmitavý systém. Náhradou je matematický model s N° volnosti.



Matematický model posuzujeme - staticky - tuhost mezi nástrojem a obrobkem,  
- dynamicky - kmity.

Popis matematického modelu :

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_{11} \dot{x}_1 + c_{12} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \dots + k_{11} x_1 + k_{12} (x_1 - x_2) \dots = F_1 e^{j \omega t}$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_{22} \dot{x}_2 + c_{21} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \dots + k_{22} x_2 + k_{21} (x_2 - x_1) \dots = F_2 e^{j \omega t}$$

⋮  
⋮  
⋮

$$m_4 \ddot{x}_4 + c_{44} \dot{x}_4 + c_{41} (\dot{x}_4 - \dot{x}_1) + \dots + k_{44} x_4 + k_{41} (x_4 - x_1) \dots = F_4 e^{j \omega t}$$

---


$$\overline{M} \ddot{\overline{x}} + \overline{C} \dot{\overline{x}} + \overline{K} \overline{x} = \overline{F} e^{j \omega t}$$

$$\overline{M} = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{pmatrix} \quad \overline{C} = \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} \end{pmatrix} \quad \overline{K} = \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{pmatrix}$$

Pro prvky mimo diagonálu platí :  $c_{21} = c_{12}$  - matice jsou diagonálně souměrné

Statická deformace :  $\overline{x} = \overline{K}^{-1} \overline{F}$ ,  $\overline{F}$  - vektor sil,  $\overline{K}^{-1}$  - inverze k tuhostní matici

Dynamické chování : netlumená soustava  $\overline{M}.\ddot{x} + \overline{K}.x = 0$

$$x = X.e^{j.\Omega.t}$$

$$-\Omega^2.\overline{M}.\overline{X}.e^{j.\Omega.t} + \overline{K}.\overline{X}.e^{j.\Omega.t} = 0$$

$$\det(\overline{K} - \Omega^2.\overline{M}) = 0 \text{ pro vlastní frekvence } \Omega_1, \Omega_2, \dots, \Omega_4$$

Každé vlastní frekvenci pak odpovídá vlastní vektor výchylek  $\overline{X}_1, \overline{X}_2, \dots, \overline{X}_4$ .

Všechna řešení lze tedy popsat maticí  $\overline{X} = (\overline{X}_1, \overline{X}_2, \dots, \overline{X}_4)$ , kde každý vektor určuje poměr výchylek kmitajících bodů při vlastní frekvenci.

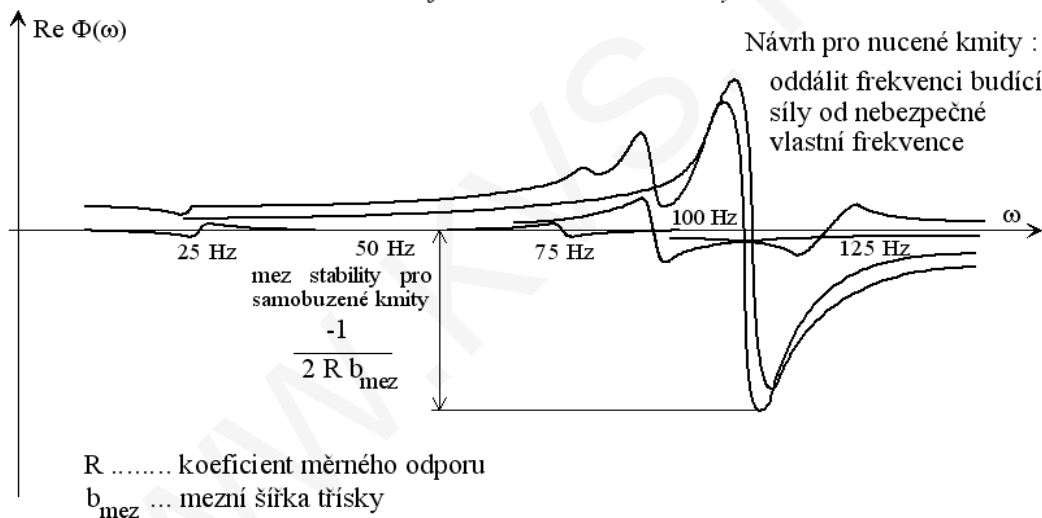
Z principu superpozice lze tedy obecnou výchylku při obecných kmitech psát :

$\overline{x} = a_1.\overline{X}_1 + a_2.\overline{X}_2 + a_3.\overline{X}_3 + a_4.\overline{X}_4$  jako lineární kombinaci vlastních vektorů  $\Rightarrow$  výsledné kmitání je dáno superpozicí jednotlivých tvarů kmitů.

Pro tlumený systém a vynucené kmity s frekvencí  $\omega$  přibližně platí :

$$\overline{x} = \sum_i \left( a_i.\overline{F}_i.\frac{\Omega_i^2}{\Omega_i^2 - \omega^2 + 2.j.\delta.\omega} \right) - \text{součet tvarů kmitů s vektorem sil přenásobeným dynamickou poddajností.}$$

*Rozklad frekvenční charakteristiky*



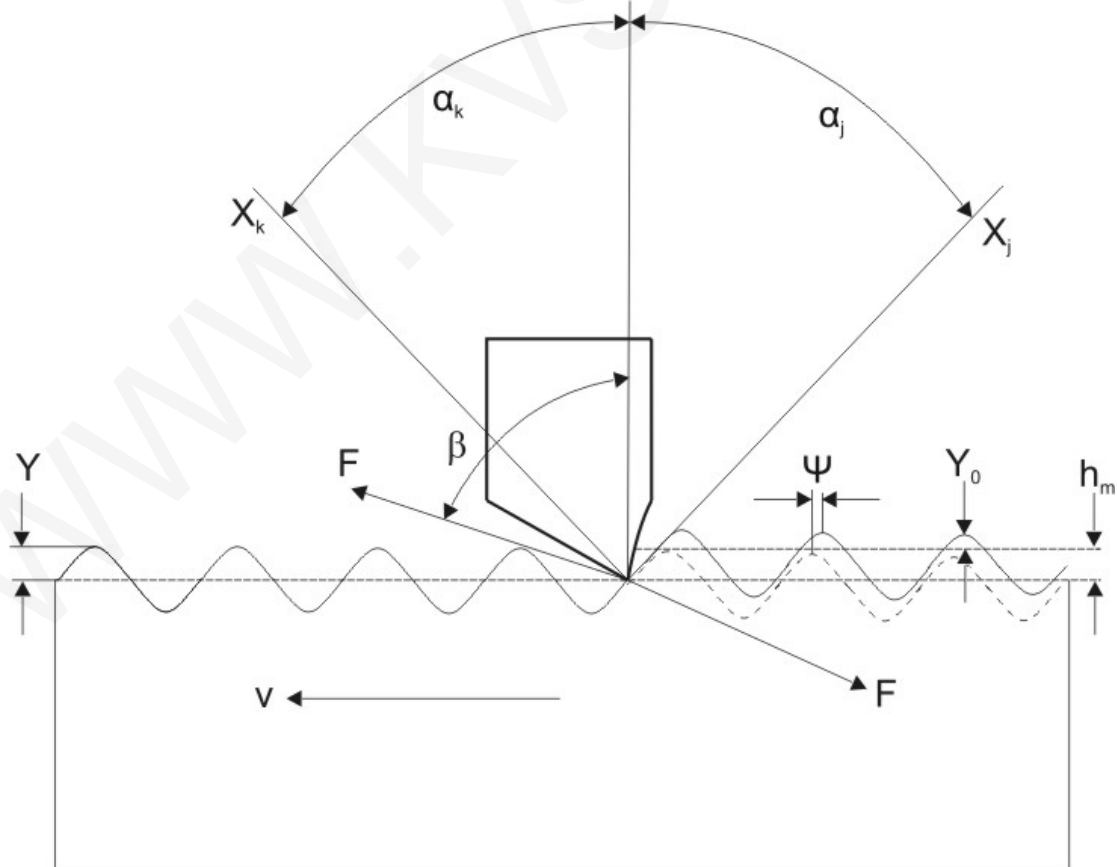
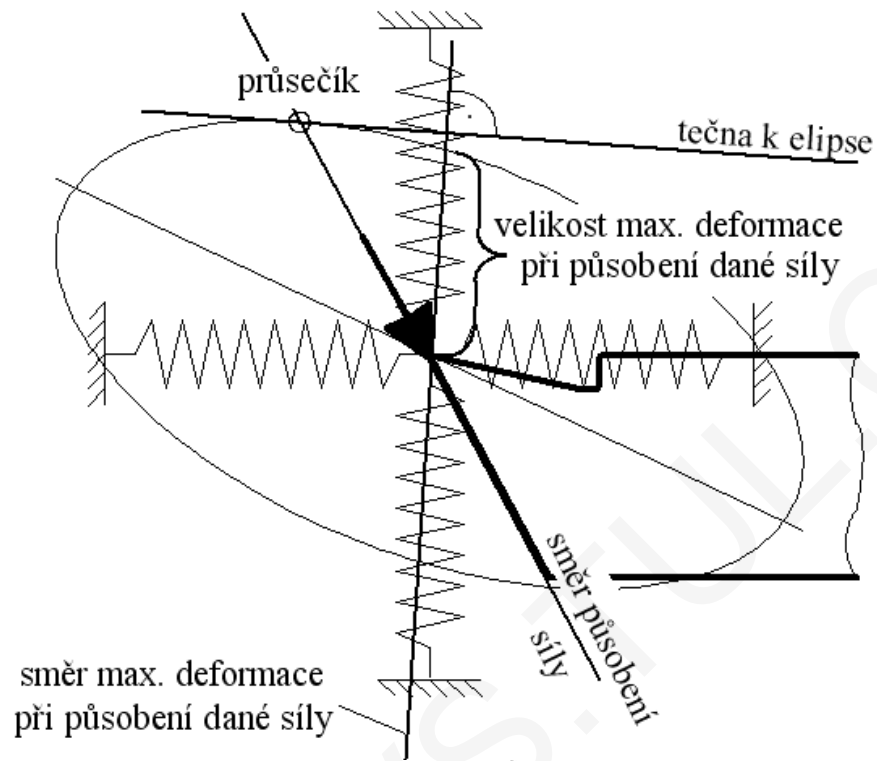
Analýza rámu :

- 1) Stroj se rozkmitává vibrátorem a stanoví se celková frekvenční charakteristika.
- 2) Experimentálně nebo počítačovým modelem se rozloží na "vlastní tvary kmitů".
- 3) Stanoví se hmoty a tuhosti, které ovlivňují nebezpečné tvary kmitů.
- 4) Rekonstrukcí (změnou hmot a tuhostí - př. tlumení) se snažíme nebezpečné tvary potlačit.

#### D. SAMOBUZENÉ KMITÁNÍ

Při práci na OS vzniká za určitých podmínek mezi nástrojem a obrobkem kmitání, které dosahuje velikosti rezonance i přesto, že řezná síla není původem periodická! Periodická proměnlivost řezné síly je vyvolána účinkem vlastního procesu, proto kmitání nazýváme SAMOBUZENÉ. Vyskytne-li se za provozu, je nutno snížit (změnit) pracovní parametry. Tím se snižuje výkon a produktivita.

Elipsa tuhosti - slouží k odečtení směru a velikosti maximální deformace pro síly působící v různých směrech.



### Vznik samobuzeného kmitání :

Nahodile (rázem) se změní hloubka třísky (vlivem vlnitosti povrchu) a tím řezný odpor. Kmitavé soustavě se přivede energie a amplituda se může nepřipustně zvětšovat pokud přivedená energie během 1 periody není v rovnováze s energií utlumenou.

Podmínky stability (zjednodušující):

1. Jde o rovinný případ - rovinné obrábění - výslednice řezného odporu je kolmá k břítu nástroje.
2. Řezný odpor je úměrný hloubce třísky  $F_r = r \cdot y$  (r...hloubkový činitel).
3. Mezi amplitudou hloubky třísky a amplitudou řezného odporu není fázové posunutí.
4. Systém je s jedním stupněm volnosti - nástroj kmitá ve směru x kolmo na y.

Složka komplexní amplitudy  $Y_i = F_i \cdot R_{dco}$  - receptance.

$$Y_{i+1} = F_{i+1} \cdot R_{dco}$$

$$R_{dco} = \frac{u}{k} \cdot \frac{\Omega^2}{\Omega^2 - \omega^2 + 2 \cdot j \cdot D \cdot \Omega \cdot \omega} \quad D \dots \text{poměrné tlumení}$$

dosažením za  $Y_{i+1}$  a  $F_{i+1} = -r \cdot (Y_{i+1} - Y_i)$

$$Y_{i+1} = F_{i+1} \cdot R_{dco} = -r \cdot (Y_{i+1} - Y_i) \cdot R_{dco}$$

Tedy bude  $Y_{i+1} = -r \cdot (Y_{i+1} - Y_i) \cdot R_{dco} \quad / \frac{1}{Y_{i+1}}$

$$1 = -r \cdot R_{dco} \cdot \left( 1 - \frac{Y_i}{Y_{i+1}} \right)$$

Z poměru amplitud následujících po sobě

$$-\frac{1}{r \cdot R_{dco}} = 1 - \frac{Y_i}{Y_{i+1}} \Rightarrow \frac{Y_i}{Y_{i+1}} = 1 + \frac{1}{r \cdot R_{dco}}$$

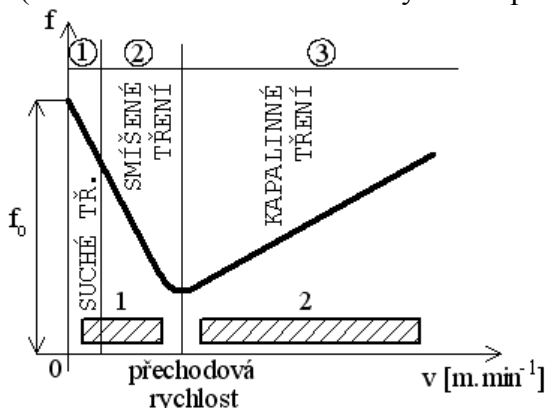
$$\frac{Y_{i+1}}{Y_i} = \frac{R_{dco}}{R_{dco} + \frac{1}{r}} = q \dots \text{reprodukční součinitel}$$

Pro dynamickou stabilitu musí být  $|q| < 1$ .

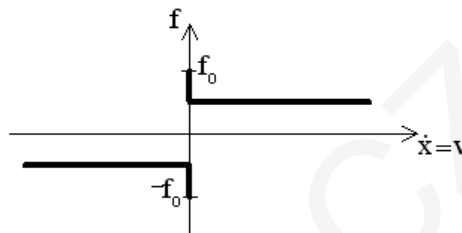
### **4.3.2. Trhavé pohyby**

Při nízkých kluzných rychlostech - při relativním pohybu dvou součástí (u klasických materiálů litina - litina, ocel - litina) se posouvající část pohybuje nesouvisle (po malých skocích) tzv. trhavým pohybem. Příčinou tohoto jevu je pokles součinitele tření s rostoucí rychlostí. U velkých strojů (pro velké obrobky). (viz. obr. ).

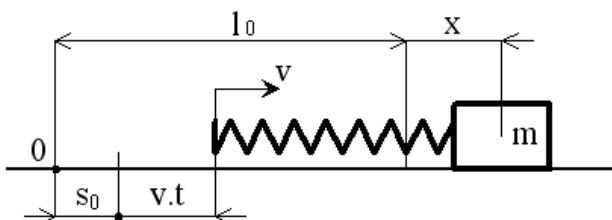
Striberkův diagram:  
(závislost koeficientu tření a rychlosti pohybu)



oblast práce 1 - přímočará vedení OS  
oblast práce 2 - kluzná rotační uložení OS



Fyzikální model principu:



$l_0$  - volná délka pružiny  
 $x$  - dráha pohybu tělesa

Pohybová rovnice rovnováhy :

$$m.\ddot{x} + T - k(s_0 + v.t - x) = 0$$

po úpravě :

$$m.\ddot{x} + k.x = k.s_0 - T + k.v.t \quad / \frac{1}{m}$$

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}.x = \frac{\Delta T}{m} + \frac{k}{m}.v.t$$

Diferenciální rovnice tvaru:

$$\ddot{x} + \Omega^2.x = \frac{\Delta T}{m} + \Omega^2.v.t$$

homogenní řešení:

$$\ddot{x} + \Omega^2.x = 0 \quad \text{předpoklad: } x_h = X.e^{s.t}, \dot{x}_h = s.X.e^{s.t}, \ddot{x}_h = s^2.X.e^{s.t}$$

$$s^2.X.e^{s.t} + \Omega^2.X.e^{s.t} = 0 \quad \dots \text{obecné řešení}$$

$$s_{1,2} = \pm \sqrt{(-\Omega)^2 \pm j.\Omega} \quad (\text{komplexní číslo})$$

$$s_{1,2} = \pm j.\Omega \quad \text{tedy } x_h = C_1.\cos \Omega.t + C_2.\sin \Omega.t$$

z okrajových podmínek pro  $t = 0, x = 0, \dot{x} = 0$

$$\text{partikulární řešení: } \ddot{x} + \Omega^2.x = \frac{\Delta T}{m} + \Omega^2.v.t$$

$$\text{předpoklad: } x_p = a + b.t$$

$$\dot{x}_p = b$$

$$\ddot{x}_p = 0$$

dosazením do charakteristické rovnice :

$$\ddot{x} + \Omega^2 \cdot x = \frac{\Delta T}{m} + \Omega^2 \cdot v \cdot t$$

$$0 + \Omega^2 \cdot (a + b \cdot t) = \frac{\Delta T}{m} + \Omega^2 \cdot v \cdot t \Rightarrow x_p = \frac{\Delta T}{k} + v \cdot t$$

$$a = \frac{\Delta T}{m \cdot \Omega^2} = \frac{\Delta T}{k}, \quad b = v$$

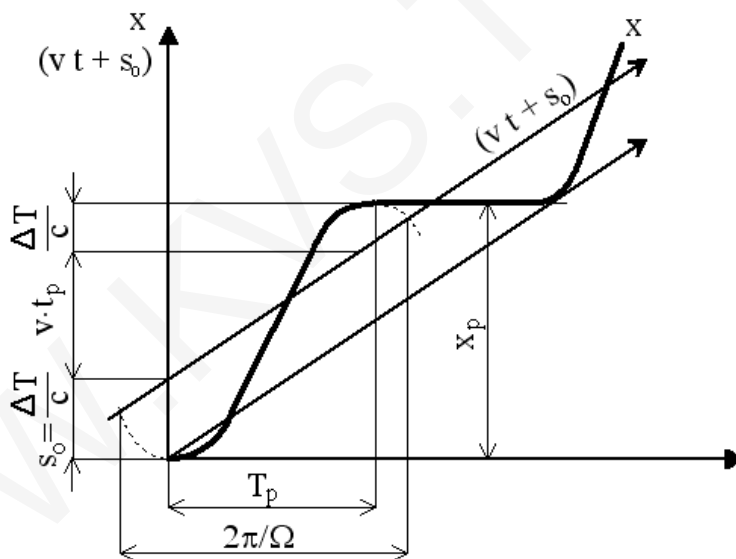
$$X = X_h + X_p = C_1 \cdot \cos(\Omega \cdot t) + C_2 \cdot \sin(\Omega \cdot t) + \frac{\Delta T}{k} + v \cdot t$$

$$\text{pro } t=0, x=0 \Rightarrow 0 = C_1 + \frac{\Delta T}{k} \Rightarrow C_1 = -\frac{\Delta T}{k}$$

$$\dot{x} = 0 \Rightarrow 0 = C_2 \cdot \Omega + v \Rightarrow C_2 = -\frac{v}{\Omega}$$

Výsledek :

$$X = -\frac{\Delta T}{k} \cdot \cos(\Omega \cdot t) - \frac{v}{\Omega} \cdot \sin(\Omega \cdot t) + v \cdot t + \frac{\Delta T}{k}$$



Graf průběhu dráhy v čase  $t$

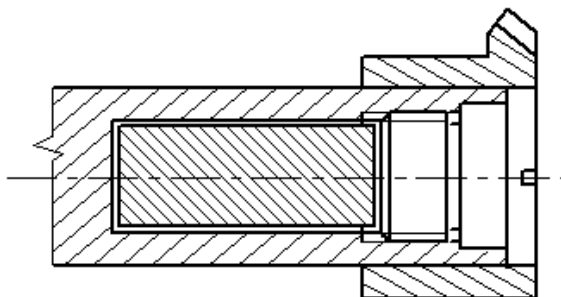
Odstraňování trhavých pohybů:

- použitím speciálních maziv
- použitím valivých vedení
- použitím hydrostatického vedení (tlakový olej)
- použitím speciálních materiálů na kluzné plochy (teflonu, plastů ) o velmi nízkém koeficientu tření



Omezování vibrací u vyvrtávacích tyčí :

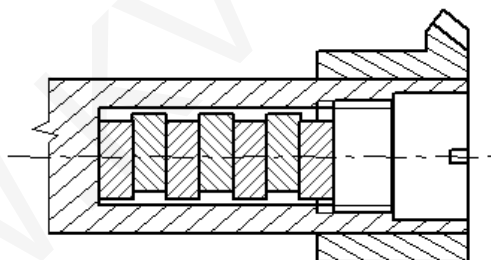
Lanchesterův tlumič kmitů (vzduchový, olejový)



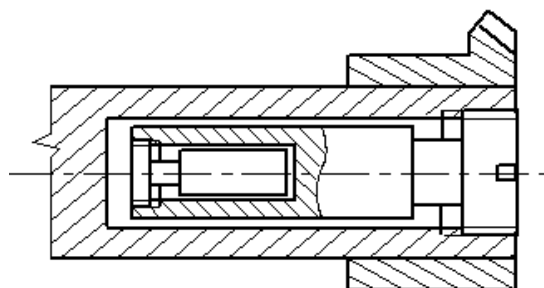
Tlumič – snažíme se ho naladit tak, aby tvary kmitů hmoty byly nejlépe v protifázi resp. s nejakým zpožděním za budící silou.

Jiné konstrukce tlumičů kmitů :

- rázový



- laděný



Pro poměr  $\frac{L}{D} \geq 4 \div 5$  lze použít vyvrtávací tyč bez tlumiče.

Pro poměr  $\frac{L}{D} \geq 8 \div 10$  musí být vyvrtávací tyč pouze s tlumičem.

Hloubka třísky maximálně  $\frac{5}{32} \div \frac{5}{8}$  [v palcích] nebo  $3,5 \div 15$  [mm].

## 5. POHONY OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Definice pohonu:

Zařízení sloužící k přeměně určitého druhu energie na potřebný výkon, ke změně pohybů, k přizpůsobení sil či momentů potřebám obrábění.

Pohony jsou tvořeny:

1. Hnací jednotkou (motor)

2. Mechanismem pohonu (hřídele, ozubená kola)

Hlavní pohon - označuje přívod energie do řezu (hlavní energie).

Vedlejší pohon - označuje vedlejší pohyby k dosažení průřezu třísky.

Návrh pohonu na požadovaný výkon je dle řezné síly nebo momentu. Potřebný výkon stroje je dán vztahem :

$$P = \frac{F_t \cdot v}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_c} \quad \text{nebo} \quad P = \frac{M_k \cdot n}{9550 \cdot \eta_c}$$

kde P - výkon (příkon) [kW]

$F_t$  - hlavní složka řezné síly (ve směru rychlosti) [N]

v - řezná rychlost [ $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$ ]

$\eta_c$  - mechanická účinnost přenosu energie

$M_k$  - kroutící moment [N]

n - otáčky [ $\text{s}^{-1}$ ]

Podle výkonu a dalších požadovaných mechanických vlastností pohonu (otáček, rozsahu kolísání, velikostí momentů setrvačnosti připojených hmot, odporů) přepočtených na hřídel motoru se určuje požadovaný výkon motoru. Dále je potřeba znát, vyžaduje-li se elektrické brzdění, reverzace, počet zapnutí za hod., druh zatížení. Hlavní požadavek je měnit pracovní rychlosti v určitém rozsahu. Z hlediska maximální využitelnosti stroje se jeví výhodné v celém rozsahu rychlostí využívat plný instalovaný výkon. Žádoucí je výkon nezávislý na pracovních otáčkách vřetena.

### 5.1. Hnací jednotky

Motory: elektrické, hydraulické, pneumatické.

a) Motory rotační

- s konstantními pracovními otáčkami (jednotáčkové elektromotory střídavé)

- s několika otáčkovými stupni (víceotáčkové elektromotory střídavé)

- motory s plynule měnitelnými otáčkami (stejnoseměrné regulační el. motory, střídavé elektromotory s frekvenční regulací, hydromotory)

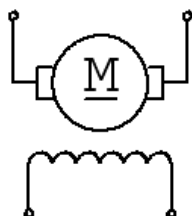
b) Motory přímočaré (lineární)

- elektrický mnohopólový motor - rozvinutý v rovině může být asynchronní, synchronní
- hydraulické a pneumatické válce

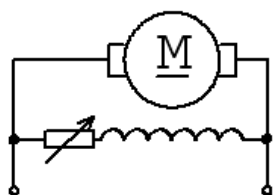
### 5.1.1. Elektrické hnací jednotky

1) Stejnoseměrné motory - s tyristorovou regulací (široká plynulá změna otáček 1:1000)  
s buzením cizím, derivačním, sériovým, smíšeným

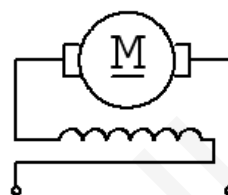
Výhody: malorozměrné, maximální moment už od malých otáček



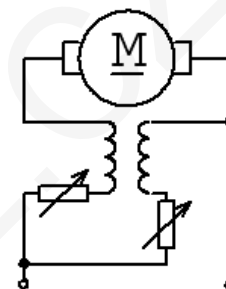
BUZENÍ : cizí



derivační

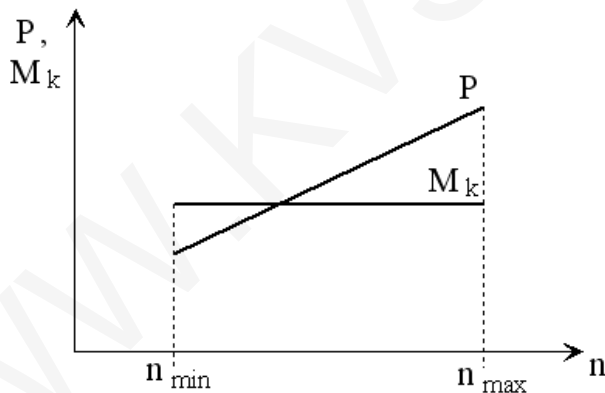


sériové



smíšené

Charakteristika:



Čím větší počet pólů, tím nižší jsou jmenovité otáčky.

Výhody: konstantní  $M_k$ , výkony  $P = 1 \div 200$  kW, nominální otáčky  $n = 1000 \div 1500$  ot.min<sup>-1</sup>.

Nevýhody: komutační efekt (jiskření – omezení otáček), nutnost usměrňovat napětí (tyristory)  
Nyní bezkomutátorové (náročnější na údržbu)

Nová provedení:

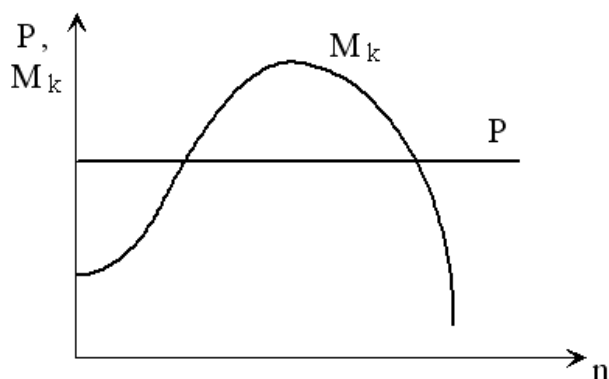
Diskové motory - rotor štíhlý, vinutí nalepené na povrchu kotouče;

Mnohopólové motory s malými ot. a velkými momenty setrvačnosti-pro posuvy;

Motory s buzením permanentními magnety.

2) Střídavé motory - nejčastější, nejjednodušší. Jsou rozměrově úsporné s vysokou účinností.

Charakteristika:



a) Třífázové s kotvou nakrátko

Otáčky  $n = \frac{60 \cdot f}{p}$

Mohou mít změnu otáček realizovanou stupňovitě změnou počtu pracovních dvojic pólů

p - počty polpárů : 1,2,3,4,6      kombinace  $\left\{ \begin{array}{l} 2/1, 4/2, 3/2, 4/3 \\ 4/3/2, 4/2/1, 6/4/3/2 \end{array} \right.$

Ve skutečnosti jsou otáčky nižší vlivem skluzu.

Výhody: konstantní maximální otáčky

Nevýhody: jednoduché

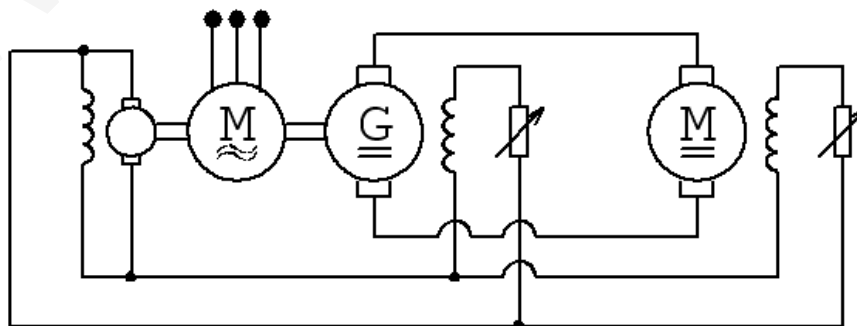
**b) Asynchronní elektromotory s frekvenční plynulou elektronickou regulací otáček**

Mají vysokou spolehlivost.

Charakteristika:

Regulační rozsah: 1:50 až 1: 1000

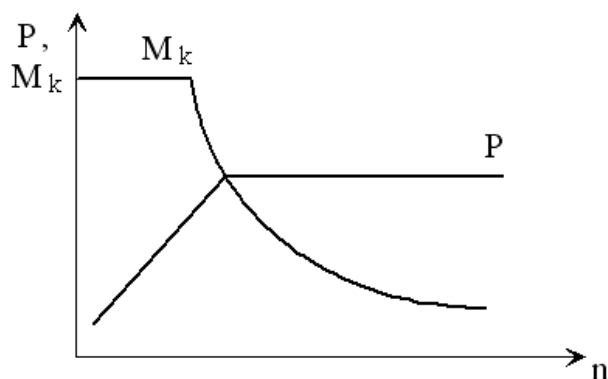
Ward-Leonardovo soustrojí:



Dnes elektrovřetena – rotor je součástí vřetena otáčky až  $30\,000 \text{ min}^{-1}$ .

Napájení motorů z frekvenčního měniče.

Charakteristika:



Požadavek je měnit pracovní rychlosti v určitém rozsahu. Z hlediska maximální využitelnosti stroje se jeví výhodné v celém rozsahu rychlostí využívat plný výkon. Tj. nemění-li se výkon v závislosti na pracovních otáčkách včetně.

Rozměrné, hmotné  $\Rightarrow$  již se nepoužívá.

### 3) Krokové motory

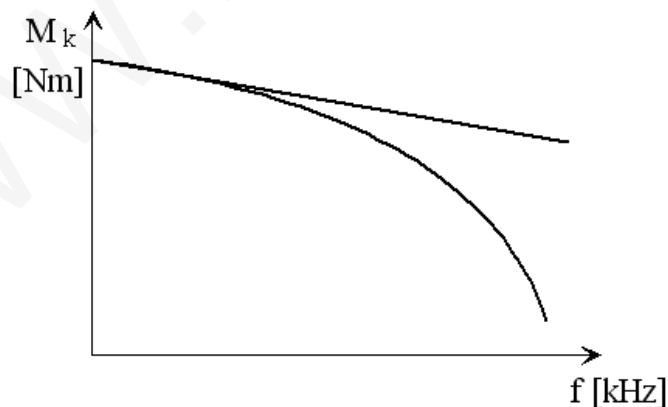
Používají se pro menší výkony (synchronní s buzením permanentními magnety). Ovládací proudové impulsy se převádí postupně na jednotlivé fáze. Rotor se otáčí přetržitě - krokuje. Jednotlivé fáze ovládá rozdělovač impulsů.

Charakteristika:

1. Velikost kroku

Krok - úhel natočení rotoru na 1 puls  $\rightarrow 1,2^\circ \div 1,5^\circ$

2. Momentová charakteristika

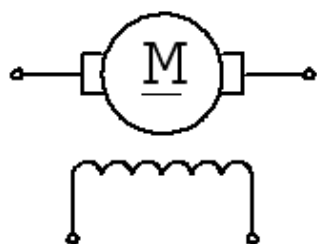
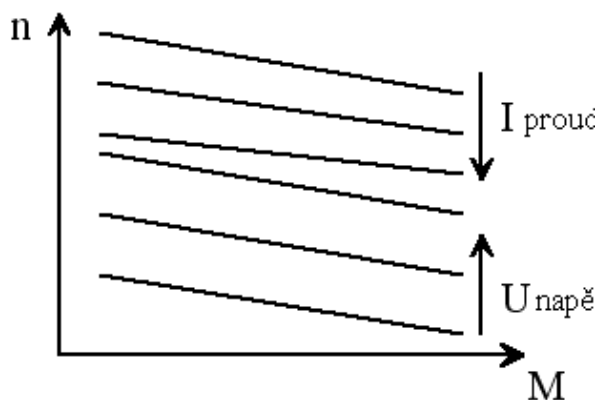


3. Frekvence  $16 \div 20$  kHz, lineární motor ( $4 \div 50$  kHz)

4. Výstupní výkon  $2$  kW  $\div$   $10$  kW

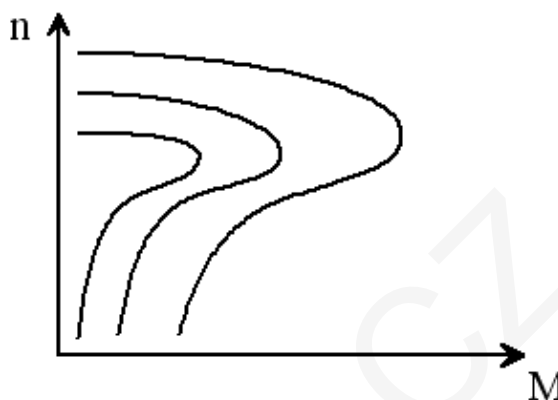
Rychlostní charakteristika elektromotoru vyjadřuje výstupní závislost kroucího momentu  $M$  na otáčkách  $n$ .

Stejnoseměrný motor:



Charakteristika  
přímková

Střídavý motor:



Charakteristika  
s bodem zvratu  
( klopný moment )

Používají se jako hlavní hnací jednotky tj. pro pracovní vřetena se jich používá jen výjimečně. Používají se spíše u vedlejších pohonů. Jsou málo účinné a hlučné.

## 6. MECHANISMY KE ZMĚNĚ OTÁČEK

Pro různé pracovní poměry (materiál obrobku, užitý nástroj, druh operace, velikost a tvar průřezu třísky) existuje určitá tzv. hospodárná řezná rychlost.

Dle typu (resp. druhu) stroje či výrobní operace může být hlavní řezný pohyb rotační (soustruhy, frézky) nebo přímočarý (hoblovky, obrážky a pod.). V případě rotačního pohybu je řezná rychlost dána závislostí otáček a obráběného průměru materiálu.

Rozsah otáček vřetena je dán nejmenšími a největšími otáčkami vřetena (pro  $v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000}$  [m.mim<sup>-1</sup>]).

$$n_{\min} = \frac{v_{\max} \cdot 1000}{\pi \cdot D_{\max}} \text{ [mim}^{-1}\text{]}, \quad n_{\max} = \frac{v_{\max} \cdot 1000}{\pi \cdot D_{\min}} \text{ [mim}^{-1}\text{]}$$

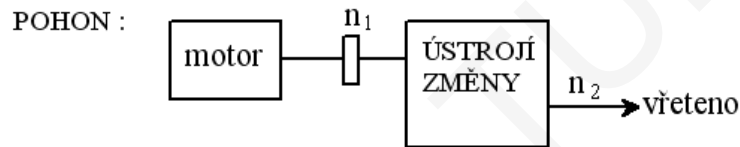
$v_{\min}$ ,  $v_{\max}$  jsou extrémní hodnoty řezných rychlostí, dané rozsahem prací pro něž je stroj stavěn. (Rovněž posuvy musí mít odpovídající rozsah, aby byl  $R_s = \frac{s_{\max}}{s_{\min}}$  např. pro hrubování využít maximální výkon stroje a pro hlazení (obrábění načisto) bylo dosaženo požadované jakosti (hladkosti) povrchu.)

Poměr mezi největšími a nejmenšími otáčkami nám určuje rozsah otáček  $A_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{D_{\max}}{D_{\min}}$  (či rychlostí  $A_v = \frac{v_{\max}}{v_{\min}}$ , posuvů  $A_s = \frac{s_{\max}}{s_{\min}}$ ).

Pro potřeby pohybů různými (optimálními) rychlostmi jsou před vřetenem (stůl a pod.) předřazována ústrojí umožňující změnu mezi rychlostmi  $v_{\max} \div v_{\min}$  (tedy i  $n_{\max} \div n_{\min}$ ).

Tato ústrojí nazýváme převodová a mohou být různé konstrukce. Dle uskutečňování změny rychlosti mohou tyto převodové systémy být :

- 1) se stupňovitou změnou otáček
- 2) s plynulou změnou otáček



Charakteristickým ukazatelem konstrukčního uspořádání převodového ústrojí je tzv. *střední převodové číslo*  $p_s$ .

$$p_s = \frac{\sqrt{n_{\min} \cdot n_{\max}}}{n_{\text{motoru}}}$$

$p_s > 1$  - převod do rychla

$p_s < 1$  - převod do pomala

Převodové číslo  $p_{\min} = \frac{n_{\min}}{n_{\text{hncí}}}$  nebo  $p_{\max} = \frac{n_{\max}}{n_{\text{hncí}}}$  z rovnosti obvodových rychlostí

$$v_1 = v_2$$

$$\pi \cdot d_1 \cdot n_1 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2 \Rightarrow p = \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

Převod je definován  $i = \frac{n_1}{n_2}$ , -HNACÍ HRŘÍDE -HNANÝ HRŘÍDE,  $i = \frac{1}{p}$   $i = \frac{n_{\text{vstup}}}{n_{\text{výstup}}}$

$i > 1$  - převod do pomala

$i < 1$  - převod do rychla

Při stupňovité změně otáček se neshoduje většinou požadovaná řezná rychlost s řeznou rychlostí nastavenou (stroje).

Vznikají ztráty - obecně pracujeme nižší řeznou rychlostí.

Čím je odstupňování hrubší, tím jsou ztráty větší

V pracovním čase dle  $t = t_s \cdot (1 + \frac{t_s}{t_h})$ , kde  $t_s$ - skutečný ( $t_v$  - vedlejší),  $t_h$ - hospodárný.

Strojní čas bude nejkratší, bude-li pracovat hospodárnou řeznou rychlostí. To je možné pouze při plynulé změně - jinak bude hlavní čas delší.

Poměrná časová ztráta :

$$\tau_c = \frac{t_s}{t_h} \frac{\text{-SKUTENÝ}}{\text{-HOSPODÁŘHKÝ}}$$

Obvykle je závislá na rozměrech obráběného předmětu. Při větším průměru je menší  $\tau_c$  a naopak při menším průměru je  $\tau_c$  větší.

Použitím hustě odstupňované řady pracujeme téměř rychlostí blízkými hospodárné, ale zvyšuje se podstatně cena stroje. Odstupňování se řídí ekonomickými faktory. Obecně pro určitou časovou ztrátu existuje určitá hustota odstupňování řady, kdy je cena výrobku nejnižší.

Platí, že čím vyšší je poměrná časová ztráta  $\tau_c$ , tím je hrubší odstupňování rychlostí pro hospodárnou konstrukci stroje.

## 6.1. Řady otáček - normalizace

Pro odstupňování otáček (i posuvů) lze použít tzv. řady aritmetické, geometrické (nebo obecné) - např. závity. U OS se používá odstupňování v geometrické řadě.

Geometrická řada:  $n_i = n_1 \cdot k^i$

Výhody geometrické řady:

1. Poměrné zvýšení hlavního času je v celém rozsahu konstantní u hlavního pohybu rotačního

$$\varepsilon_{ts} = \frac{t_{s1}}{t_{s2}} = \frac{\frac{L}{n_1 \cdot s}}{\frac{L}{n_2 \cdot s}} = \frac{n_2}{n_1} = \varphi = konst. \Rightarrow \varepsilon_{ts} = \frac{n_i}{n_{i-1}}$$

2. Členy geometrické řady je možno rozdělit na základní skupiny o stejném počtu členů. Přičemž vyšší skupina vznikne násobením členů nižší skupiny činitelem  $\varphi$ , kde  $k$  je počet členů skupiny.

Např. řada pro  $\varphi = 2$  :

$$\begin{array}{lll} (2, 4, 8) & (16, 32, 64) & (128, 256, 512) \rightarrow k = 3 \\ 2 \cdot \varphi^3 = 16 & 16 \cdot \varphi^3 = 128 & \\ 4 \cdot \varphi^3 = 32 & 32 \cdot \varphi^3 = 256 & \\ 8 \cdot \varphi^3 = 64 & 64 \cdot \varphi^3 = 512 & \end{array}$$

Tato vlastnost geometrické řady podstatně zjednodušuje konstrukci převodových skříní.

Za základ jsou vztahy geometrické řady vyvolených čísel - a z těch jsou vybrány řady s členy jež odpovídají otáčkám asynchronních motorů při plném zatížení tj. (710, 900, 1400, 2800).



Tyto řady označujeme písmenem R (po francouzi Renardovi) s číslem udávajícím symbolicky podíl řady (kvocient) a současně počet členů v desetinném rozsahu.

Např. R20 - má 20 členů otáček od 1 do 10 a podíl je  $\sqrt[20]{10} = 1,12 = \varphi$  - kvocient řady

Řady odvozené vznikly z této tzv. *základní řady* tím, že se vzal každý druhý, třetí nebo čtvrtý až šestý člen :

R20/2 , R20/3 , R20/4 , R20/6

Pokles řezné rychlosti je v celém rozsahu rychlostí konstantní - viz Rychlostní diagram - pilový -  $v = f(n, D)$

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \cong k(n) \cdot D \quad ; \quad k \dots \text{kvocient} \quad , \quad A_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \varphi^{p-1} \Rightarrow \varphi = \sqrt[p-1]{A_n}$$

Geometrická řada :

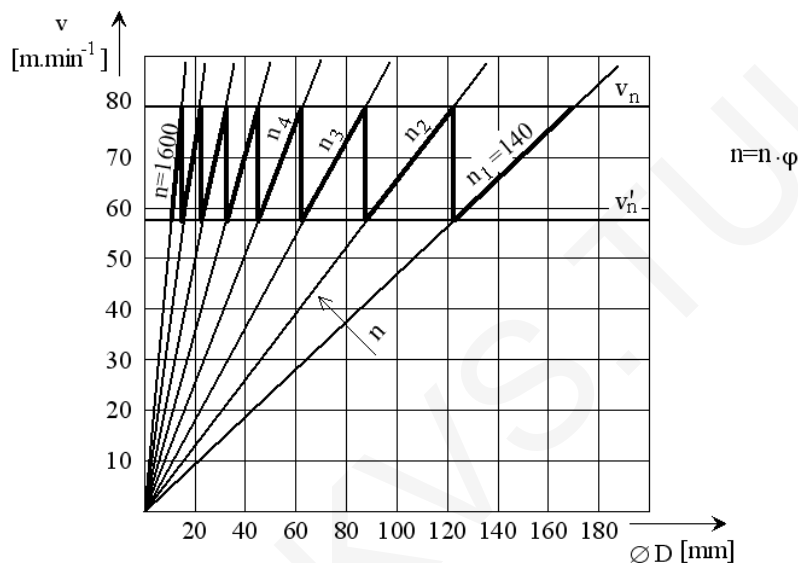
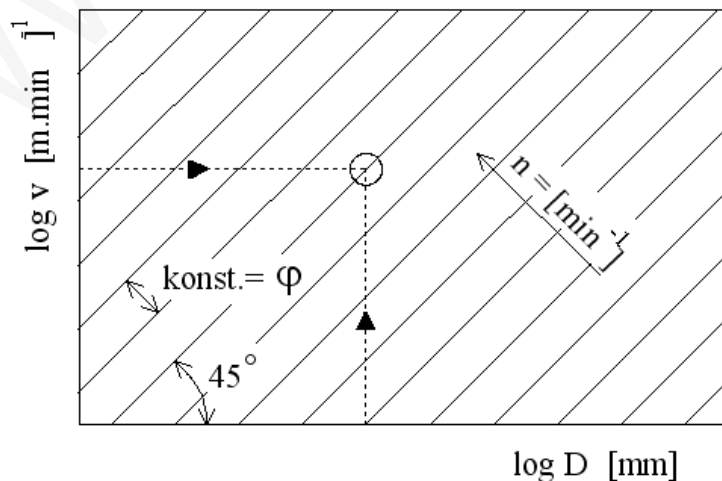


Diagram otáček v závislosti na  $\varnothing D$  a rychlosti  $v$  kreslíme v logaritmicích souřadnicích (i na strojích). Někde je uvedena tabulka pro jednotlivé otáčky.



Aritmetická řada :  $n_i = n_1 + k.i$

Rychlostní diagram  $v = \frac{\pi.D.n}{1000} \hat{=} (n+k).D$  ,  $k$  ... diference

Aritmetická řada je v oblasti vyššího počtu otáček zbytečně hustá. V oblasti nízkého počtu otáček je neúměrně řídká. Pokles řezné rychlosti není konstantní - využití jedné řezné rychlosti neodpovídá rozsahu  $D$ . Obvykle bývá dán rozsah otáček nebo posuvů nebo  $v_{\min.}$ ,  $v_{\max.}$ ,  $D_{\max.}$ ,  $D_{\min.}$ ,  $n_{\min.}$ ,  $n_{\max}$  a podíl geometrické řady.

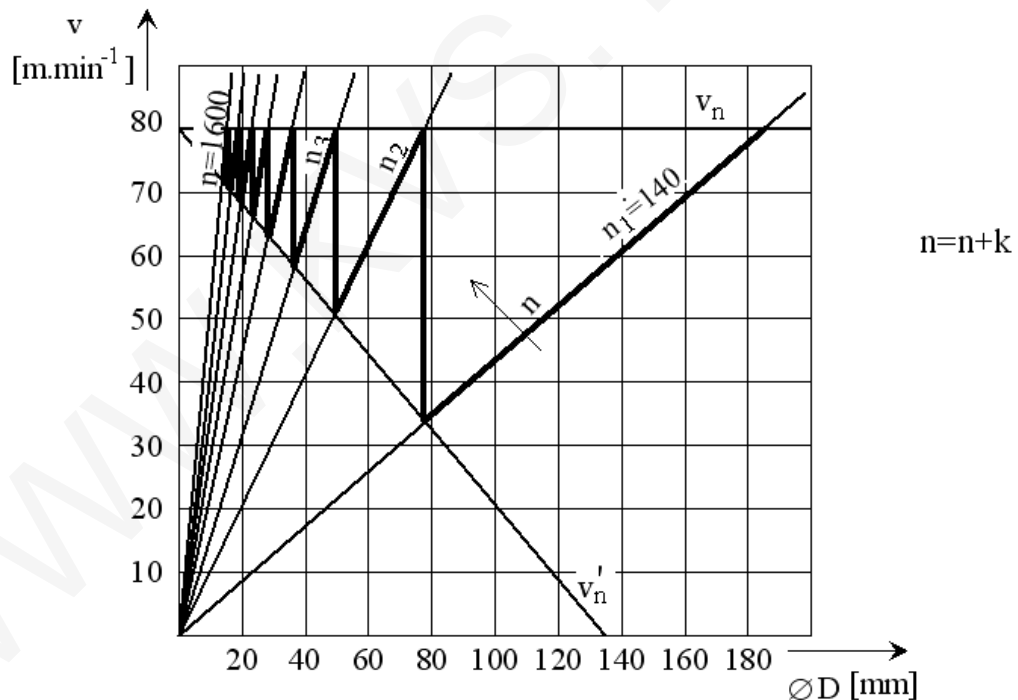
$n_{\min} \hat{=} n_1$  - hnací člen

$$n_i = n_1 \cdot \varphi^{i-1}$$

$n_i = n_1 \cdot \varphi^{p-1}$  ,  $p$  - počet členů

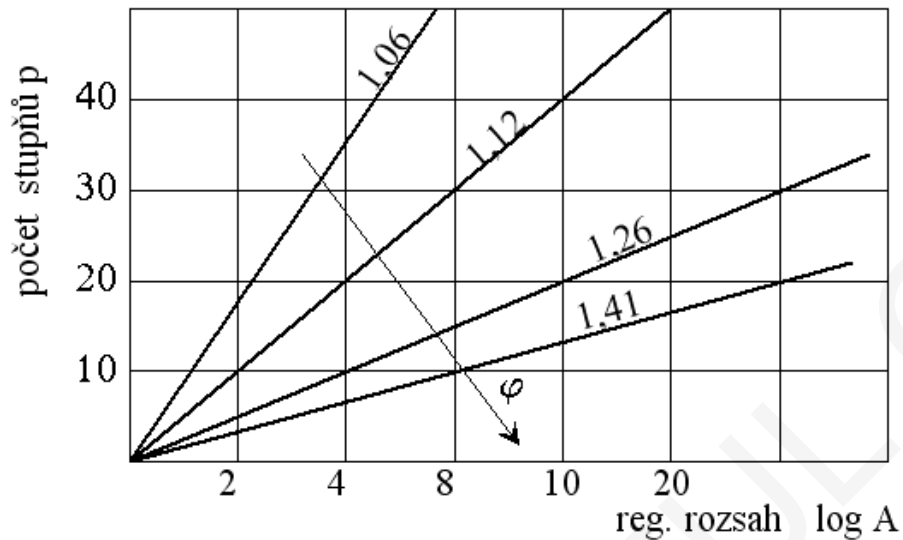
Regulační rozsah  $A_n$

$$A_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \Rightarrow \frac{n_p}{n_1} = \varphi^{p-1} , \varphi = \sqrt[p-1]{\frac{n_p}{n_1}} , p = \frac{\log A_n}{\log \varphi} + 1 = \frac{\log n_{\max} - \log n_{\min}}{\log \varphi} + 1$$



$v_n$  ... hospodárná řezná rychlost

Abychom nemuseli počet stupňů počítat, lze ho odečíst z grafu závislosti na regulačním rozsahu  $A$  a podílu geometrické řady - v logaritmických souřadnicích.



Geometrickou řadu lze dělit na skupiny o stejném počtu členů, přičemž vyšší skupina vznikne násobením nižší skupiny číslem  $\varphi^k$ , kde  $k$  je počet členů základní skupiny a  $\varphi$  podíl řady. Např.  $p = 9$ , při  $\varphi = 2$  lze rozdělit po třech členech :

$$\varphi^k = 2^3 = 8 \quad \text{takže ze základní skupiny} \quad 2, 4, 8$$

$$\text{vyšší skupina} \quad \times 8 = 16, 32, 64$$

$$\quad \quad \quad \times 8 = 128, 265, 512$$

$$n_{(i+1).j} = n_{ij} \cdot \varphi^k$$

## 6.2. Tvoření kinematických schémat

Správná volba kinematického schématu je předpokladem k hospodárné konstrukci převodového ústrojí.

Určuje se veličinami:

Pracovního rozsahu

$$A_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \varphi^{p-1}$$

Podílu geometrické řady

$$\varphi = \sqrt[p-1]{A_n}$$

Převodového čísla

$$p_{\max} = \frac{n_{\max}}{n_{hmaci}}, \quad p_{\min} = \frac{n_{\min}}{n_{hmaci}}$$

Příklad:

mějme řadu o  $p = 18$  členech

$$p = 18 = 3 \cdot 6 = k_1 \cdot p_1$$

$k_1$  - členů,  $p_1$  - skupin

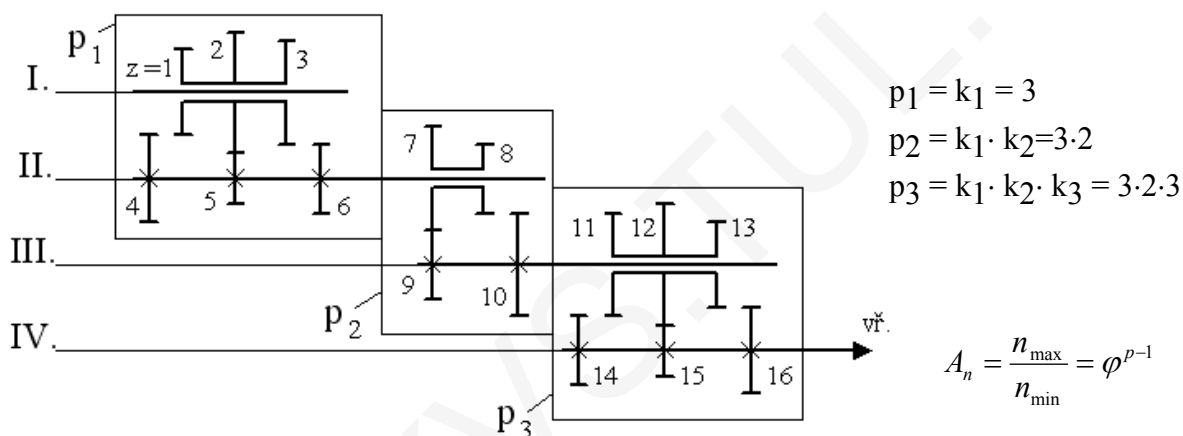
$p_1$  - stupeň považujeme za novou geometrickou řadu, kterou rozdělíme na  $p_2$  - skupin o  $k_2$  - členech tj.

$$p_1 = 6 = 2 \times 3 = k_2 \times p_2$$

pokračujeme, až zbude jedna skupina  $p_r=1$  tedy  $p = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot \dots \cdot k_r$

v našem příkladě  $p = 3 \cdot 2 \cdot 3$

Počtům členů  $k_1, k_2, k_3$  jednotlivých skupin odpovídají počty stupňů základních převodových systémů.



$$p_{\max} = \frac{n_{\max}}{n}, \quad p_{\min} = \frac{n_{\min}}{n}$$

dle obr. 
$$p_{1\min} = \frac{n_{\min}}{n_{hmaci}} = \frac{z_1}{z_4} \quad (D=m.z)$$

$$p_{1\max} = \frac{n_{\max}}{n_{hmaci}} = \frac{z_2}{z_5}$$

$$p_{\max} = p_{1\max} \cdot p_{2\max} \dots \quad \text{podobně} \quad p_{\min} = p_{1\min} \cdot p_{2\min} \dots$$

$$A_n = \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{p_{1\max}}{p_{1\min}} \cdot \frac{p_{2\max}}{p_{2\min}} \cdot a_3 \cdot \dots \cdot a_n$$

$a_1 \quad a_2 \dots$  převodový rozsah i-tého základního systému

Celkový regulační rozsah převodového systému je dán součinem jednotlivých rozsahů základních převodových systémů.

$$A_1 = a_1$$

$$A_2 = a_1 \cdot a_2$$

$$A_n = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \dots \cdot a_n$$

pro j-tý základní převodový systém platí

$$a_j = \frac{P_{j\max}}{P_{j\min}} = \varphi_j^{k_j-1}$$

$$\begin{aligned} \text{pro } p_1 = k_1, \quad A_1 &= a_1 = \varphi^{p_1-1} = \varphi_1^{k_1-1} = \varphi^{k_1-1} \\ p_2 = k_1 \cdot k_2, \quad A_2 &= a_1 \cdot a_2 = \varphi^{p_2-1} = \varphi^{k_1-1} \cdot \varphi_2^{k_2-1} = \varphi^{k_1 \cdot k_2 - 1} \\ p_3 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \quad A_3 &= a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 = \varphi^{p_3-1} = \varphi^{k_1 \cdot k_2 - 1} \cdot \varphi_3^{k_3-1} = \varphi^{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 - 1} \end{aligned}$$

z těchto vztahů plyne :

$$\begin{aligned} \varphi^{k_1-1} \cdot \varphi_2^{k_1 \cdot k_2 - 1} = \varphi^{k_1 \cdot k_2 - 1} &\Rightarrow \varphi_2^{k_2-1} = \frac{\varphi^{k_1 \cdot k_2 - 1}}{\varphi^{k_1-1}} = \varphi_2^{k_1 \cdot k_2 - 1 - k_1 + 1} = \varphi^{k_1 \cdot (k_2 - 1)} \\ \varphi^{k_1 \cdot k_2 - 1} \cdot \varphi_3^{k_3-1} = \varphi^{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 - 1} &\Rightarrow \varphi_3^{k_3-1} = \frac{\varphi^{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 - 1}}{\varphi^{k_1 \cdot k_2 - 1}} = \varphi_3^{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 - 1 - k_1 \cdot k_2 + 1} = \varphi^{k_1 \cdot k_2 \cdot (k_3 - 1)} \end{aligned}$$

Takže obecně pro základní převodové systémy a jejich rozsahy platí :

$$\begin{aligned} a_1 &= \varphi^{k_j-1} \\ a_2 &= \varphi^{k_1 \cdot (k_2-1)} \\ a_3 &= \varphi^{k_1 \cdot k_2 \cdot (k_3-1)} \\ &\vdots \\ a_n &= \varphi^{k_1 \cdot k_2 \cdot \dots \cdot k_{r-1} \cdot (k_r-1)} \end{aligned}$$

Příklad:

Stanovte rozsahy základních převodových systémů. Počet stupňů  $p = 24$ ,  $\varphi = 1,26$ .

Převod  $p = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 = 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2$

$$\begin{aligned} a_1 &= \varphi^{k_j-1} = \varphi^2 = 1,6 \\ a_2 &= \varphi^{k_1 \cdot (k_2-1)} = \varphi^3 = 2 \\ a_3 &= \varphi^{k_1 \cdot k_2 \cdot (k_3-1)} = \varphi^6 = 4 \\ a_4 &= \varphi^{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot (k_4-1)} = \varphi^{12} = 16 \end{aligned}$$

pro  $n_{\max} = 3000 \text{ ot. min}^{-1}$ ,  $n_{\min} = 15 \text{ ot. min}^{-1}$

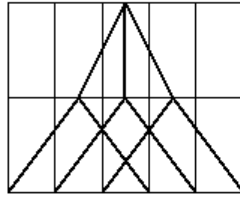
Převodový rozsah  $A = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \varphi^{p-1} = \varphi^{23} \doteq 200$

$$A = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 = 1,6 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 16 \doteq 200$$

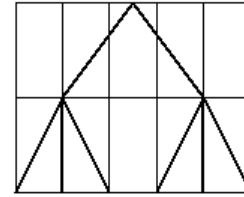
Zaměníme-li pořadí základních převodových systémů dostaneme další alternativy lišící se ve velikosti rozsahu, aniž se změní celkový výsledný rozsah převodu.

Např. pro  $p = 6$  lze volit 4 alternativy:

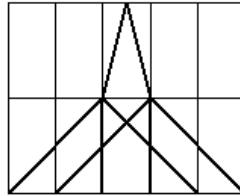
1.  $p = k_1 \cdot k_2 = 3 \cdot 2$   
 $a_1 = \varphi^2$   
 $a_2 = \varphi^3$



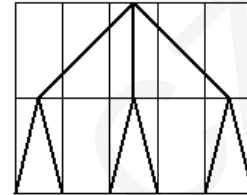
2.  $a_2 = \varphi^3$   
 $a_1 = \varphi^2$



3.  $p = k_1 \cdot k_2 = 2 \cdot 3$   
 $a_1 = \varphi^2$   
 $a_2 = \varphi^4$

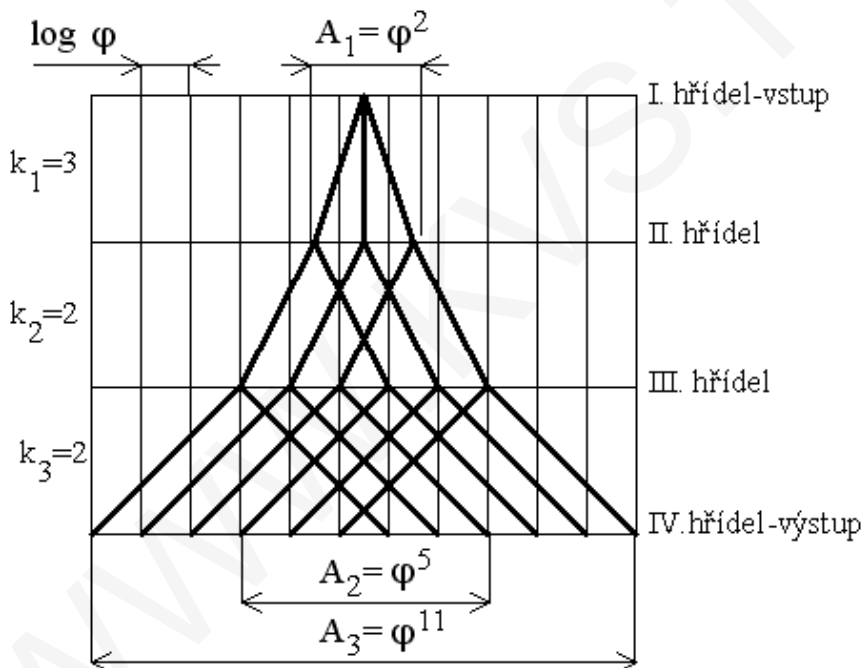


4.  $a_2 = \varphi^4$   
 $a_1 = \varphi^2$



Úhrnný počet ozubených kol ve skříní je  $s = 2 \cdot (k_1 + k_2 + k_3 + \dots + k_r)$

Rozsahy základních převodových systémů zobrazujeme graficky pomocí převodové sítě tzv. *diagram převodů* :



Např.  $p = 12$ ,  $\varphi = 1,26$   
 $p = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = 3 \cdot 2 \cdot 2$   
 $a_1 = \varphi^{k_1-1} = \varphi^2$   
 $a_2 = \varphi^{k_1 \cdot (k_2-1)} = \varphi^3$   
 $a_3 = \varphi^{k_1 \cdot k_2 \cdot (k_3-1)} = \varphi^6$

$$A_1 = a_1 = \varphi^2$$

$$A_2 = a_1 \cdot a_2 = \varphi^2 \cdot \varphi^3 = \varphi^5$$

$$A_3 = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 = \varphi^2 \cdot \varphi^3 \cdot \varphi^6 = \varphi^{11}$$

Jsou možné ještě další alternativy řešení. Vybíráme alternativu, která splňuje tato kritéria :

a) velikost členů základních převodových systémů musí být v pořadí

$$k_1 > k_2 > k_3 > \dots > k_n \quad - \text{počet párů kol klesá}$$

b) velikosti rozsahů zákl.převod.systémů

$$a_1 < a_2 < a_3 < \dots < a_n \quad - \text{stoupá převodový}$$

Při těchto kritériích jsou uspořádání a rozměry převodovky nejmenší.

Grafické řešení převodů udává pouze poměrnou velikost největších a nejmenších převodů. K určení skutečné (absolutní) hodnoty převodu je třeba v každém základním převodovém systému počet zubů u jednoho ozubeného kola volit. Volba se provádí dle otáčkového diagramu. Ten znázorňuje převodové poměry.

Z diagramu lze vyčíst:

počet hřídelů, počet převodů, velikosti otáček na jednotlivých hřídelích, spoluzabírající kola.

Pozn. :

Se snižováním otáček  $n$  narůstá velikost  $M_k$ . Mění se dimenze hřídelů, namáhání ložisek.

Vhodné je postupné rovnoměrné odstuňování :

dle předchozího příkladu :

$$p = 3 \cdot 2 \cdot 2 \quad a_1 = \varphi^2, a_2 = \varphi^3, a_3 = \varphi^6$$

$$A_1 = \varphi^2, A_2 = \varphi^5, A_3 = \varphi^{11}$$

$$\text{např. } M_{II} = \varphi^2 \cdot M_I$$

$$M_{III} = \varphi^5 \cdot M_I$$

$$M_{IV} = \varphi^{11} \cdot M_I$$

nežli kdyby byla volena alternativa  $p = 2 \cdot 2 \cdot 3$

a obrácené řešení tj.

$$a_3 = \varphi^8, a_2 = \varphi^2, a_1 = \varphi$$

$$A_1 = \varphi^8, A_2 = \varphi^{10}, A_3 = \varphi^{11}$$

$$\text{pak } M_{II} = \varphi^8 \cdot M_I$$

$$M_{III} = \varphi^{10} \cdot M_I$$

$$M_{IV} = \varphi^{11} \cdot M_I$$

Z přenosu výkonu  $P = F \cdot v = \text{konst.}$  vyplývá  $v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = k \cdot D \cdot n, M_k = F \cdot \frac{D}{2}$

$P = F \cdot D \cdot n \cdot k = k \cdot M_k \cdot n = konst. \Rightarrow$  S klesáním otáček  $n$  narůstá moment  $M_k$  a zatížení hřídele.

Dle obr.  $n_{12} = n_{10} \cdot \varphi^2$

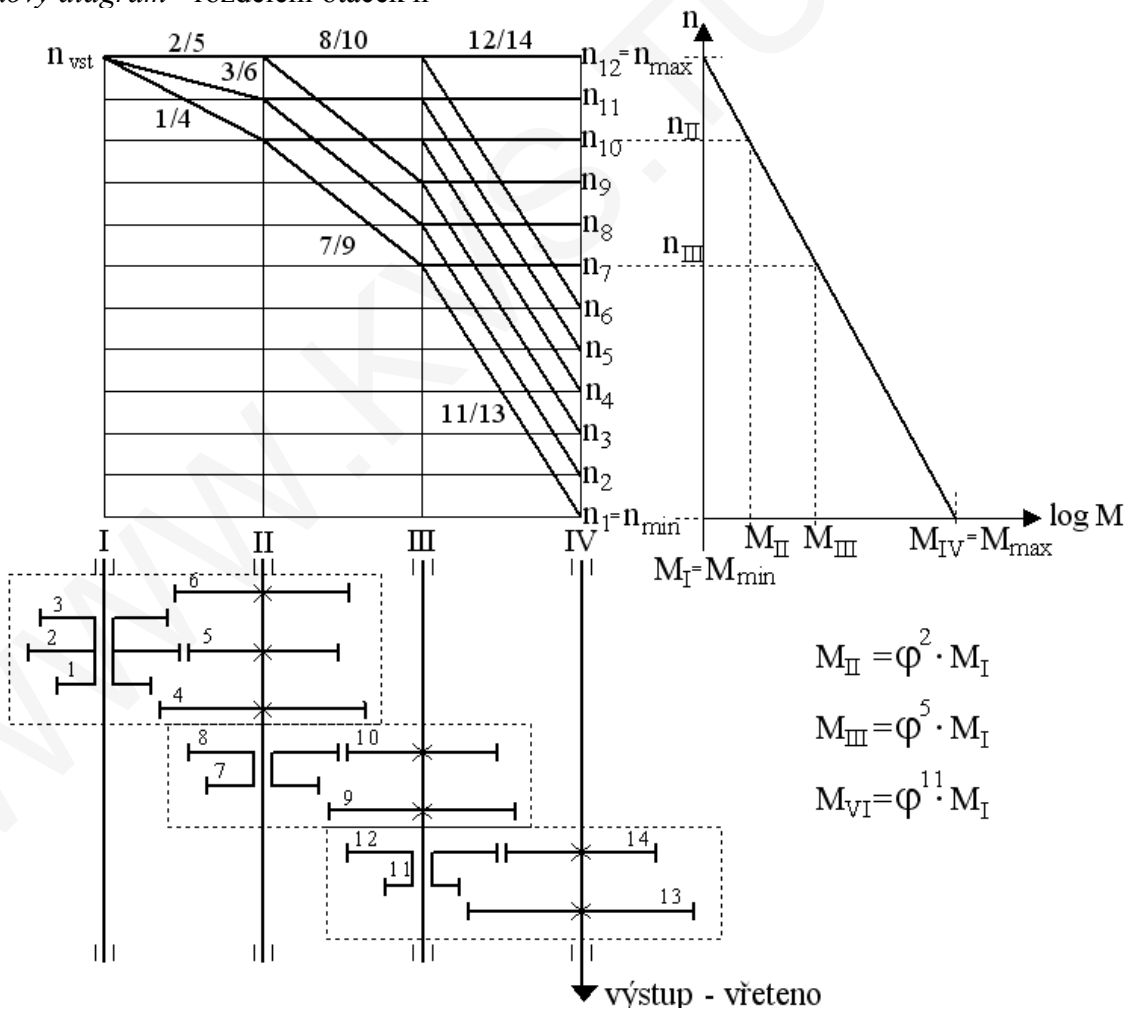
Nárůst momentu :  $M_k = k^* \cdot \frac{P}{n} \quad k \neq k^*, k^* = \frac{1}{k}$

např. je-li  $M_{12} = k^* \cdot \frac{P}{n_{12}}$

$$M_{10} = k^* \cdot \frac{P}{n_{10}} = \frac{P}{\frac{n_{12}}{\varphi^2}} = M_{12} \cdot \varphi^2$$

$k$  ... konstanta vyjadřující převod ( 9550 pro  $\left( \frac{W}{\text{min}^{-1}} \right)$  )

Otáčkový diagram - rozdělení otáček  $n$



$$\Delta\% = \frac{n_s - n_t}{n_t} \cdot 100\% \quad \text{odchylka } \Delta \text{ by neměla být větší jak } 5\%$$



$$a = \frac{1}{2}m \cdot z_1 + \frac{1}{2}m \cdot z_2$$

volíme  $z_1 = 20$  (nejmenší kolo)

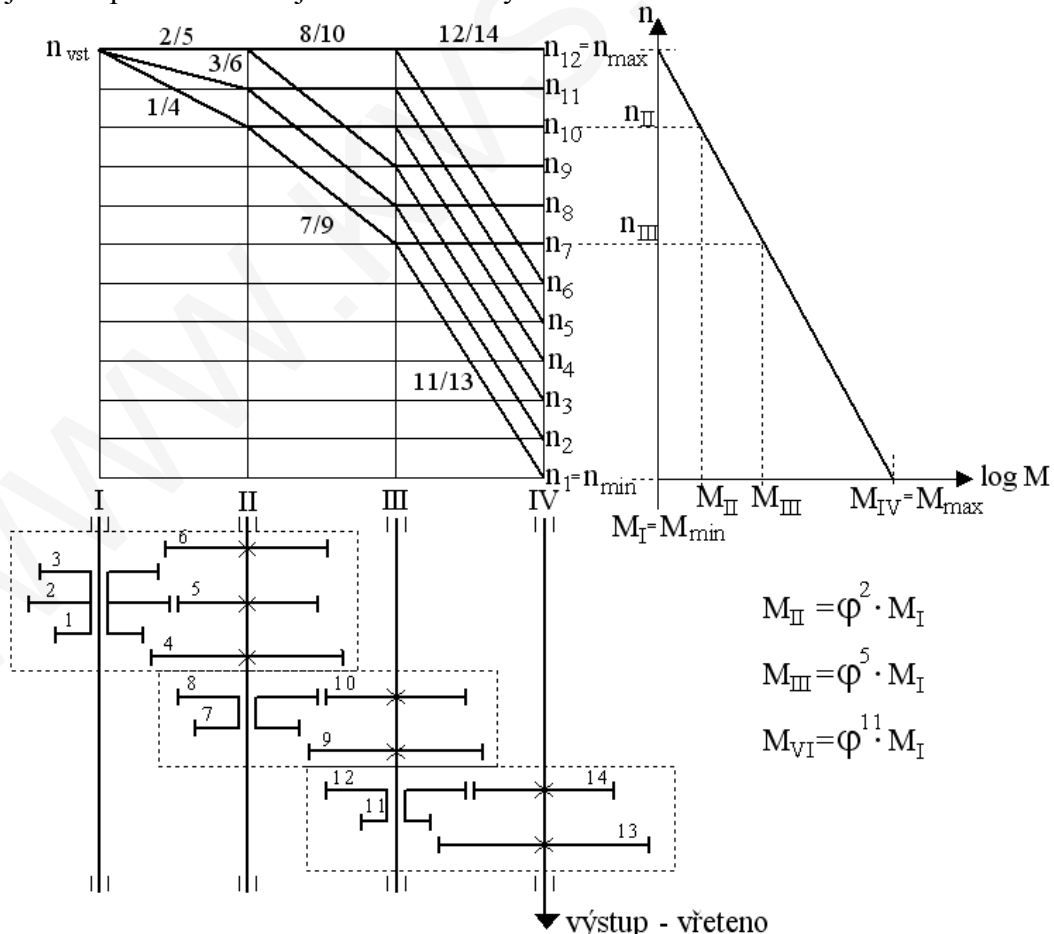
$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^2} \Rightarrow z_4 = z_1 \cdot \varphi^2 = 20 \cdot \varphi^2$$

$$(z_1 + z_4) = 20 + 20 \cdot \varphi^2 = 20 \cdot (1 + \varphi^2)$$

$$\frac{z_2}{z_5} = 1, z_2 + z_5 = 20 \cdot (1 + \varphi^2) \Rightarrow z_2 = z_5 = 10 \cdot (1 + \varphi^2)$$

$$\frac{z_3}{z_6} = \frac{1}{\varphi}, z_3 + z_6 = 20 \cdot (1 + \varphi^2) \Rightarrow z_3 = 20 \cdot \frac{1 + \varphi^2}{1 + \frac{1}{\varphi}}, z_6 = 20 \cdot \frac{1 + \varphi^2}{1 + \frac{1}{\varphi}}$$

Uspořádání dle obr. převodů není nejvhodnější. Vychází dlouhé hřídele a objemná (rozměrná) skřín. Proto konstrukci upravíme tak, že na hřídeli II budou všechna kola pevná a na hřídeli III budou obě dvojkolí přesuvná dle opravy - vázané převodové systémy. (Doplnit podmínku např.  $z_5 = z_8$ ,  $z_7 = z_6$ ). Jelikož počty zubů jsou celá čísla tak jestliže v jedné řadě zaokrouhlím nahoru tak při následujícím převodu vycházejícího z toho zaokrouhleného se musí zaokrouhlit dolů, aby jsme se přiblížili co nejvíce k teoretickým otáčkám.



Lze navrhnout (spočítat) kolo 10 ( $z_{10}$ ) tak, aby zabíralo s kolem  $z_4$  nebo  $z_6$  (vynechá se kolo  $z_8$ ) a vznikne převod dvojnásobně vázaný.

Pro rychloběžné převody pohonu včetně OS se volí  $z_{\min} = 16$  nebo v důležitých případech  $18 \div 20$ . Pro posuvy je možné volit  $z_{\min} = 14 \div 12$  - minimální počet zubů z důvodu výroby (podřezání zubů).

$$\begin{aligned} \text{Mezní hodnoty převodů} \quad p_{\max} &= 2 \div 4 \\ p_{\min} &= 1/4 \div 1/6 \end{aligned}$$

Kinematická schemata vytvářená uvedeným způsobem mají minimální počet kol.

### 1. Překryté stupně

Při zmenšení rozsahu posledního  $r$ -tého převodového systému o  $x$  stupňů bude platit

$$a_{rx} = \varphi^{pl.k_r.(k_r-1)-x} \text{ a regulační rozsah } A_x = \varphi^{p-1-x}.$$

V tomto případě bude menší počet stupňů než odpovídá rozkladu a počet kol je větší než minimální. Otáčky některých stupňů se potom překrývají.

Např.  $p = 12$ ;  $x = 2$  - překryté stupně

$$p = 3 \cdot 2 \cdot 2 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$$

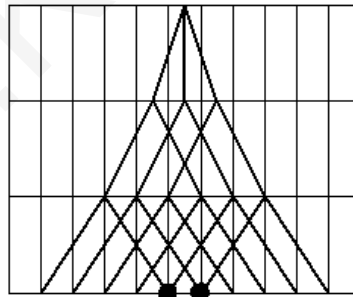
$$a_1 = \varphi^2$$

$$a_2 = \varphi^3$$

$$a_{rx} = \varphi^{pl.k_r.(k_r-1)-x} = \varphi^{12/2 \cdot (2-1) - 2} = \varphi^4$$

$$A_x = \varphi^{12-1-2} = \varphi^9 = a_1 \cdot a_2 \cdot a_{rx} = \varphi^2 \cdot \varphi^3 \cdot \varphi^4 = \varphi^9$$

Diagram převodů :



### 2. Vynechané stupně

V některých případech se v blízkosti nejvyšších a nejnižších otáček nebude často pracovat a volíme tedy řadu s řidším odstupňováním na okrajích. Získanou řadu nazýváme - výběrová řada symetrická.

Sníží se tím počet stupňů a zjednoduší převodová síť. Je-li podíl hustší řady uprostřed  $\varphi$ , pak podíl řidší části řady na okrajích je  $\varphi^1 = \varphi^2$ . Řada vznikne vzájemným proložením dvou řad o podílu  $\varphi$  a podílu  $\varphi^2$ . Rozsah dvojkolí které proložení způsobuje bude:

$$a_y = \varphi^{2 \cdot (y+1/2)}, \quad y - \text{počet vynechaných stupňů na jednom okraji řady}$$

$$\text{regulační rozsah : } A_y = \varphi^{p-1+2 \cdot y}$$

Např.  $p = 12$  ;  $y = 2$  - vynechané členy na jednom okraji (ve skutečnosti budou 4)

$$p = 3 \cdot 2 \cdot 2 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$$

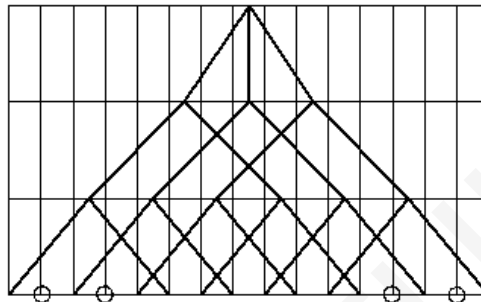
$$a_1 = \varphi^{2 \cdot (k_1 - 1)} = \varphi^4$$

$$a_2 = \varphi^{2 \cdot k_1 \cdot (k_2 - 1)} = \varphi^6$$

$$a_y = \varphi^{2 \cdot (2 + 1/2)} = \varphi^5$$

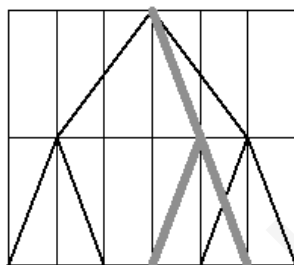
$$A_y = \varphi^{p - 1 + 2 \cdot y} = \varphi^{12 - 1 + 2 \cdot 2} = \varphi^{15}$$

Diagram převodů :

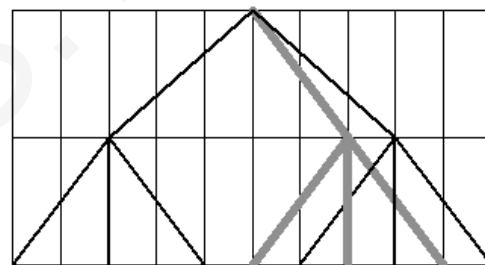


Podobně lze sestavit diagram otáček s nesymetrickou řadou výběrovou. Vytvoří se pomocí trojkolů o nesouměrném rozsahu.

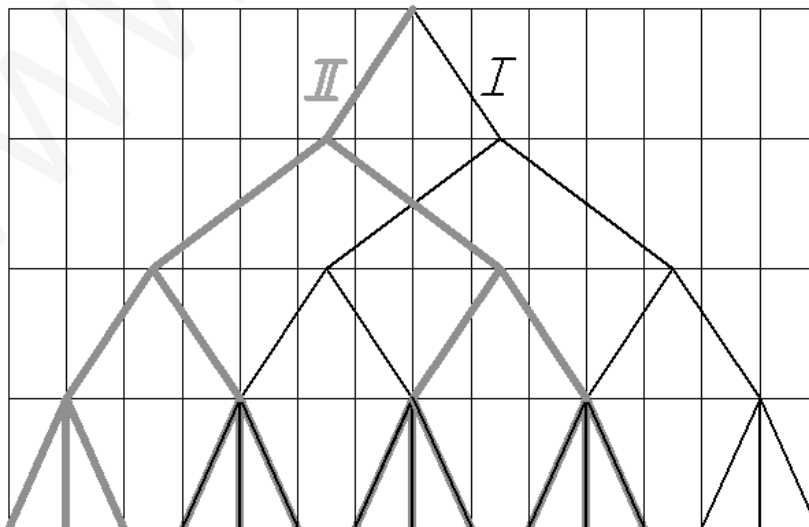
1 tříkolí



2 tříkolí



Dále se používá dvoustupňových elektromotorů. Převodová skříň se tím zjednoduší. Nepříznivě se projevuje nižší výkon s nižšími otáčkami



## 7. OZUBENÁ KOLA

Konstrukční zásady vycházejí ze statistiky a zkušeností :

1. **97 %** převodů pracuje s převodovým poměrem v rozsahu **1/4÷4**

2. Počet zubů se procentně vyskytuje dle následující tabulky :

Počet zubů	15	16 ÷ 19	20 ÷ 60	61 a více
Výskyt	2 %	11 %	83 %	4 %

3. Použitý modul  $m$  :

Nejčastěji	$m = 2,5 \div 5$
8 %	$m < 2,5$
téměř se nevyskytuje	$m < 2,0$

- moduly na posledních stupních pak mohou být mírně poddimenzovány

4. Šířka ozubených kol vzhledem k modulu :

$$\psi = \frac{b}{m} = 4,3 \div 13 \quad \text{nejčastěji volíme } \psi = 6 \div 8$$

kde  $m$ ... modul,  $b$ ... šířka ozubených kol

5. Materiál - užívá se omezený sortiment (co nejméně druhů)

U ozubených kol se používá co nejméně druhů materiálu (pokud možno jeden druh pro všechna kola v převodovce) aby výroba a montáž nebyly složité a nemohlo dojít k záměně.

11 600.1 ; 11 700.1	málo namáhaná kola v přírodním stavu
12 010.9	1,1 %
12 020.9	1,1 %
12 050.6	2,6 %
14 220.9	90 %
16 420.2(6)	4,7 %

6. Pro obvodové rychlosti nad  $v = 4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  jsou kola kalená a broušená

do  $v_{\max} = 15 \div 20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  - přímé ozubení

do  $v_{\max} = 30 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  - šikmé ozubení

### 7.1. Předběžný výpočet ozubených kol (ČSN 01 4686)

$$\text{modul } m = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_k}{z \cdot c \cdot \psi \cdot \pi}} \quad [\text{mm}]$$

$M_k$  .... moment [Nm] (odečteme z otáčkového diagramu)

$c$  ..... provozní součinitel [MPa]

$z$  ..... počet zubů (hřídél kde je  $M_k$ )

$$\psi \dots \frac{b}{m} = 6 \div 8$$

$c = 10 \div 20$  MPa - doporučení pro první (počáteční) převodové stupně

$c = 30 \div 45$  MPa - doporučení pro poslední (koncové) převodové stupně

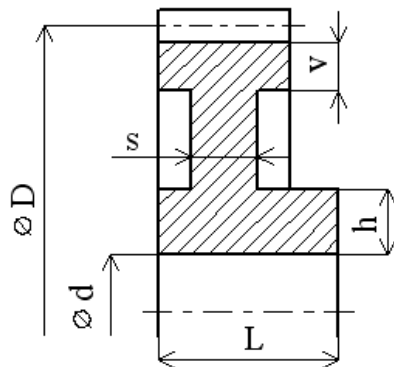
$c = 50 \div 60$  MPa - v případě větších převodů s předlohou

Z pevnostního hlediska zaokrouhlíme modul k nejbližší vyššímu. Je lépe volit menší modul a více zubů kol, dosáhne se tím klidnějšího chodu spoluzabírajících kol.

## 7.2. Konstrukční provedení ozubených kol

Pevná kola pro  $\varnothing D \geq 150$  mm - plná

$\varnothing D < 150$  mm - odlehčená



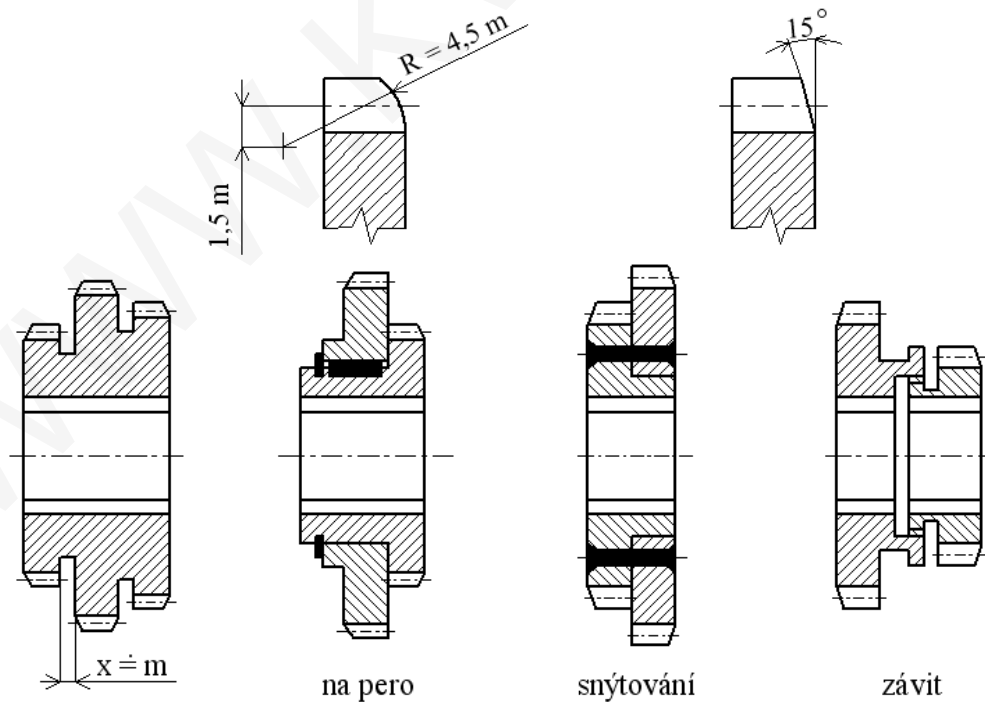
věnc  $v = 3 \cdot m$  (modulu)

stěna  $s = D/20 + 5$

náboj  $h = (3 \div 4) \cdot m$  (modulu)

délka  $L = (0,75 \div 1,5) \cdot d$  (hřídele)

Přesuvná kola - náběh :



Mezera  $x \approx m$  pro výběh nástroje u složených kol.

### 7.3. Přesnost ozubených kol dle ČSN 01 4682

8 stupňů přesnosti - 5 stupňů vůlí a,b,c,d,e

- 1-2 stupeň - etalony, měření + dělicí přístroje
- 3 stupeň - přesná kola jemných a nejpřesnějších vřeten obráběcích strojů
- 4 stupeň - kola v posuvech OS
- 5 stupeň - výměnná kola
- 6 stupeň - ostatní kola OS

Nejčastější je přesnost 4b.

### 7.4. Kontrola ozubených kol dle ČSN 01 4686

Stanovení ekvivalentní doby běhu  $\tau_e$

Celková trvanlivost soukolí  $h = 300.H.\tau$

h - trvanlivost v hodinách [hod]

300 - konst.  $\cong$  pracovních dní za rok

H - trvanlivost v letech [rok] -  $8 \div 12$  ( $10 \div 20$ )

$\tau$  - počet hodin běhu kola za den **při stálém zatížení a stálých otáčkách**

$$\tau = 8.s_m.\eta_t.\frac{1}{u}$$

8 - počet hodin ve směně

$s_m$  - počet směn

$\eta_t$  - časové využití stroje -  $0,25 \div 0,8$  (volíme 0,5)

u - počet soukolí na hřídeli vyjadřující poměr doby běhu jednoho páru ozubených kol (počet převodových větví) - u = 2 - dvojkolí, u = 3 - trojkolí

Ekvivalentní doba běhu = smyšlená doba běhu, při níž stálé maximální zatížení má na kolo stejný vliv jako skutečné zatížení při proměnlivých otáčkách.

$$\tau_e = \tau_1 + \tau_2 \cdot \frac{n_1}{n_2} \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^3 + \tau_3 \cdot \frac{n_3}{n_1} \left( \frac{F_3}{F_1} \right)^3 + \dots + \tau_k \cdot \frac{n_k}{n_1} \left( \frac{F_k}{F_1} \right)^3$$

pro  $n_1 > n_2 > n_3 > \dots > n_k$  a  $\tau_1 = \tau_2 = \tau_3 = \dots = \tau_k = \tau$

$$\frac{n_{k-1}}{n_k} = \varphi, \quad \frac{n_{k-2}}{n_k} = \varphi^2, \quad \frac{n_1}{n_k} = \varphi^{k-1}$$

pro  $M_{k2} = M_{k1} \cdot \varphi \Rightarrow \frac{M_{k1}}{M_{k2}} = \frac{1}{\varphi} \Rightarrow \frac{F_{k-1}}{F_k} = \frac{1}{\varphi}, \quad \frac{F_{k-2}}{F_k} = \frac{1}{\varphi^2}, \quad \dots, \quad \frac{F_1}{F_k} = \frac{1}{\varphi^{k-1}}$

bude ekvivalentní doba běhu

$$\tau_e = \tau + \tau \cdot \varphi \cdot \left( \frac{1}{\varphi} \right)^3 + \tau \cdot \varphi^2 \cdot \left( \frac{1}{\varphi^2} \right)^3 + \tau \cdot \varphi^{k-1} \cdot \left( \frac{1}{\varphi^{k-1}} \right)^3 = \tau \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{\varphi^2} + \frac{1}{\varphi^4} + \dots + \frac{1}{\varphi^{2 \cdot k-2}} \right\}$$

- geometrická řada  $q = \frac{1}{\varphi^2}$

Součet geometrické řady  $s_1 = a_1 \cdot \frac{q^n - 1}{q - 1}$

$$\tau_e = \tau \cdot \frac{\left(\frac{1}{\varphi^2}\right)^k - 1}{\frac{1}{\varphi^2} - 1} = A \quad \text{tento vztah platí pro } M_1 < M_2 < M_3 < \dots < M_k$$

$$\tau_e = \tau \cdot \frac{1 \cdot \left(\frac{1}{\varphi}\right)^{i-k} - 1}{\frac{1}{\varphi} - 1} = B \quad \text{vztah pro } M_1 > M_2 > M_3 > \dots > M_k$$

Rovnocenná doba běhu pro soukolí pracující v jakémkoli rozsahu otáčkových stupňů bude

$$\tau_e = A + B$$

(Hodnoty pro A, B jsou pro různá  $\varphi$  uváděny v tabulkách.)

Podle výpočtu trvanlivosti ložisek udává základní dynamická únosnost C trvanlivost podle

vztahu :

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^n \cong \left(\frac{C}{F}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{C}{F}\right)^m \cdot \frac{16667}{n}$$

exponent m pro bodový styk funkčních ploch = 3 (kuličková ložiska)  
pro přímkový styk funkčních ploch = 10/3 (ostatní ložiska)

$$L_{hod} = \left(\frac{C}{F}\right)^m \cdot \frac{16667}{n} \quad [\text{pracovních hodin}]$$

kde : C - dynamická únosnost [N] - tab.  
F - ekvivalentní zatížení [N] - dle rovnice výpočtu ekvivalentního zatížení  
n - provozní otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]

Dynamická únosnost = konst.  $= C = F \sqrt[3]{L_n}$  tedy při proměnlivém zatížení (různém  $F_1$ ;

$F_2; F_3 \dots F_k$ )  $L_1 = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot \frac{k}{n_1}$  je

$$F_1 \sqrt[3]{L_1} = F_2 \sqrt[3]{L_2} = C \Rightarrow \frac{F_1}{F_2} = \sqrt[3]{\frac{L_2}{L_1}} \quad \text{nebo} \quad \frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^3$$

počítáme-li celý vzorec potom  $\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^3 \cdot \frac{k}{k} \cdot \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow L_1 \cdot F_1^3 \cdot n_1 = L_2 \cdot F_2^3 \cdot n_2$

Ložisko stejné má a) při otáčkách  $n_1$  zatížení  $F_1$  a trvanlivost  $L_1$   
 b) při otáčkách  $n_2$  zatížení  $F_2$  a trvanlivost  $L_2$

$$\Rightarrow L_1 \cdot F_1^3 \cdot n_1 = L_2 \cdot F_2^3 \cdot n_2 \Rightarrow L_1 = L_2 \cdot \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^3 \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

$L_1$  vyjadřuje dobu běhu při režimu zatížení  $n_1$ ;  $F_1$

$L_2$  vyjadřuje dobu běhu při režimu zatížení  $n_2$ ;  $F_2$

Půjdeme-li dál, pak na podmínky  $n_3$ ;  $F_3$  platí např.

$$L_1 \cdot F_1^3 \cdot n_1 = L_3 \cdot F_3^3 \cdot n_3 \Rightarrow L_1 = L_3 \cdot \left( \frac{F_3}{F_1} \right)^3 \cdot \frac{n_3}{n_1}$$

Střední ekvivalentní zatížení pro každé ložisko resp. každé ozubené kolo s proměnlivým zatížením můžeme psát

$$F_S = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot n_1 \cdot t_1 + F_2^3 \cdot n_2 \cdot t_2 + F_3^3 \cdot n_3 \cdot t_3 + \dots}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3 + \dots}}$$

$n_{\text{střední}}$

$F_1$  - maximální síla ;  $F_2, F_3 \dots$  jiné menší obvodové síly  
 pro  $n_1 > n_2 > n_3 > \dots > n_k$  a  $F_1 > F_2 > F_3 > \dots > F_k$

Postup od  $n_1 > n_2 > n_3$

$$A) n_{\text{max}} \doteq n_1 \text{ pak } \frac{n_2}{n_1} = \varphi, \frac{F_2}{F_1} = \frac{1}{\varphi}$$

nebo od  $n_1 < n_2 < n_3$

$$B) n_{\text{min}} \doteq n_1 \text{ pak } \frac{n_2}{n_1} = \varphi, \frac{F_2}{F_1} = \frac{1}{\varphi}$$

Např. pro trojkolí přes  $\varphi^2$ ;  $u = 3$

počet hodin kola za den při stálém zatížení a stálých otáčkách

$$\text{např. } \tau = \frac{8 \cdot s_m \cdot n_t}{u} = \text{konst.} \cdot \frac{1}{3} \cong \text{počet hodin kola za den při stálém zatížení a stálých otáčkách}$$

$$\text{např.: } \frac{1}{3} \text{ dne} \doteq 3 \text{ hod.}$$

Podle definice je ekvivalentní doba běhu smyšlená doba běhu, při níž stálé maximální zatížení má na kolo stejný vliv jako skutečné zatížení při proměnlivých otáčkách.



Tj. při otáčkách  $n_1$  - doba běhu  $\tau_1 \cong L_1 = konst_1 \cdot \frac{1}{F_1^3} \cdot \frac{konst_2}{n_1}$

$$\tau_2 \cong L_2 = konst_1 \cdot \frac{1}{F_2^3} \cdot \frac{konst_2}{n_2}$$

B) Je-li max. zatížení na kole 1 pak  $n_1 = n_{\min}$

$$\tau \cdot \frac{konst \cdot konst}{F_1^3 \cdot n_1} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 \Rightarrow k \cdot \frac{F_1^3}{F_1^3} \cdot \frac{n_1}{n_1} + \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^3 \cdot \frac{n_1}{n_2} + \left(\frac{F_1}{F_3}\right)^3 \cdot \frac{n_1}{n_3} = \tau$$

pro trojkolí přes

$$\tau_e = \left[ 1 + (\varphi)^3 \cdot \frac{1}{\varphi} + (\varphi^2)^3 \cdot \frac{1}{\varphi^2} \right] \cdot \tau \cong (1 + \varphi^2 + \varphi^4)$$

A) Je-li max. zatížení na kole k, pak  $n_1 = n_{\max}$ ,  $n_{\min} \cong n_k$

$$\tau_e \cdot F_k \cdot n_k = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 \doteq \tau \left[ \left(\frac{F_k^3}{F_1^3} \cdot \frac{n_k}{n_1}\right) + \left(\frac{F_k^3}{F_2^3} \cdot \frac{n_k}{n_2}\right) + \left(\frac{F_k^3}{F_3^3} \cdot \frac{n_k}{n_3}\right) \right]$$

pro náš příklad

$$\tau_e = \tau \cdot \left[ (\varphi^2)^3 \cdot \frac{1}{\varphi^2} + (\varphi)^3 \cdot \frac{1}{\varphi} + 1 \cdot \frac{1}{1} \right] = \tau \cdot (1 + \varphi^2 + \varphi^4)$$

$\tau_e = (1 + \varphi^2 + \varphi^4)$  - pro ozubené trojkolí

Pevnostní výpočet ozubených kol dle ČSN 01 4686

Z předchozího známe trvanlivost ozubeného kola  $h = k \cdot H \cdot \tau_e$  [hod], kterou lze převést na počet zatěžujících cyklů při konstantním zatížení.

$$\text{Počet zatěžujících cyklů} = h \cdot [hod] \cdot n_{\max} [\text{min}^{-1}] \cdot konst [60]$$

## 8. HŘÍDELE

### 8.1. Kritéria průhybu

$$y \leq 0,0002 \cdot L \quad - \text{délky hřídele}$$

$$y \leq 0,035 \text{ [mm]}$$

$$y \leq 0,01 \cdot m \quad - \text{nejmenšího modulu}$$

Při průhybu hřídele od zatížení vlivem vznikající nerovnoběžnosti os spoluzabírajících kol nastává:

1. Zhoršení záběru, zuby se dotýkají na hranách, vznikají velké měrné tlaky, hluk, opotřebení.
2. Vznik nové osové složky síly vytlačující především přesuvná kola ze záběru.
3. Při uložení v kluzných ložiskách, styk na okrajové hraně, velký tlak, vytlačení maziva, opotřebení, zadření.
4. Při uložení ve valivých ložiskách nesprávný styk tělísek ve valivých drahách, přidavné zatížení, snížení trvanlivosti ložiska.
5. Kmitání, při malých tuhostech  $\Rightarrow$  velké amplitudy, dochází k rázům při záběru kol, opotřebení a hluku.

Velikost průhybu záleží na tuhosti (rozměrech), konstrukčním uspořádání, druhu uložení a rozměrech skříně.

## 8.2. Předběžný návrh hřídelů

Predběžný návrh a výpočet je omezen, protože poloha sil závisí na poloze hřídelů, kterou známe po návrhu převodovky. Velikosti sil závisí na průměrech pastorků, jejichž rozměry opět souvisí s průměry hřídelů.

Predběžný výpočet zahrnuje tyto zjednodušující předpoklady :

1. Otáčky hřídelů klesají od hnacího k výstupnímu.

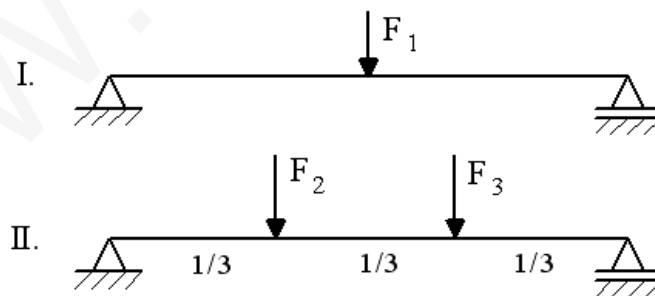
$$n_1 > n_2 > n_3 > \dots > n_i \quad \text{platí, že} \quad P = \text{konst.} = k \cdot F \cdot v = k' \cdot F \cdot D \cdot n, \text{ potom}$$

$$F_1 < F_2 < F_3 < \dots < F_i$$

$$M_1 < M_2 < M_3 < \dots <$$

$$M_i$$

2. První hřídel je zatížen jedinou silou, ostatní vždy dvěma silami kromě vřeten.



3. Největší síly působí přibližně ve třetinách délky hřídelů.

4. Na velikost průhybu má vliv vzájemná poloha hřídelů - zatížení je pro jednu zjednodušující rovinu.

5. Průměry pastorků pro nejmenší převody jsou na všech hřídelích stejné.

6. Hřídele jsou stejně dlouhé prizmatické nosníky.

7. Průhyby počítáme pod působícími silami (ne maximální).

Průhyb hřídele obecně :  $y = \frac{F.L^3}{\alpha.E.I}$  , kde  $I = \frac{\pi.d^4}{64} \Rightarrow d^4 = \frac{64.F.L^3}{y.\pi.E.\alpha}$   
 $\alpha$  - součinitel uložení nosníku

dosadíme-li podmínku  $y \leq 0,0002 \cdot L$  , potom platí :

$$d^4 = \frac{64}{2.10^{-4}.\pi.E.\alpha} . F.L^2 \Rightarrow \text{pro konstanty zvolíme \% nejčastější délky}$$

$l = 150 \div 300 \text{ mm ( 225 - } l_{\zeta} \text{ )}$   
 pro  $\phi D = 4790 \text{ mm (66 - } d_{\zeta} \text{ )}$  pastorky  
 konst = {7,9 ÷ 13,3}

$$\frac{l^2}{D} = 25 \div 95$$

$$d_1 = \sqrt[4]{\text{konst.} \cdot \sqrt[4]{F \cdot L^2}}$$

$$d_2 = \sqrt[4]{\text{konst.} \cdot \sqrt[4]{F \cdot L^2} \cdot \sqrt[4]{a_1 \cdot \frac{7}{8}}}$$

$$d_3 = \sqrt[4]{\text{konst.} \cdot \sqrt[4]{F \cdot L^2} \cdot \sqrt[4]{a_1 \cdot (a_2 + \frac{7}{8})}}$$

$$d_4 = \sqrt[4]{\text{konst.} \cdot \sqrt[4]{F \cdot L^2} \cdot \sqrt[4]{a_1 \cdot a_2 \cdot (a_3 + \frac{7}{8})}}$$

nebo pro výkon nahrazením  $F = \text{konst.} \cdot \frac{P}{D \cdot n}$

$$d = \sqrt[4]{\text{konst.} \cdot \sqrt[4]{\frac{L^2}{D}} \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n}}} \text{ nebo } d = \sqrt[4]{\text{konst.} \cdot \sqrt[4]{M_k}}$$

Pro nepoužívanější rozměry  $L = 150 \div 300\text{mm}$ ,  $D = 47 \div 90\text{mm}$

$$\sqrt[4]{\frac{L^2}{D}} = 2,25 \div 3,73 \quad d \cong 10 \cdot \sqrt[4]{\frac{P [kW]}{n [\text{min}^{-1}]}} \text{ [cm]}$$

## 9. PŘEVODOVÁ ZAŘÍZENÍ PRO STUPŇOVITOU ZMĚNU OTÁČEK

- 1) Výměnná kola
- 2) Přesuvná kola
- 3) Spojky
- 4) Předlohy
- 5) Vratná ústrojí
- 6) Výkyvné ústrojí Nortonovo
- 7) Meandrovo ústrojí
- 8) Přesuvný klín

### Zásady konstrukce :

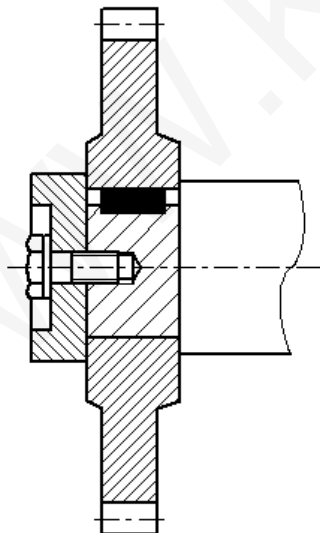
1. Co nejmenší počet ozubených kol
2. Co nejmenší počet hřídelů
3. Co nejmenší délka hřídelů - stavební

### 9.1. Výměnná kola

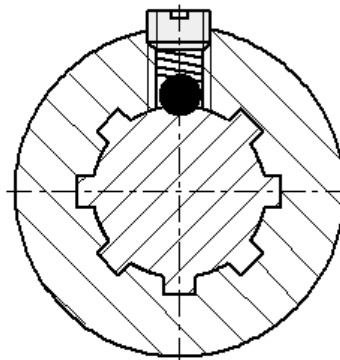
Výměnná kola realizují pouze jeden převodový stupeň. Nejlevnější a nejjednodušší způsob - kola letmo na koncích hřídelů - ukončení na pero, drážkování, kužel a pero.

Výměnná kola se užívají u převodů pro posuvy při řezání závitů, pro stroje na ozubení a u pracovních vřeten např. mění-li se celý rozsah otáček po delší dobu.

a) mezi dvěma hřídeli

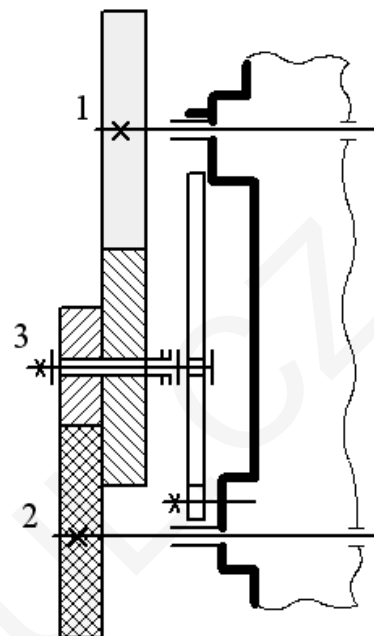
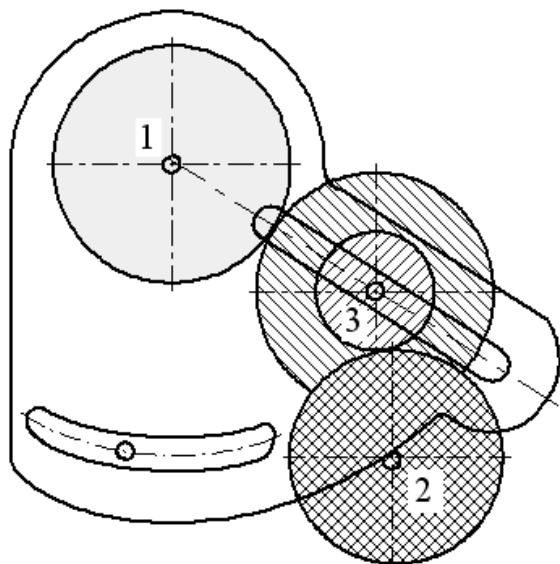


NA PERO  
( NA KUŽEL S PEREM )



NA DRÁŽKY  
- velké výkony

b) mezi třemi hřídeli - LYRA



Maximální převod - 1:4 do pomala  
2:1 do rychla

Jednoduché pro menší síly a rychlosti

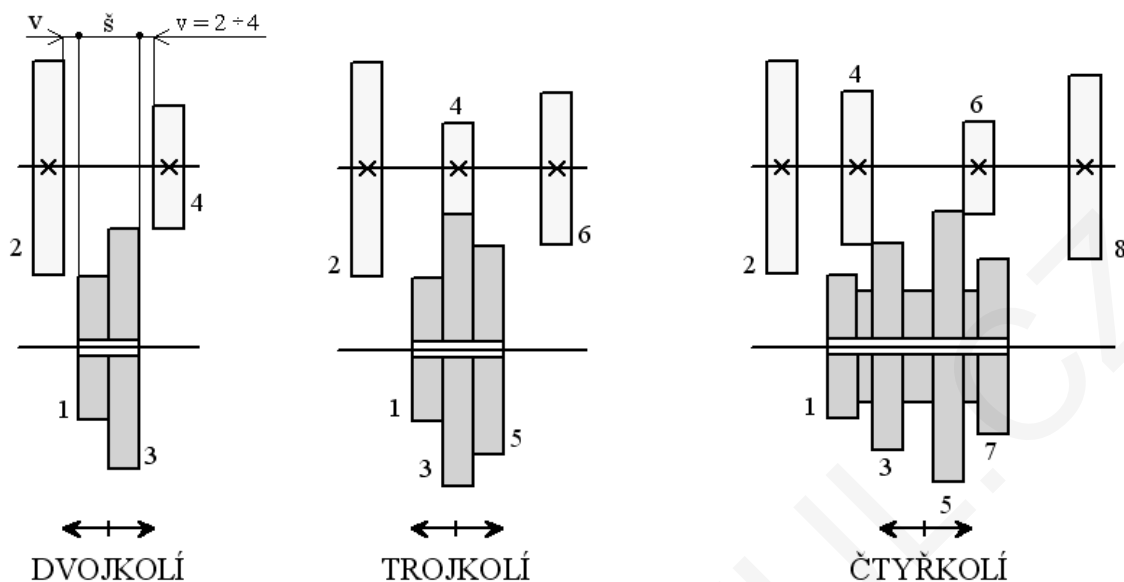
## 9.2. Přesuvná kola

Změna otáčkových stupňů se děje přesouváním dvojkolí, trojkolí popř. čtyřkolí na drážkových hřídelích.

Přesouvání se provádí za klidu, přičemž přesuvná jsou vždy vnitřní soukolí - kratší délka. Boky zubů musí být zaobleny a vzdálenost pevných protíkol musí být rovna šířce přesuvného soukolí zvětšené o dvojnásobek vůle mezi boky, která byla  $2 \div 4$  mm.

Výhody: malý počet kol v záběru (zabírají spolu pouze kola, která jsou právě zatížena); lze je použít pro největší zatížení a rychlosti.

Nevýhody: těžkopádnost změny otáček (řazení za klidu) ; uložení na hřídelích s vůlí, které způsobují rozkmitání a hluk.



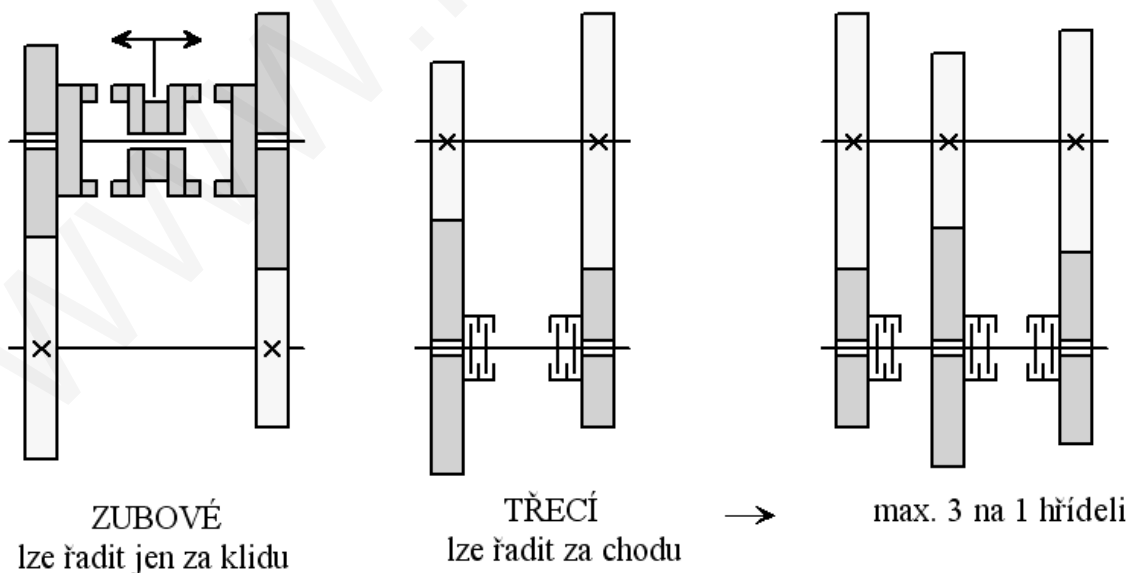
### 9.3. Spojky

Změny převodu se docílí tím, že kola (s různými převodovými poměry) spolu neustále zabírají. Na jednom hřídeli jsou kola volná a s hřídelem se spojují podle potřeby spojkami.

Při použití třech lamelových spojek je možno měnit otáčky za chodu - bez zastavení stroje (automatická změna otáček). Spojky umožňují použít kola se šikmými zuby (jsou stále v záběru).

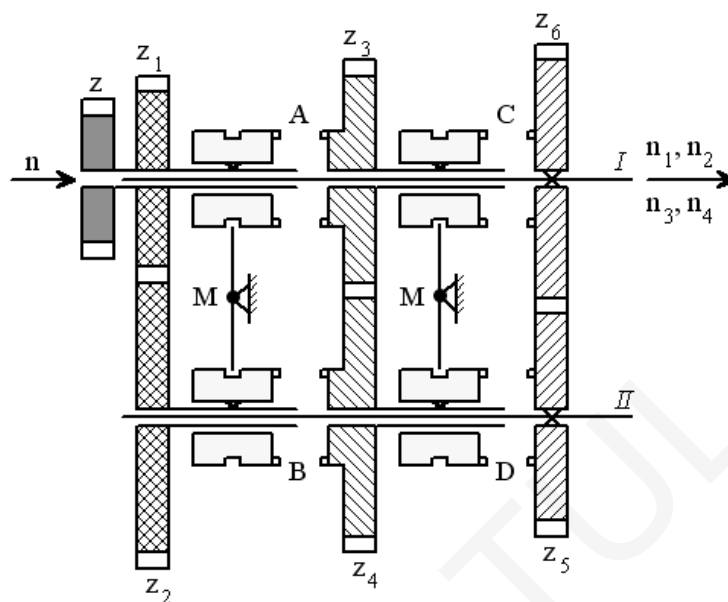
Výhody: klidný chod; automatická změna chodu, lze využít kol se šikmým ozubením

Nevýhody: všechna kola jsou v záběru - zhoršení účinnosti, hlučnost; vznikají ztráty třením, které se mění v teplo - mazání, chlazení, deformace; větší stavební délka.



### RUPERTOVO ÚSTROJÍ - 4-stupňové

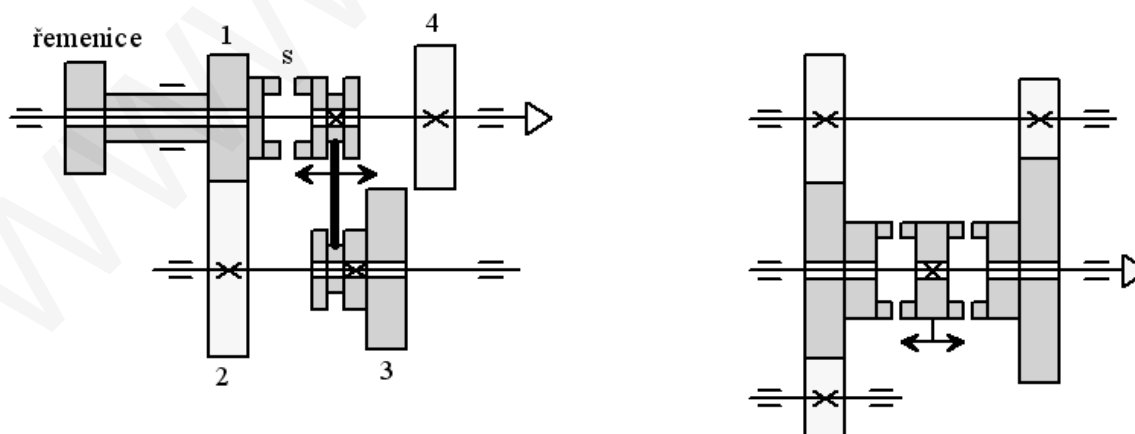
Rupertovo ústrojí se používá při potřebě většího počtu stupňů, přičemž umožňuje značnou úsporu počtu ozubených kol. Ovládací spojky musí být střídavě vypnuty a zapnuty.



### 9.4. Předlohy

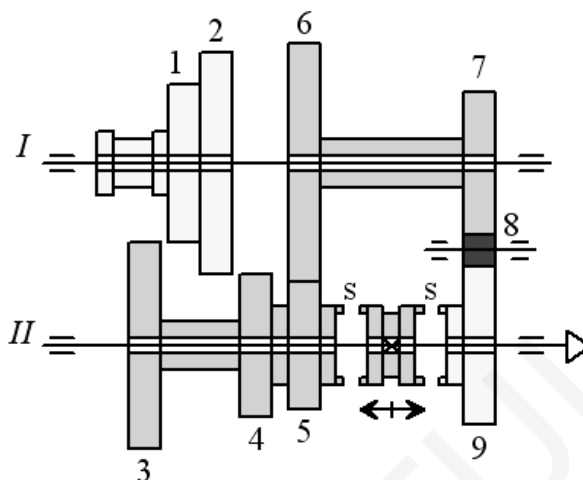
Předlohy se používají v případě náhrady nevhodného velkého převodu. Mohou být 1, 2 i více stupňové.

Hnací kolo je souosé s hnaným hřídelem. Při vyšších otáčkách jsou otáčky hnaného hřídele shodné s hnacím. Při nižších otáčkách se pohání hnaný hřídel přes předlohu.

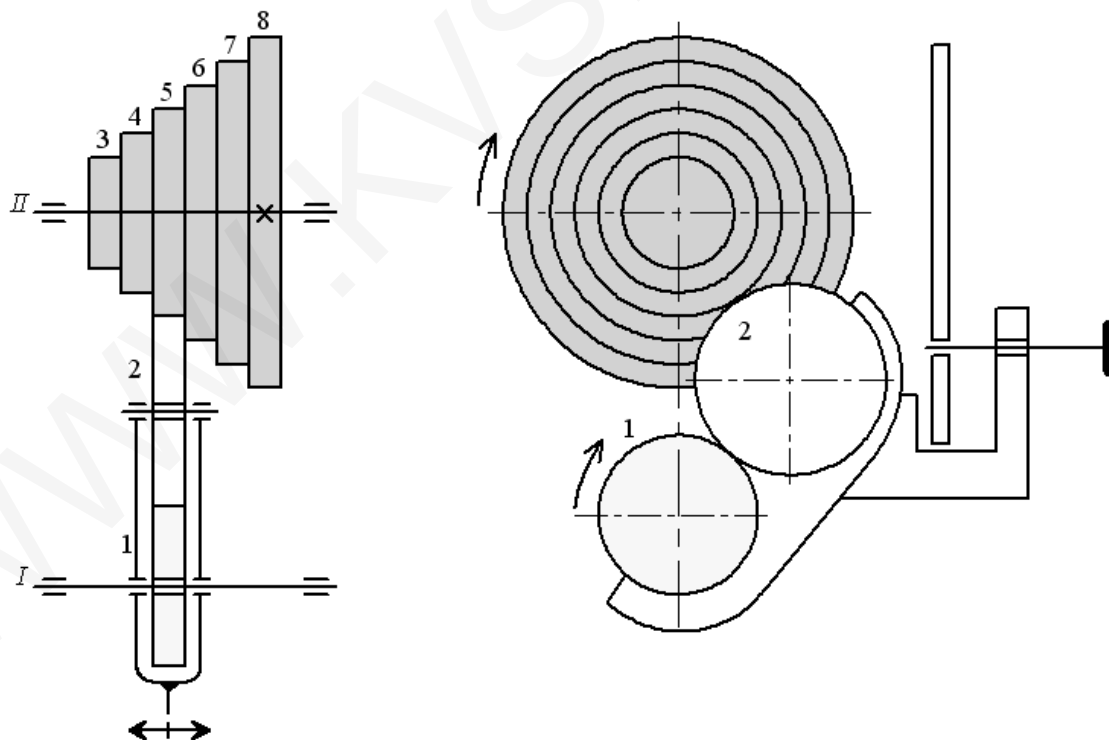


## 9.5. Vratná ústrojí

Vratné převody slouží pro reverzaci. Používají se zde zubové nebo třecí spojky.



## 9.6. Výkyvné ústrojí Nortonovo



Zásady konstrukce : mezikolo co největší; smysl otáčení tak, aby výslednice sil vytlačovala kolo ze záběru.

Výhody : malý počet ozubených kol; jednoduchá obsluha.

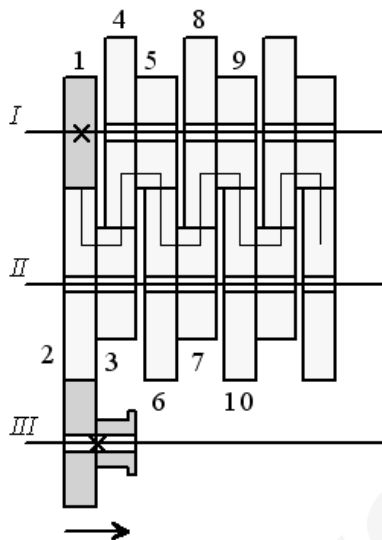


Nevýhody : malá tuhost; skříň s výřezem (špatné mazání); užití pouze pro malé síly a rychlosti (nečistoty).

Použití u soustruhu.

### 9.7. Meandrovo ústrojí

Meandrovo ústrojí se používá u závitových a posuvových skříní.



podmínka :

$$Z_1 = Z_3 = Z_5 = Z_7 = \dots$$

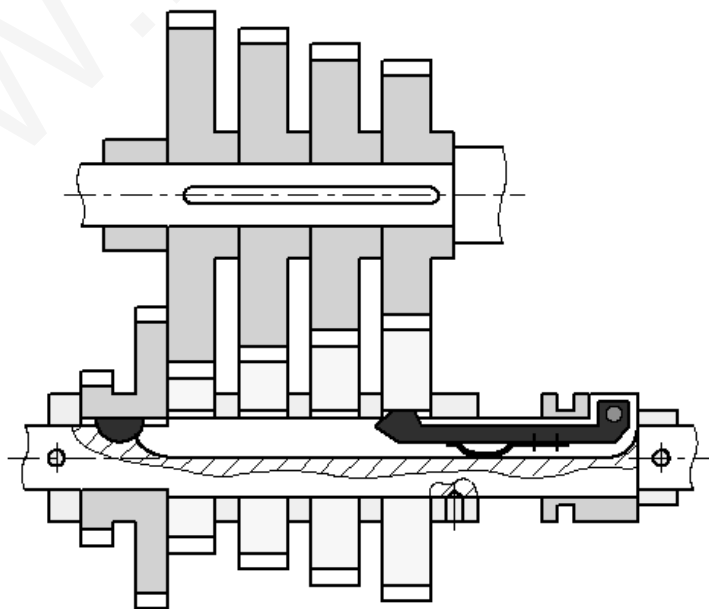
$$Z_2 = Z_4 = Z_6 = Z_8 = \dots$$

Výhody : jednoduchá obsluha; možnost užití velkých hodnot podílu odstupňování  $\phi$ .

Nevýhody : všechna kola jsou v záběru; malá tuhost.

Použití u frézek.

### 9.8. Přesuvný klín

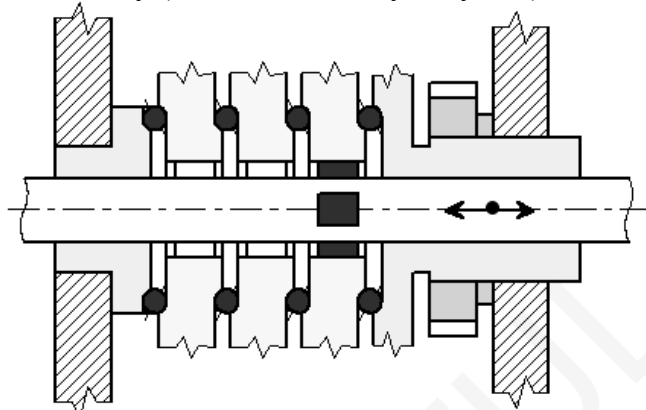


Výhody : jednoduchost; krátká stavební délka.

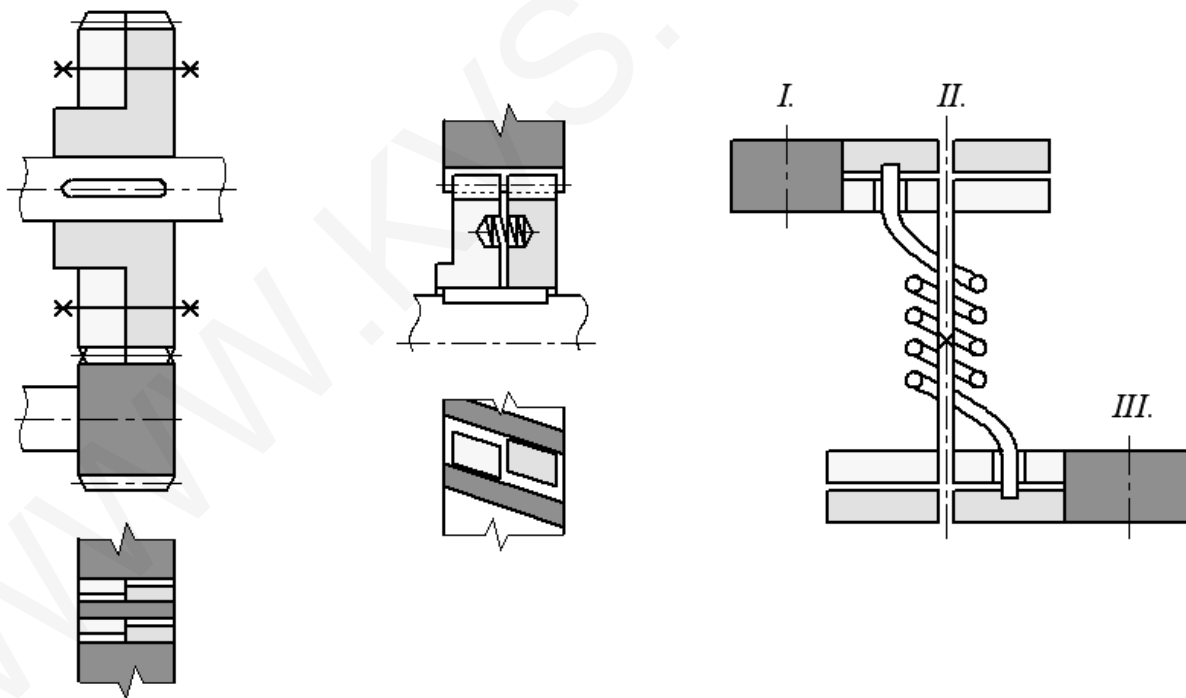
Nevýhody : zeslabení průřezu hřídele klínem  $\Rightarrow$  použití pro malé momenty (posuvy).

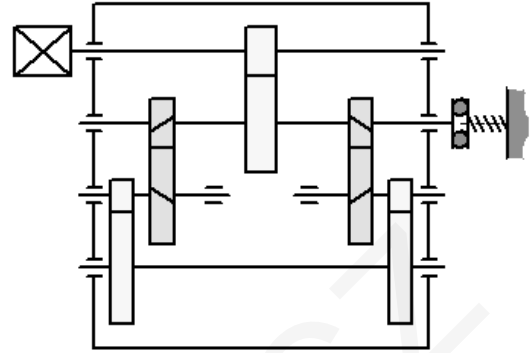
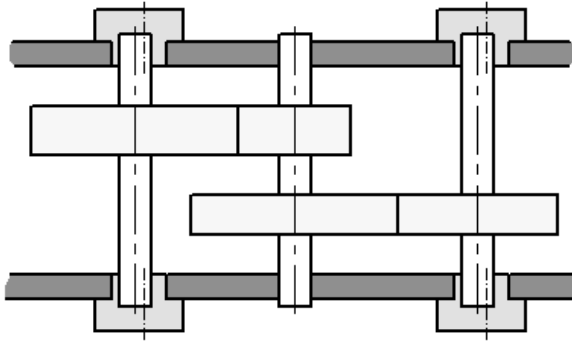
Doporučení - klín umístit na hnaný hřídel.

Odstranění nevýhod : drážkovaným hřídelem, který se posouvá; v ozubených kolech jsou valivé dráhy (ložiska s kosoúhlým stykem)



## 10. VYMEZOVÁNÍ VŮLE V OZUBENÍ





## 11. ZÁSADY PŘI KONSTRUKCI PŘEVODOVEK

Tělesa převodovek - nejdůležitější část pohonového mechanismu.

Slouží pro uložení ložisek, hřídelů, kol, převodů, ovládacích mechanismů, mazání a pomocných zařízení.

Požadavek - vysoká tuhost skříně.

Tělo může být:

1. součástí rámu stroje
2. samostatný celek - *vhodnější*

Skříně :

1. Nejčastěji šedá litina  
odlitky dle ČSN 01 44 70  
tl. stěny 8÷12 mm - střední  
15÷20 mm - velké

Nejmenší vzdálenosti mezi montovanými částmi a odlitými plochami stěn se volí 6÷8 mm (střední) , 8÷12 mm (velké).

Je nutné se vyvarovat náhlým přechodům v tloušťce stěn.

Velké otvory od  $\varnothing 20\div 40$  mm se předlévají.

2. Pro kusovou ojedinělou výrobu je vhodná svařovaná konstrukce.

Svařenec s přídatky pro dokončovací obrábění je nutné žíhat k odstranění pnutí.

Zásady pro obrábění - rovinné plochy v jedné rovině,

- otvory neosazované,
- otvory stejné  $\varnothing$  nebo zmenšující se jedním směrem,
- díry k vyvrtávání maximálně do  $L = 4 \times \varnothing D$ ,
- díry s osazeními a zápichy jen do vnějších stěn.

V některých případech je nezbytné (výhodné) použít dělených skříní. Dělicí plocha má být jednoduchá rovina.

Těsnění hřídelů :

Přesouvané, pomalu či částečně se otáčející části - těsnění O-kroužky, plstěné vložky.

Rychle se otáčející hřídele - těsnění Gufero ČSN 02 9401.

Pro  $v_{\max} > 8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  - odstříkovací kroužky + labyrinty.

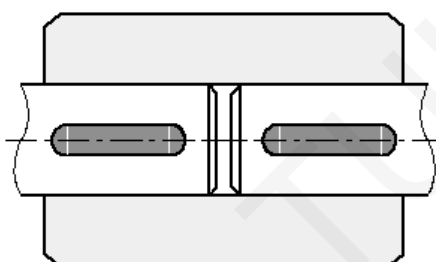
Axiální jištění:  
např. pojistné kroužky ČSN 02 2930 a 31 (Seeger)

Je nezbytné pamatovat na přístup a rozevření při montáži.  
Kombinace s rozpěrnými trubkami a kroužky, které se při montáži dobrušují na rozměr.  
Nepřesuvná ozubená kola montujeme na hřídel s uložením H7/j6 nebo m6.

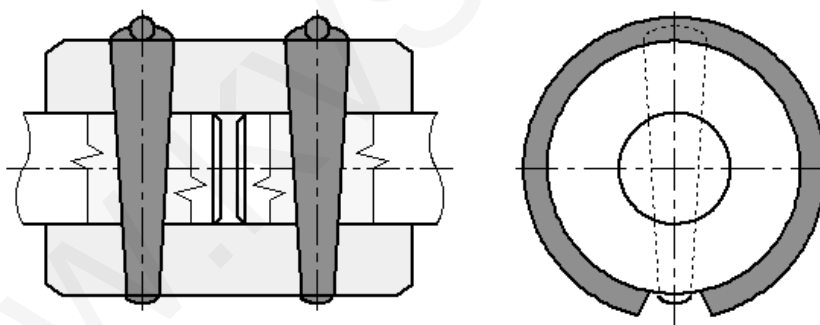
## 12. SPOJKY

1. Tuhé a) objímkové  
b) kotoučové

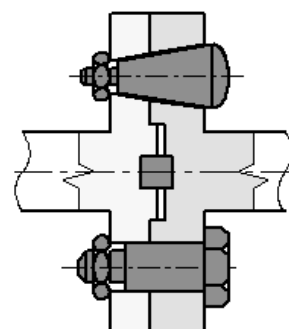
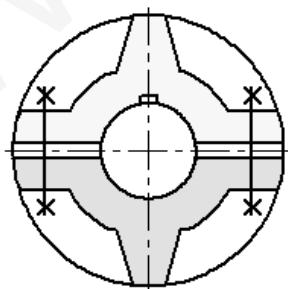
*Spojka TUHÁ objímková*



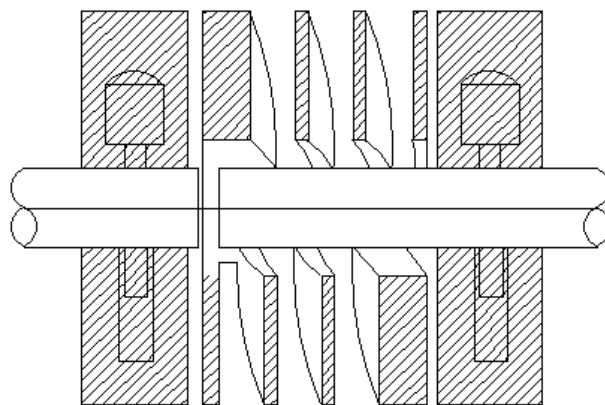
*Spojka TUHÁ objímková koliková*



*Spojky TUHÉ kotoučové*

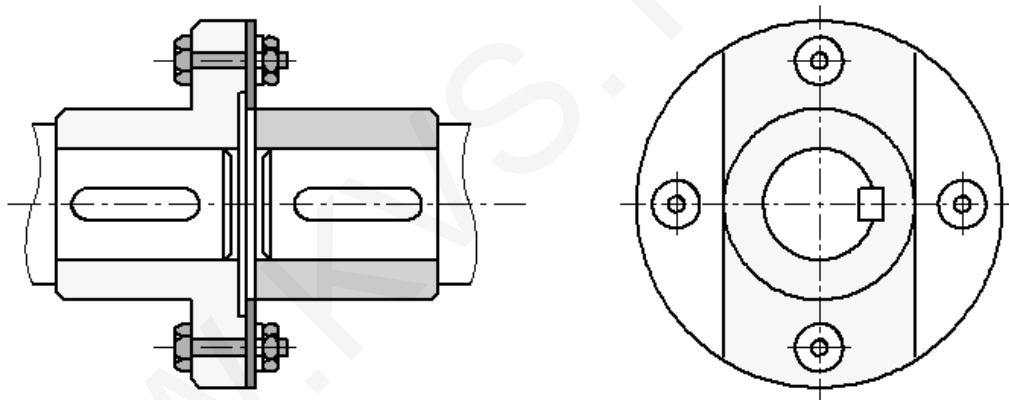


*Spojka HUNT*



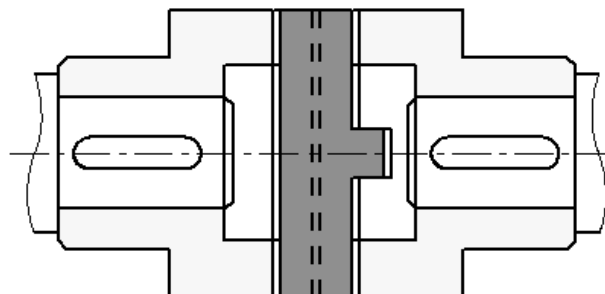
2. Poddajné a) kotoučové (umožňují natočení hřídelů)  
b) křížové  
c) kloubové

*Spojky PODDAJNÉ kotoučové (Hardyho)*

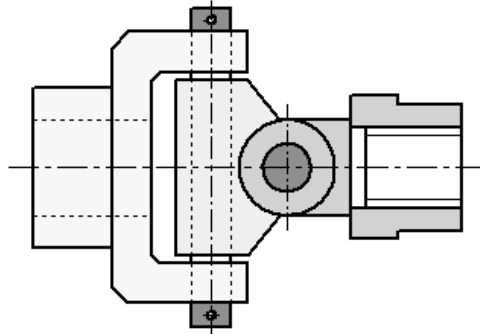


*Spojky PODDAJNÉ křížové (Oldhamova)*

- třecí plochy jsou cementované, kalené; střední část je bronzová nebo z umělé hmoty



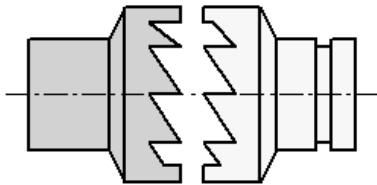
*Spojky PODDAJNÉ kloubové*



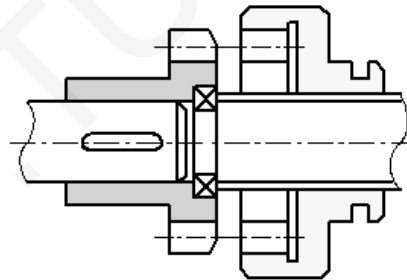
3. Výsuvné a) zubové  
b) třecí

*Spojky VÝSUVNÉ zubové*

*jemnozubá s čelním ozubením*

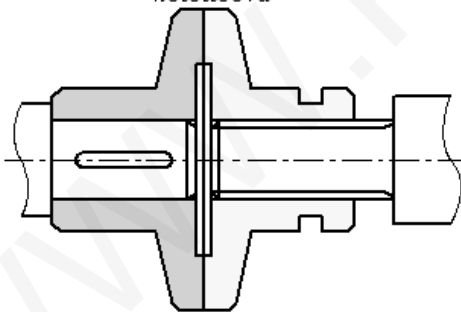


*s evolventním obvodovým ozubením*

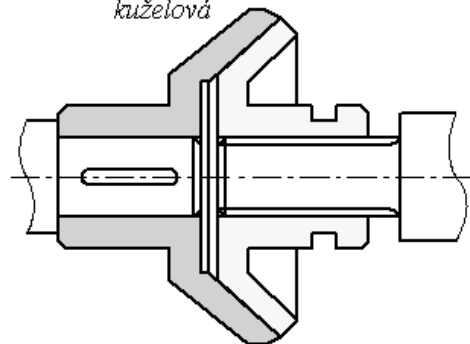


*Spojky VÝSUVNÉ třecí*

*kotoučová*



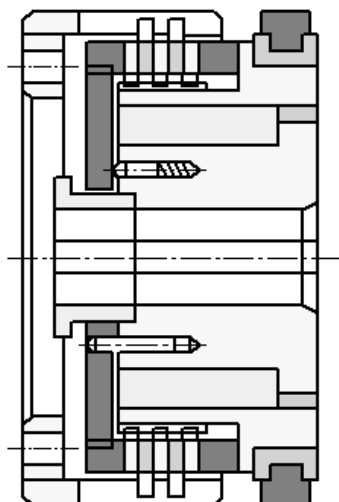
*kuželová*



$$M_{sp} = p \cdot S \cdot f \cdot m \cdot R_s$$

4. Zvláštní a) rozběhové  
b) pojistné  
c) volnoběžné

*ELEKTROMAGNETICKÁ lamelová spojka*



$$f = 0,28 \div 0,35$$

$$p = 0,4 \div 0,6 \text{ MPa}$$

$$t \leq 160 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$k = 1,1$$

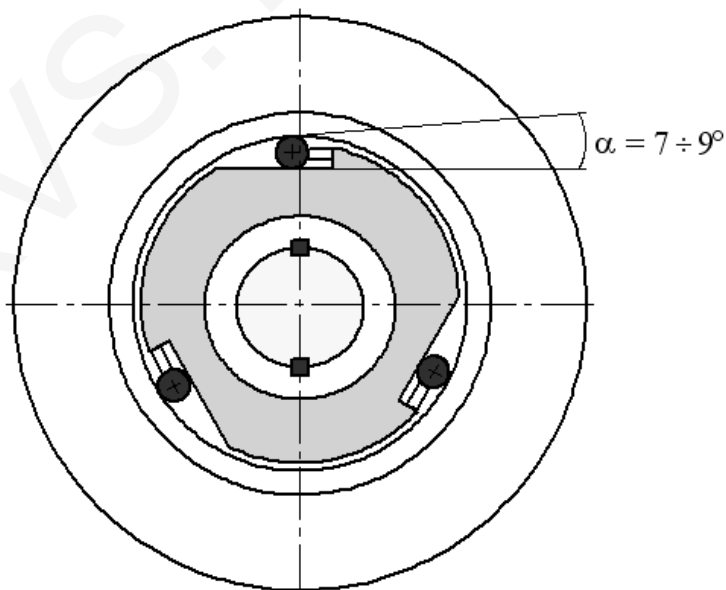
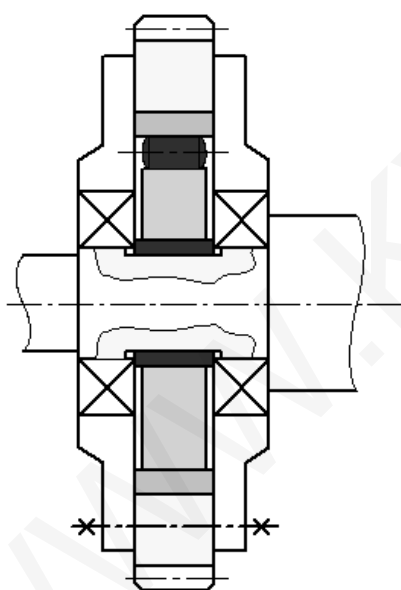
$$M_k = 9\,557 \frac{P \cdot C}{n} \text{ [Nm]}$$

$$P - \text{[kW]}$$

$$n - \text{[min}^{-1}\text{]}$$

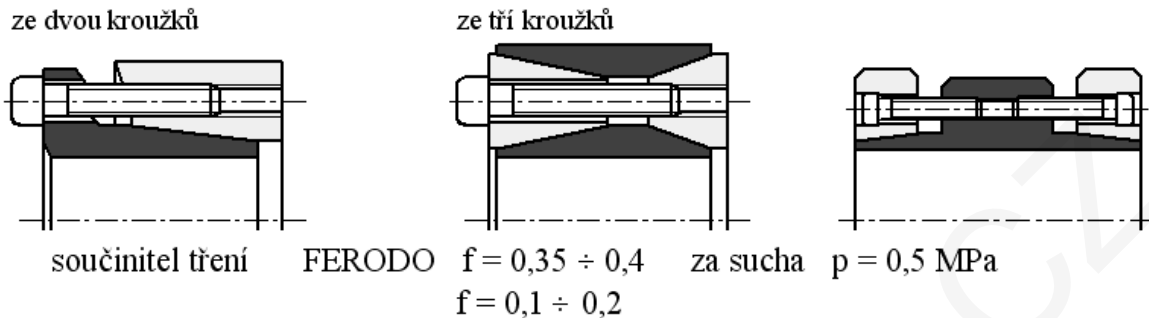
$$c \geq 1$$

*VOLNOBĚŽKA typizovaná v ozubeném kole*



$$\alpha - \text{svěrný úhel } 7^\circ \quad \text{tg} \frac{\alpha}{2} \leq f$$

*Kroužky RING - FEDERS*  
- rozebiratelná spojení



*MAGNETICKY OVLÁDANÁ spojka (vhodná pro vysoké otáčky).*

$$N = \frac{B^2 \cdot A \cdot 0,11}{1,73 \cdot 10^6} \quad - \text{Tažná síla cívky}$$

B - intenzita magnetického pole

A - tažná plocha (elmag. cívky) [cm<sup>2</sup>], nebo lze brát tah na plochu cca 1,6 ÷ 2 [MPa]. Tato plocha se počítá poloviční.

0,11 - součinitel zatížení

### 13. BRZDY

Úkolem brzd u OS je rychlé zastavení včetně případně převodového ústrojí (pro výměnu obrobku, nástroje zařazení převodu).

Platí :  $(M_B + M_Z) \cdot dt = I_r \cdot d\omega$

Redukované hmotové momenty setrvačnosti se určí ze zákona zachování energie :

$$\frac{1}{2} \cdot I_r \cdot \omega_B^2 = \frac{1}{2} \cdot I_i \cdot \omega_i^2 \Rightarrow I_r = \frac{I_i \cdot \omega_i^2}{\omega_B^2}$$

Čas k brzdění :  $t = \frac{I_r \cdot \omega}{\eta \cdot M_B}$

M<sub>Z</sub> - moment ztrátový (odporů)

M<sub>B</sub> - moment brzdy

Vzhledem ke zkrácení času k brzdění závislém na  $\omega_B$  se brzda umísťuje blíže k motoru (co největší  $\omega_B$ ). (Brzdění protiproudem AlNiCo - střídavý proud)



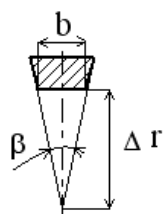
Druhy:

1. Pásové
2. Čelist'ové
3. Kotoučové
4. Lamelové

## 14. ŘEMENOVÉ A ŘETĚZOVÉ PŘEVODY

Variátory : 1. řemenové - s podkluzem  
2. řetězové - bez podkluzu

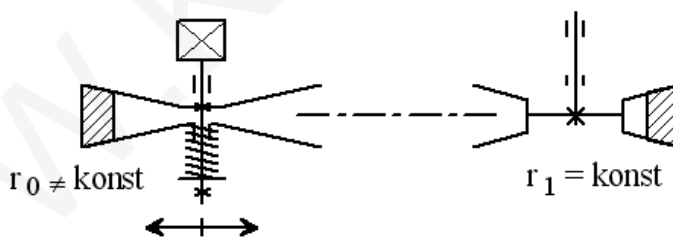
Řemenový variátor - poloměr styku mezi klínovým řemenem a řemenovým kotoučem lze měnit relativním posouváním kuželových kotoučů (ve směru osy), jež tvoří drážku pro klínový řemen. Podíl maximálních a minimálních styčných poloměrů určuje regulační rozsah a je dán šířkou řemene. Podíl poloměru styku je tím větší, čím větší je i šířka řemene.



$$\Delta r \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{b}{2} \quad \Delta r = 3 \div 4$$

Systemy:

1. Variátory s hnaním kotoučem o měnícím se styčném poloměru a s hnaným kotoučem o stálém poloměru.  
 $r_0 \neq \text{konst.}; r_1 = \text{konst.}$

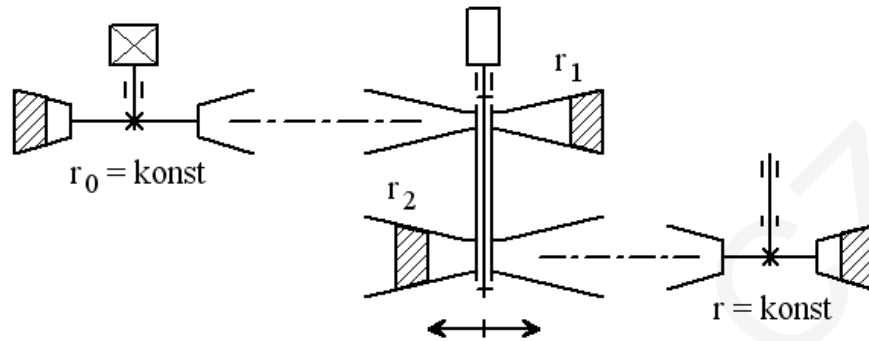


$$n_{\min} = n_0 \cdot \frac{r_{0\min}}{r_1}, \quad n_{\max} = n_0 \cdot \frac{r_{0\max}}{r_1}$$

$$A = \frac{r_{0\max}}{r_{0\min}} = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \Rightarrow A = 3 \div 4$$

2. Variátory s předlohovými kotouči s měnicími se styčnými poloměry; hnací a hnaný kotouč mají stálé poloměry.

$r_0 = \text{konst.}; r = \text{konst.}; r_1 \neq \text{konst.} \neq r_2$

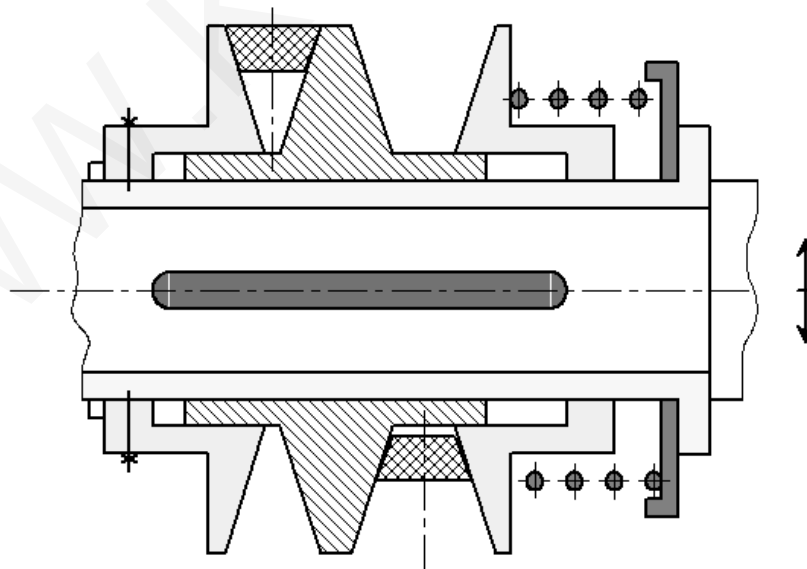


$$r_{1\max} = r_{2\min}, r_{1\min} = r_{2\max}, r = r_0$$

$$n_{\min} = n_0 \cdot \frac{r_0}{r_{1\max}} \cdot \frac{r_{2\min}}{r}, \quad n_{\max} = n_0 \cdot \frac{r_0}{r_{1\min}} \cdot \frac{r_{2\max}}{r}$$

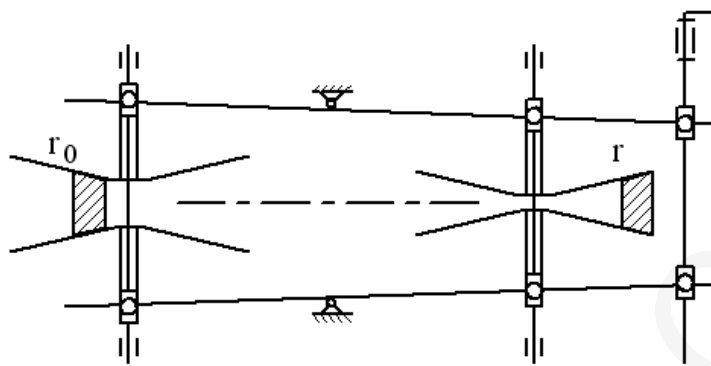
$$A = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{r_{1\max}}{r_{1\min}} \cdot \frac{r_{2\max}}{r_{2\min}} = \left( \frac{r_{\max}}{r_{\min}} \right)^2 \quad \text{pro } \frac{r}{r_0} \doteq (3 \div 4) \Rightarrow A = 9 \div 16$$

PŘEDLOHA - změna převodu posunem předlohy



3. Styčné poloměry hnacího, hnaného kotouče se mění.

$r_0 \neq \text{konst.}; r \neq \text{konst.}$



$$r_{\max} \cong r_{0\max}, \quad r_{\min} \cong r_{0\min}$$

$$n_{\min} = n_0 \cdot \frac{r_{0\min}}{r_{\max}}, \quad n_{\max} = n_0 \cdot \frac{r_{0\max}}{r_{\min}}$$

$$A = \frac{r_{0\max}}{r_{\min}} \cdot \frac{r_{\max}}{r_{0\min}} \cong \left( \frac{r_{\max}}{r_{\min}} \right)^2, \quad \frac{r}{r_0} \doteq (3 \div 4) \Rightarrow A = 9 \div 16$$

maximálně  $r_{\max} = 2 \cdot r_{\min}$

## 15. LOŽISKA

Ložiska můžeme dělit na :

- kluzná
- valivá
- magnetická

### 15.1. Kluzná ložiska

Kluzná ložiska se dále dělí na :

- hydrodynamická
- hydrostatická nebo pneumatická

Výhody: jednoduchost, menší rozměry zástavby.

Nevýhody: větší ztráty třením, chlazení, mazání.

Každý pohyb provází tření, což je odpor proti pohybu. Je nutné rozlišovat tři hlavní oblasti kluzného tření :

- tření suché (bez maziva)
- tření kapalné (souvislá vrstva)
- tření mezní (nesouvislá vrstva)

**Suché tření** definujeme vzorcem:

$$T_T = \mu \cdot N$$

$\mu$  - součinitel tření

$N$  - normální zátěžná síla [N]

Z uvedeného vztahu plyne, že třecí síla nezávisí na velikosti kluzné plochy a na kluzné rychlosti.

Do suchého tření můžeme zahrnout případy s vtíráním nebo nastříkáním práškového maziva - grafit nebo siřník molibdeničitý. Pokud používáme kluzné ložisko ze dvou kovů, musejí mít odlišné druhy atomové vazby.

Nevhodný : Ag-Cu, Ag-Al, Fe-Al

Vyhovující : Fe-Sb, Fe-Ag, Fe-Sn

U nekovových materiálů dbáme na to, aby byl dobrý odvod tepla, což u těchto materiálů dosáhneme málokdy. Při oteplování vznikají plastické deformace a opotřebení kluzných ploch. Nejlépe vyhovují při suchém tření dvojice ocel - uhlíkový materiál nebo ocel - spěkaný bronz.

U **kapalného tření** můžeme snížit odpor tření vhodnou kapalinou.

Toho dosáhneme:

- vhodným geometrickým tvarem

- vhodnou viskozitou maziva

Z chemických vlastností maziv jsou důležité dvě :

- viskozita - rozhoduje o proudění v mazací vrstvě - co nejméně proměnná s teplotou

- přilnavost ke kluzným plochám

Kapalné tření na stykové ploše dvou předmětů je definováno vzorcem :

$$T = \eta \cdot \frac{S \cdot v}{h}$$

$\eta$  - dynamická viskozita maziva

$v$  - smyková rychlost

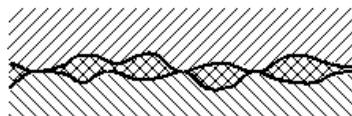
$h$  - tloušťka vrstvy

$S$  - smyková plocha

**Mezní tření** je složitý proces a vysvětlujeme ho zjednodušeně :

- vrstva maziva není souvislá a dostatečná

- v některých místech nastává dotyk a deformace



### 15.1.1. Vhodnost volby kluzných ložisek

Požadavky na vhodnost ložisek lze rozdělit do 3 skupin :

- funkční (únosnost, rychlost, teplota ....)

- ekonomické (cena, využití mat., výměna ...)

- speciální (vysoká teplota, koroze ...)

**Únosnost** kluzných ložisek s hydrodynamickým mazáním závisí na minimálních kluzných rychlostech (oblast mezného mazání nevhodná).

Doporučujeme střední rychlosti  $1 \div 15$  [m/s]. Při těchto rychlostech je únosnost blízká únosnosti valivých ložisek

Únosnost kluzného hydrostatického ložiska na obvodové rychlosti nezáleží.

Dynamickému zatížení kluzná ložiska odolávají lépe než valivá.

#### **Obvodová rychlost** kluzných ložisek

- s hydrodynamickým mazáním nesmí být minimální
- s hydrostatickým mazáním není omezená

Běžná kluzná ložiska pracují při :  $v = 70 \div 80$  [m/s]

Speciální kluzná ložiska pracují při :  $v = 100$  [m/s]

Pro porovnání jednořadá kuličková a válečková :  $d_s \cdot n_m = 5 \div 6 \cdot 10^5$  [mm/min].

Nejmenší **třecí ztráty** mají ložiska s aerodynamickým a aerostatickým mazáním.

Teplota - nízká vyhovuje valivým ložiskům

- vysoká teplota přípustná pro minerální oleje je  $250$   $^{\circ}\text{C}$ , při vysokých teplotách se zmenšuje tvrdost kluzných ploch

Kluzná ložiska mají schopnost tlumit **vibrace** (valivá ne).

#### **Rozměry** kluzných ložisek :

šířka :  $l = (0,25 \div 1,2)$  d

tloušťka pouzdra:  $s = (0,02 \div 0,1)$  d

**Mazání** je výhradně nutné v těchto případech :

- větší kluzné rychlosti
- větší provozní teplota
- jestli-že je potřeba mazat ostatní části

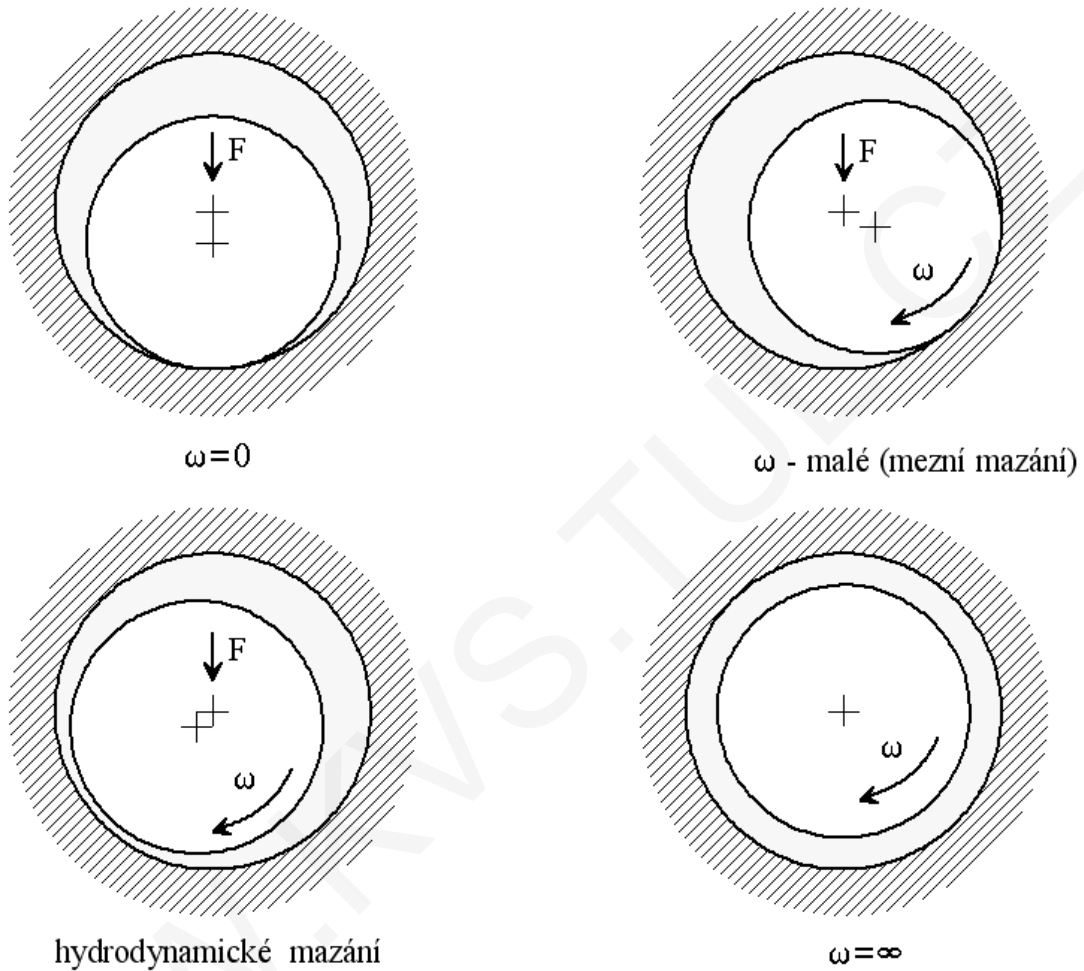
Mez tukového mazání:

$$d \cdot n = 300000 \text{ [mm/min]} \div 15 \text{ [m/s]}; \quad d - \varnothing \text{ čepu}$$

n - počet otáček za minutu

Při větších rychlostech se maže olejovou mlhou.

### 15.1.2. Hydrodynamická ložiska



Vychýlení od střední polohy vzniká zatížením, viskozitou oleje a hydrostatickým tlakem. Vychýlení je směrem rotace.

Třecí síla v ložisku při soustředné poloze je :

$$F_{TO} = 4 \cdot \pi^2 \cdot r^2 \cdot l \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{\eta}{c}$$

r - poloměr čepu

l - šířka ložiska

n - otáčky za minutu

c = R - r = h (tloušťka vrstvy (mezery))

η - dynamická viskozita maziva

Praktická mez použitelnosti této rovnice je při :  $\lambda = \frac{e}{c} < 0,7$  ; e - výstřednost čepu.

Reynolds v 1886 upřesnil pro výstředně uložený čep :

$$\lambda = \frac{dp}{dx} = 6 \cdot \eta \cdot v \cdot \left( \frac{1}{h^2} - \frac{C}{h^3} \right)$$

v - obvodová rychlost

h - tloušťka mazací vrstvy

C - integrační konstanta

Pro konstruktéra je zapotřebí znát z provozních podmínek jestliže lze vůbec použít kluzné ložisko s dynamickým mazáním. Proto se počítá mezní statické zatížení  $F_m$  a mezní otáčky  $n_m$

Pro výpočet  $F_m$  používáme vzorec :

$$F_m = C_m \cdot \eta \cdot \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l \right) \cdot n$$

Pro

$$n_m = \frac{F}{C_m \cdot \eta \cdot \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l \right)}$$

F - celkové zatížení

$F_m$  - mezní zatížení

$\eta$  - viskozita maziva při provozní teplotě

D - průměr ložiska

l - šířka ložiska

$\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l$  - činný prostor ložiska

n,  $n_m$  - počet otáček

$C_m$  - součinitel závislý na přesnosti výroby

$C_m = 1$  ... dobrá výroba

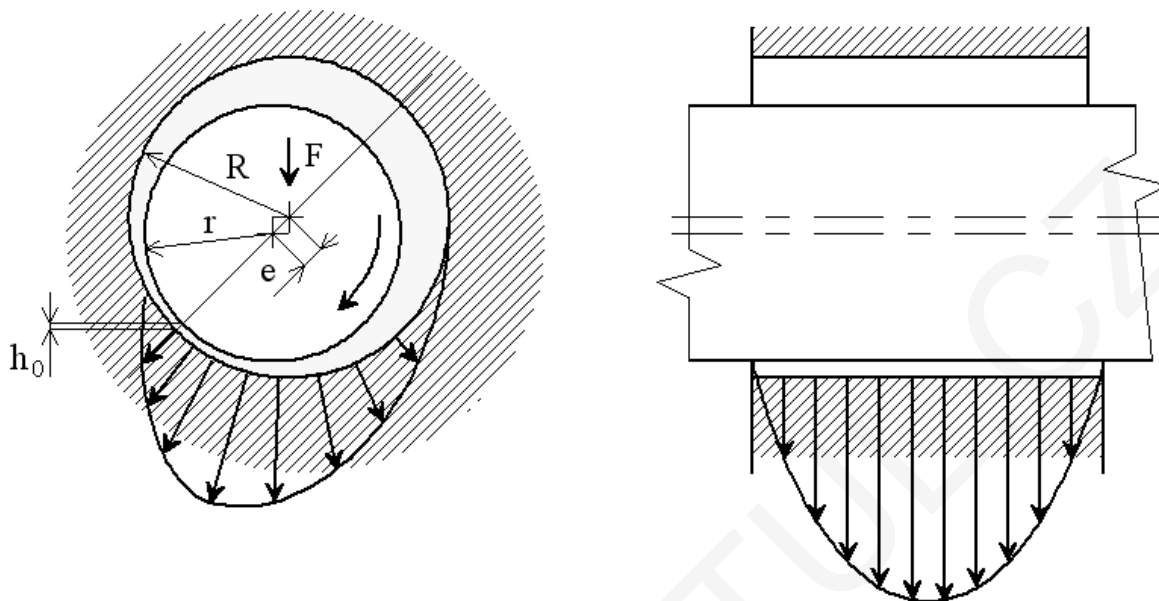
$C_m = 2$  ... velmi přesné

Vzorec platí při těchto předpokladech :

1.  $\lambda = 0,95$

2.  $l/d = 0,5 \div 1,5$

Průběh hydrodynamického tlaku v kluzném ložisku :



Při výpočtu kluzných ložisek je rozhodující tuhost.

Tuhost budeme znát pokud vypočítáme deformaci nosné olejové vrstvy :

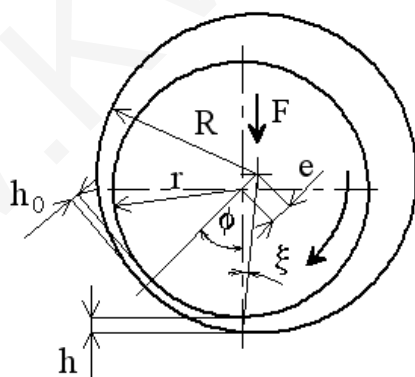
$$y = \Delta - h$$

$$\Delta = R - r$$

$h$  - tloušťka olejové vrstvy v zatíženém směru

$R$  - poloměr pánve

$r$  - poloměr čepu



Podle obrázku :

$h_0$  - nejmenší tloušťka vrstvy

$e$  - výstřednost čepu

$$h + r = R \cdot \cos \xi - e \cdot \cos \phi$$

Poněvadž výstřednost je geometricky malá, připouštíme:  $\cos \xi \doteq 1$

$$R \cdot \cos \xi \doteq R$$

$$h = R - r - e \cdot \cos \phi$$

$$h = \Delta - e \cdot \cos \phi$$

Po dosazení dostaneme:

$$y \doteq \Delta - e \cdot \cos \phi$$



Úhel  $\phi$  mezi směrem zatížení a polohou nejmenší tloušťky olejové vrstvy najdeme podle tabulek v závislosti na rozměrech :

$$\varepsilon = \frac{e}{\Delta} \quad - \text{poměrná výstřednost}$$

$$\delta = \frac{h_0}{\Delta} \quad - \text{poměrná nejmenší tloušťka olejové vrstvy}$$

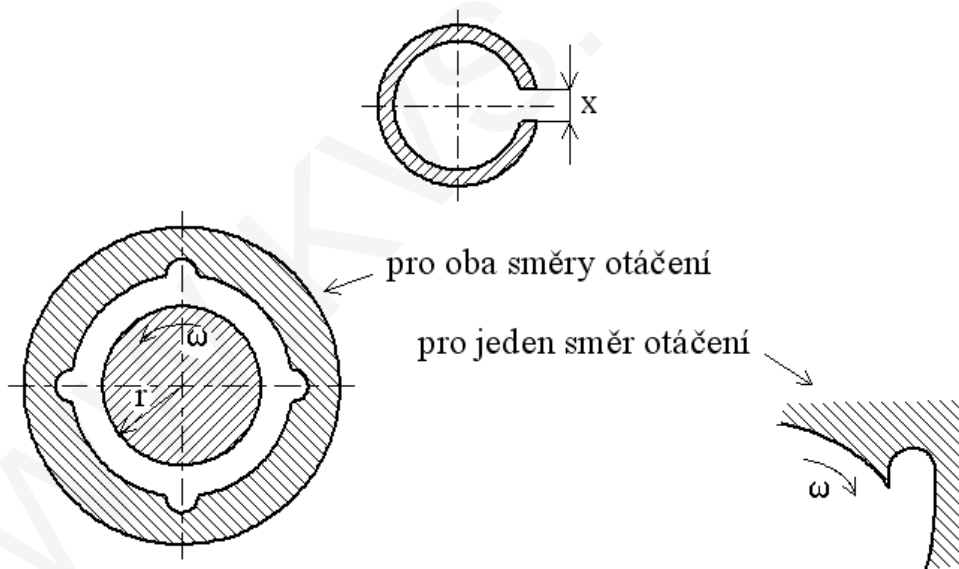
$$s = \frac{\eta \cdot n}{p \cdot \psi^2} \quad - \text{ložiskové číslo}$$

$$\text{kde } p = \frac{F}{l \cdot d} \quad - \text{měrný tlak v ložisku}$$

$$\psi = \frac{\Delta}{r} \quad - \text{relativní ložisková vůle}$$

Pro vysoké otáčky jsou vhodná ložiska :

a) ložiska víceplochá - s kapalným mazáním



b) ložiska mazaná vzduchem nebo plynem

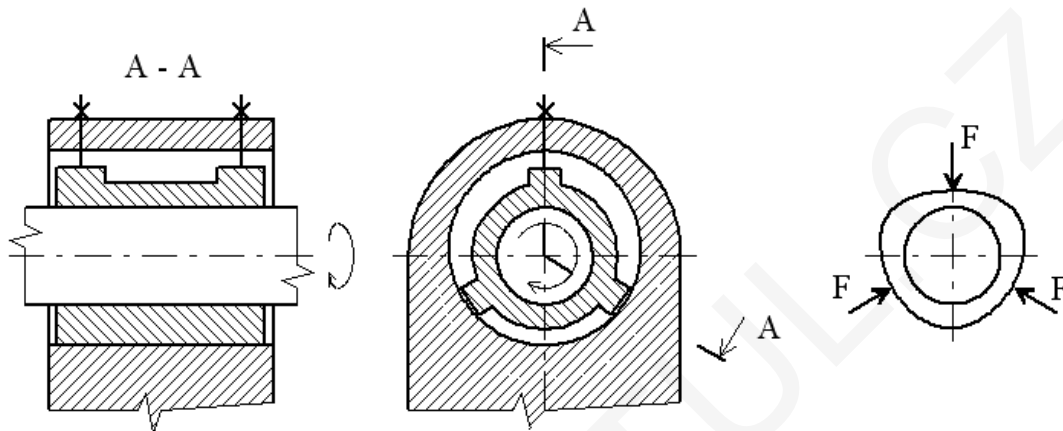
c) segmentová ložiska

Výhody kluzných ložisek :

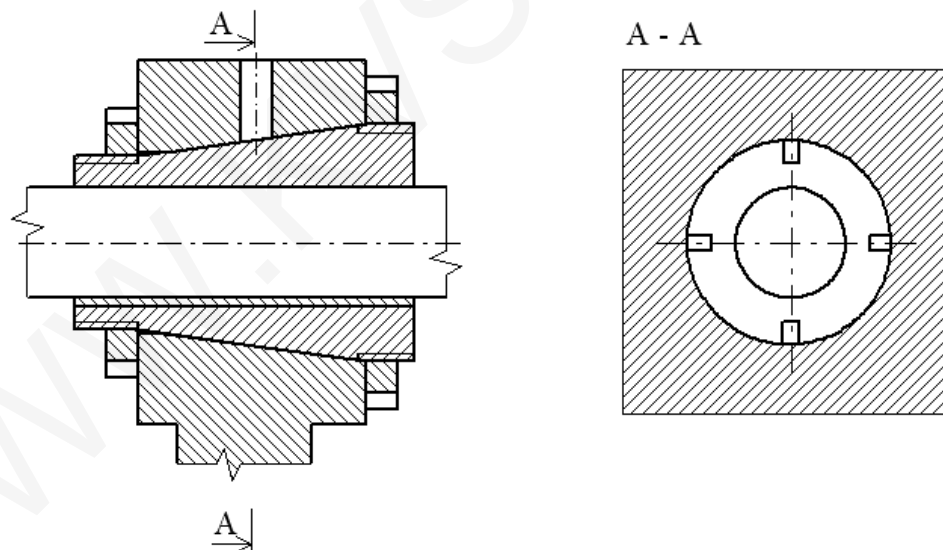
- dostatečná přesnost,
- jednoduchost,
- malé vnější rozměry,
- olejová vrstva tlumí kmitání.

Kluzná ložiska můžeme dělit na hydrodynamická, u nichž vzniká tlak oleje přímo v ložisku otáčením čepu a na hydrostatická (pneumostatická), u nichž tlak oleje pochází od vnějšího zdroje. Aplikuje se u těžkých strojů.

- a) Pevné kluzné pouzdro - pro podřadné případy a malé otáčky
- b) Dělené kluzné pouzdro - po nalisování odstraníme vůli  $x$

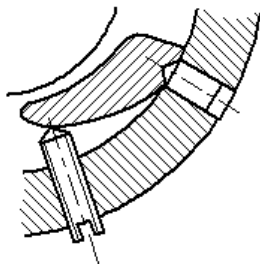


- c) Stavitelná kuželová pánev - vůle se vymezuje tlačení pánve do kuželové díry. Pánev je v několika místech rozříznuta pro větší poddajnost.



- d) Mackensonovo ložisko - pro rychloběžná vřetena brusek. Pánev se úmyslně deformuje šroubem, aby vzniklo několik klínovitých prostorů a tam se vytvořil nosný film. Ložiska dlouhá  $l/d=2$ , čep tuhý, kalený, aby nesedlo pouzdro na hrany. Velká tuhost, malý průhyb(zatížení).

- e) Segmentové ložisko (Filmatic USA f-ma Cincinnati Miling) k uložení vřeten brusek. Tvoří ho 5 nosných olejových klínů, které předepínají čep vřetena. Podle zatížení a rychlosti čepu můžeme regulovat naklonění segmentu a vřeteno nemění polohu. Do ložiska se přivádí olej pod tlakem 0,03 až 0,05 MPa.



### 15.1.3. Hydrostatická ložiska

U ložisek s hydrostatickým mazáním pochází tlak nosného prostředí od vnějšího zdroje.

Výhody:

- působením tlaku se odstraňuje vůle
- poloha osy nezávisí na otáčení
- tuhost nezávisí na otáčení

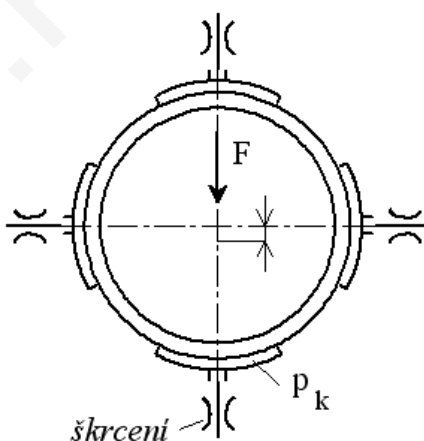
Nevýhody:

- složitější
- zdroj tlaku

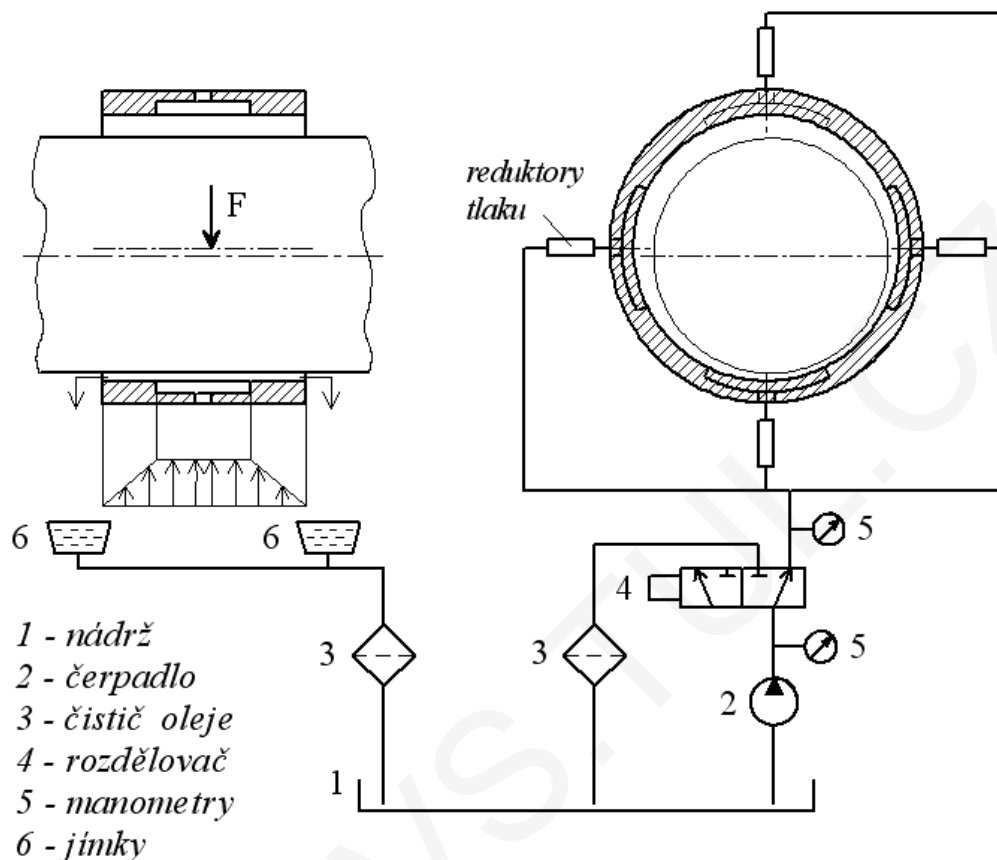
Pro obráběcí stroje se používají úplná ložiska se 4 ÷ 6 mazacími kapsami.

Dále známe axiální hydrostatická ložiska.

Pro větší rychlosti až do 100 000 ot/min používáme pneumostatická ložiska.



Ložisko s hydrostatickým mazáním se čtyřmi mazacími kapsami.



U těchto ložisek má pánev kapsy do kterých je vháněn olej. Při vyosení vřetena je olej protékající kapsou škrcený a následně stoupá tlak. Tím je vřeteno tlačeno zpět do osy otáčení.

Hydrostatická ložiska mohou být tvořena :

- jedním čerpadlem,
- více čerpadly,
- systémem škrcení závislém na zatížení.

## 15.2. Valivá ložiska

S vývojem valivých ložisek souvisejí jména Stribeck a Hertze (1895-1901).

Hřídele převodovek, vřetena a ostatní rotační části OS se ukládají ve valivých ložiskách.

Radiální ložiska můžeme dělit do dvou hlavních skupin:

- radiální
- axiální

Dále můžeme valivá ložiska dělit podle tvaru valivých těles :

- kuličková
- soudečková
- jehlová

Výhody valivých ložisek jsou známy :

- malé ztráty třením při rozběhu
- malé nebezpečí zadření nebo přehřátí
- nepatrné opotřebení
- velká spolehlivost
- jednoduchá údržba
- snadná vyměnitelnost
- schopnost pracovat při velkém rozsahu otáček
- jednoduché mazání

Nevýhody valivých ložisek :

- velké zástavbové rozměry
- náchylné na nečistoty

### 15.2.1. Označování ložisek

Označování ložisek se provádí číslicemi a písmeny. Číslice označují konstrukci ložiska a rozměry.

Pokud  $d \leq 10$  mm poslední číslice značí jmenovitý průměr ložisek.

Pro  $d = 10 \div 17$  :

dvojčíslí	00 ... d = 10	6200
dvojčíslí	01 ... d = 12	51101
dvojčíslí	02 ... d = 15	30302
dvojčíslí	03 ... d = 17	NU203B

Odlišné provedení od základní řady se značí písmeny.

Před základním označením :

- H - ocel pro vysoké teploty H 6313
- X - ocel proti korozi
- M - slitina na bázi mědi

Za základním označením :

- Odlišnost vnitřní konstrukce - A, B, C, D, E
- Změny vnějších rozměrů - X

Dále se značí konstrukční obměna ložiskových kroužků, materiál a vedení klece.

Ložiska s krytem: Z, 2Z - krycí plech na jedné straně, nebo 2

RS, 2RS - těsnění

Stupeň přesnosti :

PO - normální přesnost - neuvádí se

P6 -

P5 - ↓ vyšší přesnost ( se zvýšenou přesností na speciální účely)

P4 -

P6E - stupeň přesnosti pro elektrické stroje

Radiální vůli značíme:

C1

C2

.

.

C5

↓ větší vůle

Menší radiální vůli označujeme C1 a C2.

Zvětšená předpětí způsobuje zvýšené únavové namáhání funkčních ploch a snižuje trvanlivost ložisek.

Výhody :

- vyšší provozní spolehlivost než kluzných ložisek,
- malý součinitel tření nezávislý na otáčkách,
- jednoduché mazání,
- malé oteplování,
- krátká stavební délka,
- lze docílit bezvúlové uložení,
- jsou dostatečně tuhá,
- rychlá vyměnitelnost (normalizace).

Nevýhody :

- vyšší vnější průměr než u kluzných ložisek,
- vyšší cena,
- nelze je opravovat,
- těžce se docílí požadovaná přesnost,
- citlivost na rázy,
- netlumí kmitání a může být jeho zdrojem,
- musí se chránit před nečistotami.

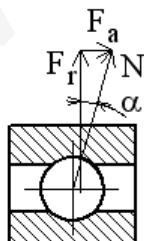
Radiální vůle se dají vymezit přesunutím vnějšího a vnitřního kroužku (přenášejí i malé axiální síly)

Kritéria pro volbu vhodných ložisek :

- rozměry,
- způsob uložení,
- velikost zatížení,
- požadovaná přesnost,
- výše potřebných otáček,
- trvanlivost.

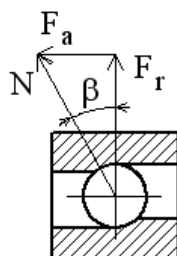
## 1) Radiální valivá ložiska

### A) Jednořadá kuličková



Převážně pro radiální zatížení. Má malý úhel styku  $\alpha$  a malé axiální zatížení může způsobit zvýšení radiální reakce.

B) Kuličková s kosoúhlým stykem ( typu 70 - 73 )



Úhel styku oběžných drah a valivých tělísek  $\beta$  je obvyčejn 15° až 25°. Čím větší je úhel, tím větší je možnost přenosu axiálního zatížení.

U dvouřadých ložisek je úhel styku  $\beta = 32^\circ$ .

typ 70, 72, 73 .... jednořadá

typ 32, 33 ..... dvouřadá

PŘESNOST :

běžně - P0

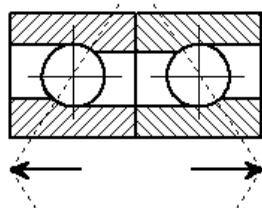
zvláštní případy - P4, P5, P6

AXIÁLNÍ VŮLE :

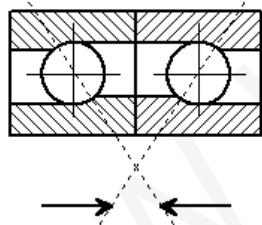
běžně - normální

zvláštní případy - C2, C3, C4

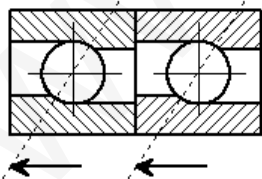
Pro zvýšení přenosu zatížení se tato ložiska používají ve skupinovém uspořádání. Ložiska, která jsou spárovaná mají označení od výrobce. Skupinové uspořádání může být pod označením O, X, T nebo T - O.



O - vyšší tuhost spojení s hřídelem, přenos axiálních sil v obou směrech



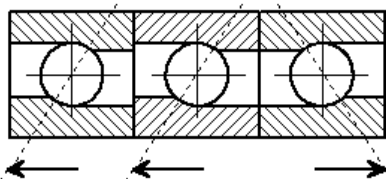
X - má menší tuhost spojení s hřídelem



T - má zvýšenou axiální únosnost v daném směru

Ložiska s kosoúhlým stykem poskytují vysokou tuhost uložení. (obr.12).

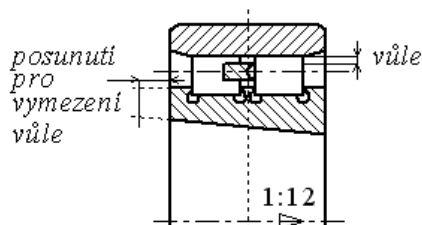
Na cvičení si ukážeme program výpočtu tuhosti uložení a optimální vzdálenosti ložisek.



T - O - kombinace vlastností T a O (obr. 9)

Je - li malý zástavbový prostor a chceme větší únosnost dáváme dvě ložiska vedle sebe.

### C) Dvouřadé válečkové ložisko NN 30



Jako hlavní ložisko u vřeten se používá ložisko NN 30K. Má vysokou únosnost a tichý chod. Vnitřní kužel 1:12 umožňuje vymezení vůle anebo dosažení předpětí.

Válečky v jedné řadě jsou na přeskáčku oproti válečkům v druhé řadě.

Pro zvýšení přesnosti chodu se osvědčilo vnitřní kroužek přebrousit.

PŘESNOST :	RADIÁLNÍ VŮLE :
pouze - P5, P4	C1, C2

Další typy ložisek jako i jednořadá kuličková ložiska mají nelineární charakteristiky tuhosti.

D) Kuželíková ložiska (obr.13-14) 320xc mají vysokou radiální a axiální únosnost, bohužel nejdou přesně vyrobit. PŘESNOST : P0, (P6) ; VNITŘNÍ VŮLE : při montáži

E) Jehlová ložiska NA 49V mají vysokou tuhost, malý vnější průměr. Jehly se nejen odvalují, ale i prohlubují - zvyšuje se oteplování.

PŘESNOST : P0 ; RADIÁLNÍ VŮLE : běžně - normální, zvláštní případy - C2, C3

Max. otáčky :  $n_{\max} \cdot d_s \leq (1 \div 1,5) \cdot 10^5$  [mm.min<sup>-1</sup>]

$$d_s = \frac{D + d}{2}$$

### 2) Axiální kuličková ložiska

Axiální kuličková ložiska mají malé axiální házení a velkou tuhost. Jejich použití je omezeno maximálním přípustným počtem otáček :

$$n_{\max} \cdot d_s = (2 \div 3) \cdot 10^5 \text{ [mm.min}^{-1}\text{]}$$

Tyto otáčky jsou 2,5- krát nižší než u radiálních ložisek stejných rozměrů. Proto se dává axiální ložisko u zadního ložiska kvůli menšímu  $d_s$ , a pokud toto nevyhovuje volí se jiné ložisko.

Například se může volit axiální ložisko s kosoúhlým stykem. SKF (obr. 1). Úhel styku je 60°. Tato ložiska jsou tuhá a snášejí velké otáčky. Jsou vhodná pro uložení předních konců vřeten s ložiskem NN 30K (obr.1) a NNU 49 (obr.17).

### 15.2.2. Přesnost valivých ložisek

Přesnost valivých ložisek udává přesnost jejich hlavních rozměrů a přesnost chodu. Přípustné tolerance jsou stanoveny normou ČSN 024612.

#### **Přesnost rozměru**

Tenké kalené kroužky ložisek často i po kontrole ztrácejí kruhovitost. Této změně můžeme zamezit pokud ložisko dostane opět správný geometrický tvar od průměru díry nebo průměru hřídele, kde je navlečeno.



Stanovené mezní úchytky jsou :

$$d_m = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2} \quad \text{aritmetická střední hodnota největšího a nejmenšího } \varnothing \text{ díry.}$$

Obdobně :

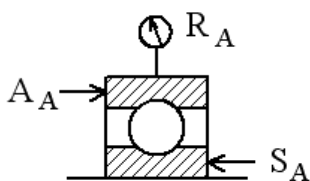
$$D_m = \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2}$$

Dále se měří rozměry B, C - šířka vnitřního respektive vnějšího kroužku, úchytky rovnoběžnosti čel vnitřního nebo vnějšího kroužku :

$$U_p = B_{\max} - B_{\min}$$

### Přesnost chodu

U radiálních ložisek jsou stanoveny mezní úchytky pro radiální házení, popř. vnějšího kroužku nebo vnitřního.



$R_A$  - radiální házení

$S_A$  - axiální házení

$A_A$  - axiální házení čela vnitřního kroužku

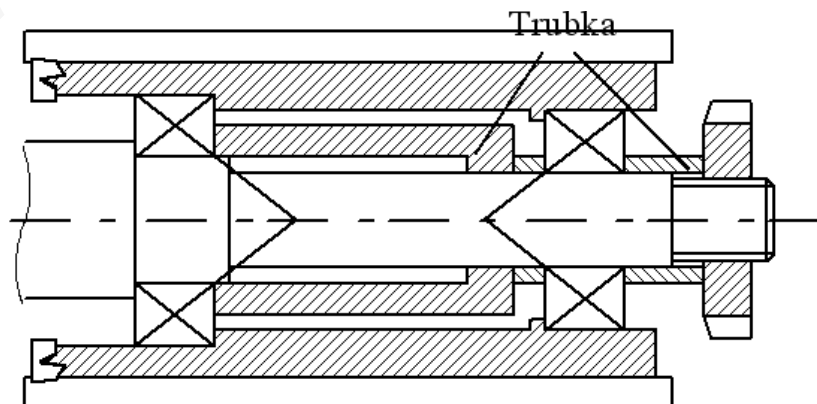
Podle toho, jak musí být minimální házivost, z tabulek najdeme stupeň přesnosti ložiska tomu odpovídající. Pro zvláštní případy se dodávají ložiska ještě vyšší přesnosti, než udávají technické podmínky.

### Vnitřní vůle

Vycházíme z toho, že zamontované ložisko má vždy menší vůli než je výchozí vůle ložiska nezamontovaného. Zmenšení radiální vůle je dáno velikostí přesahů ložiskových kroužků s tolerancí úložných ploch. Na zmenšení vůle má vliv také provozní teplota. Lépe chlazený je vnější kroužek. Směrodatná vůle je při ustálených provozních poměrech. U radiálních kuliček má být radiální vůle téměř nulová.

U OS se požaduje velká tuhost uložení. Proto se montuje s určitým předpětím. Používají se kuželíková nebo kuličková ložiska s kosoúhlým stykem.

Pro takto řešená uložení můžeme radiální vůli vymežit rozpěrnou trubkou, délku které určujeme pro každou dvojici ložisek zvlášť. Axiální vůli můžeme také seřídit použitím dvojice ložisek.



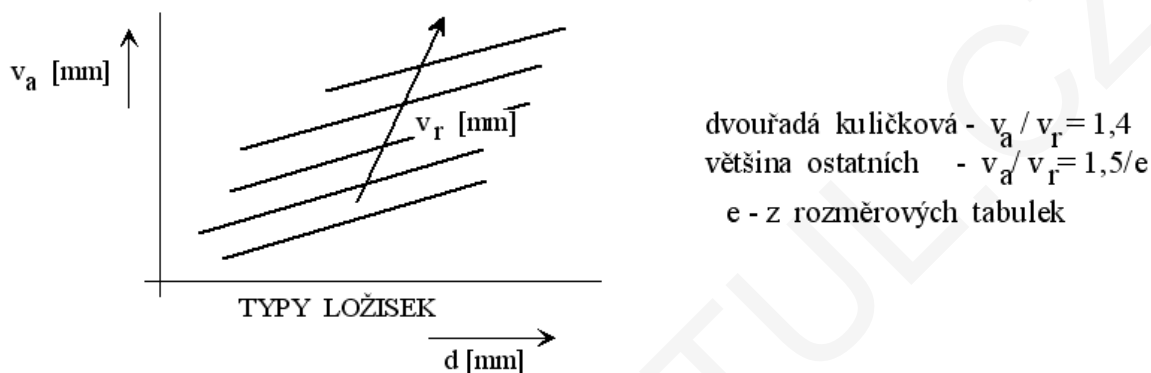
Menší radiální vůli označujeme C1 a C2.

Zvětšená předpětí způsobuje zvýšené únavové namáhání funkčních ploch a snižuje trvanlivost ložisek.

Pro stanovení potřebné ložiskové vůle musíme volit správné lícování a vhodné maziva.

Prozatím neexistují jednoznačné a spolehlivé způsoby měření radiálních vůlí u samotných ložisek.

Závislost radiální vůle  $v_r$  a axiální vůle  $v_a$  u jednořadových kuličkových ložisek najdeme z diagramu.



### 15.2.3. Lícování valivých ložisek

Značný vliv na trvanlivost má lícování ložisek. Při volbě lícování musíme mít na zřeteli :

- druh a velikost ložiska,
- způsob a velikost zatížení,
- tepelné poměry,
- materiál přípojovacích součástí,
- požadavky na přesnost,
- požadavky na demontáž,
- jakost povrchu dosedacích ploch.

Nejpoužívanější tolerance hřídelů a děr najdeme ve všech strojnických tabulkách. Rozhodujícím činitelem při určování tolerance průměru hřídele a díry v tělese je způsob zatížení obou ložiskových kroužků.

*T.j. obvodové zatížení* máme pokud kroužek v zatíženém smyslu (směru) se otáčí.

*Bodové zatížení* - pokud se neotáčí.

Hlavní podmínka je, že kroužek, který se otáčí vzhledem ke směru působícího zatížení (obvodové zatížení) musí být uložen pevně. Pokud se ložiskový kroužek na čepu začne otáčet, začne brousit čep, uložení ložiska se poruší. Posuvné uložení u ložisek s obvodovým zatížením vnitřních kroužků se používá ojediněle.

Další zásada je, že čím je zatížení a teplota v ložisku vyšší, tím pevnější uložení musí mít vnitřní kroužek.

Velmi přesná ložiska pro vřetena OS a přístrojů musí mít uložení podle jiných tolerančních stupňů než normální. (Uvádějí normy.)

### Zmenšení radiální vůle vlivem pevného lícování

Zmenšení radiální vůle je závislé na:

- velikosti přesahu ložiskových kroužků
- tloušťce ložiskových kroužků
- drsnosti stýkajících se ploch
- modulu pružnosti

Na drsnosti povrchu záleží tak, že čím uhlazenější je povrch tím se zmenší přesah po naražení z.

DRUH OBRÁBĚNÍ	DRSNOST $R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]	$z$ [ $\mu\text{m}$ ]
leštěno	$\div 0,05$	$0 \div 1$
jemně broušeno	$0,05 \div 0,2$	$1 \div 2,5$
broušeno	$0,2 \div 0,4$	$2,5 \div 5$
velmi jemně soustruženo	$0,4 \div 1,6$	$3 \div 7$
jemně soustruženo	$1,6 \div 3,2$	$5 \div 12$

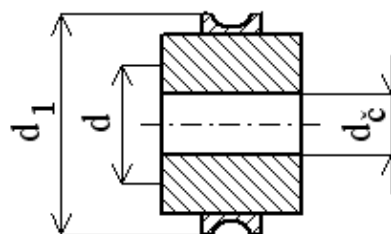
Zmenšení radiální vůle můžeme vypočítat pro každý kroužek zvlášť. Musíme stanovit vhodný koeficient  $K < 1$ , jímž vynásobíme vypočítaný přesah  $\Delta$  mezi ložiskovým kroužkem a tělesem.

Pro vnitřní kroužek :  $\Delta_i = k_1 \cdot \Delta$

Pro vnější kroužek :  $\Delta_i = k_2 \cdot \Delta$

Hledaný koeficient  $k_1$  vnitřního kroužku ložiska je přibližně dán vzorcem :

$$k_1 = \frac{\frac{2 \cdot s}{E \cdot (1 - s^2)}}{\frac{1}{E} \cdot \left( \frac{1 + s^2}{1 - s^2} + \mu \right) + \frac{1}{E_1} \cdot \left( \frac{1 + t^2}{1 - t^2} - \mu_1 \right)}$$



$s = d / d_1$  - poměr díry  $d$  ložiskového kroužku k vnějšímu průměru kroužku  $d_1$  .

$t = d_c / d$  - poměr průměru díry v čepu  $d_c$  a průměru čepu  $d$

$E$  - modul pružnosti oceli

$E_1$  - modul pružnosti materiálu čepu

$\mu$  - Poissonova konstanta materiálu ložiskového kroužku

$\mu_1$  - Poissonova konstanta materiálu čepu

Většinou  $E = E_1$  a  $\mu = \mu_1$ , potom :

$$k_1 = \frac{\frac{2.s}{(1-s^2)}}{\left(\frac{1+s^2}{1-s^2}\right) + \left(\frac{1+t^2}{1-t^2}\right)} = \frac{s.(1-t^2)}{1-s^2.t^2}$$

Obdobně koeficient  $k_2$  pro vnější kroužek ložiska:

$$k_2 = \frac{u.(1-z^2)}{1-u^2.z^2}$$

$u = D_1 / D$  -  $D_1$  je vnitřní a  $D$  je vnější  $\emptyset$  vnějšího kroužku

$z = D / D_t$  -  $D$  je  $\emptyset$  díry v tělese  $\cong$  vnější průměr vnějšího kroužku a  $D_t$  je domečku  $\cong$  tloušťka nálitku tělesa

**Ztráty** ve valivých ložiskách se vyjadřují ekvivalentním součinitelem tření  $f_e$ . Jeho velikost je od 0,001 u radiálních kuličkových ložisek do 0,003 u jehlových ložisek.

Moment pasivních odporů :

$$M_z = F.r.f_e$$

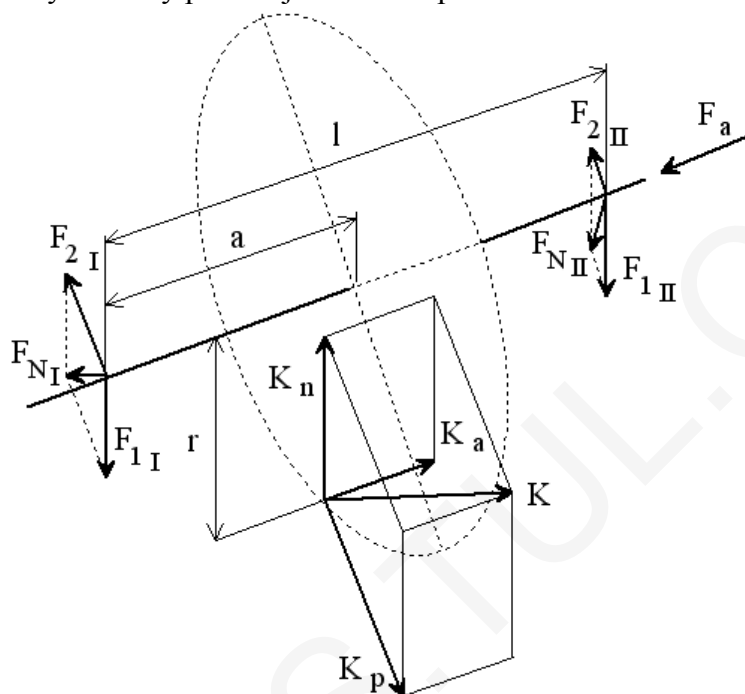
$F_r$ - radiální zatížení ložiska

$r$  - poloměr čepu

Moment odporu  $M_Z$  je přibližně stejný za klidu a za pohybu.

### 15.3. Zatížení ložisek

Pokud chceme spočítat trvanlivost musíme znát zatížení ložisek. Nejčastějším případem je, že vnější síly působí mezi ložisky. Takový příklad je u hřídelů převodovek.



Nejdříve můžeme vypočítat obvodovou sílu  $K_p$  podle vztahu :

$$K_p = 9.55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P}{r \cdot n} \quad , \text{ kde } P \text{ je výkon a } n \text{ jsou otáčky}$$

Ložisko je zatíženo v libovolném směru silou  $K$ , která se rozkládá do  $K_p$ ,  $K_n$ ,  $K_a$  .

V našem případě :

$$K_a = F_a$$

Další složka  $K_n$  :

$$\text{pro rovné zuby : } K_n = K_p \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$K_a^* = 0$$

$$\text{pro šikmé zuby : } K_n = K_p \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

$$K_a^* = K_p \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Svislá síla  $F_{II}$  :

$$F_{II} = \frac{l-a}{l} \cdot K_n - \frac{r}{l} \cdot K_a$$

$$F_{III} = \frac{a}{l} \cdot K_n + \frac{r}{l} \cdot K_a$$

Vodorovná síla :

$$F_{2I} = \frac{l-a}{l} \cdot K_p$$

$$F_{2II} = \frac{a}{l} \cdot K_p$$

Výsledné radiální zatížení se vypočítá ze vztahu :

$$F_{NI} = \sqrt{F_{1I}^2 + F_{2I}^2}$$

$$F_{NII} = \sqrt{F_{1II}^2 + F_{2II}^2}$$

Axiální už víme :

$$F_a = K_a + K'_a \quad - \text{ u šikmých zubů}$$

## 15.4. Mazání

Katalog

Výpočty jen přesné

Vyžadují určitou minimální (meznou) rychlost

V oblasti středních rychlostí 1-15 m.s<sup>-1</sup> mají kluzná ložiska s (hydrodynamickým) mazáním statickou únosnost přibližně stejnou jako ložiska valivá.

Při velkých rychlostech se únosnost  
kluzného ložiska zvětšuje  
valivého ložiska zmenšuje

Dynamickému zatížení odolávají kluzná ložiska lépe než valivá

Obvodová rychlost čepu -

Kluzná ložiska - běžně - 70-80 m.s<sup>-1</sup>  
speciál až 100.m.s<sup>-1</sup>

Valivá ložiska dle  $d_s \cdot n_{mezne} = [\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}] \cdot 1,6 \cdot 10 \cdot \text{ms}^{-1}$

$$d_s \cdot n_m = (5-6) \cdot 10^5 - \text{ klece ocelové } 8-9 \text{ ms}^{-1}$$

$$d_s \cdot n_m = (7-9) \cdot 10^5 - \text{ klece bronzové } 11-15 \text{ ms}^{-1}$$

$$d_s \cdot n = 10-20 \cdot 10^5 - \text{ speciální konstrukce } 16-30$$

Kluzná ložiska - značný tlumicí účinek, klidnější, dražší

Valivá ložiska - žádný " hlučnější ,levnější

Rozměry menší - orientačně  $L=(0,25-1,2)d$   
 $t=(0,02-0,1)d$  kluzné pouzdro

valivé  $L \quad t = (0,25-0,75) d$   
Kluzná ložiska (vhodná i pro prašná prostředí -)  
(méně citlivé vůči tvrdým nečistotám)

Valivé ložisko (nutné kvalitní těsnění, čisté prostředí)

## 16. VŘETENA OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Úkolem vřetena je zaručit obrobku (u soustruhu) nebo nástroji (u frézky, vrtačky, brusky) *přesný otáčivý pohyb*. Tato přesnost má přímý vztah k limitní šířce řezu, která charakterizuje vznik samobuzených kmitů.

Vřeteno se nachází ve vřeteníku. Vřeteno nese uložení. Vřeteno je obvykle uloženo ve dvou radiálních a v jednom axiálním ložisku. Konec pro upnutí nástroje nebo obrobku se nazývá přední konec. Jeho ukončení je normalizováno a zpravidla opatřeno kuželovým otvorem (1:20 malé, 1:10 velké). Ložisko bližší přednímu konci má rozhodující vliv na přesnost otáčení.

### 16.1. Požadavky na vřetena

1. Přesnost chodu - radiální a axiální házení.
2. Dokonalé vedení - vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru, mění-li jeho zatížení.
3. Konstruovat vřeteno s možností vymezování vůle.
4. Tepelné ztráty v uložení musí být co nejmenší.
5. Pasivní odpory musejí být minimální.
6. Vřeteno musí být tuhé.

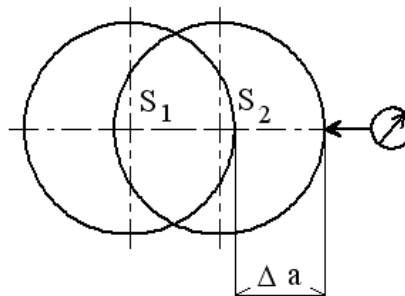
#### 16.1.1. Přesnost chodu vřetena.

Přesnost chodu se kontroluje na předním konci vřetena na ploše, která má přímý vliv na přesnost otáčení obrobku nebo nástroje.

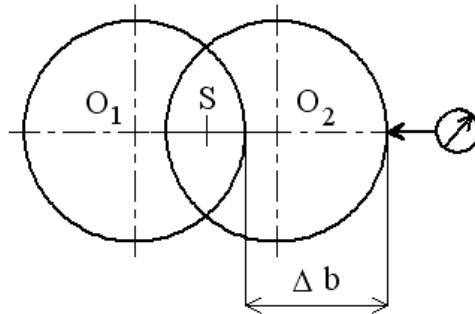
Kontroluje se : - radiální házení  
- axiální házení dle ČSN 20 0301

**Radiální házení** je způsobeno :

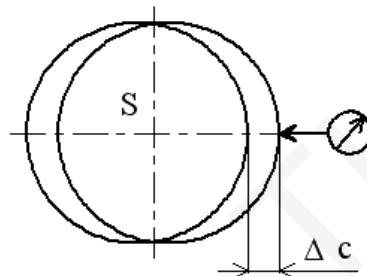
- a) osa vřetena během jedné otáčky mění svou polohu (jedno nebo obě ložiska házejí)



b) nesouosost plochy, na níž měříme, s osou otáčení



c) neokrouhlý tvar příslušné plochy



Výsledné radiální házení naměřené úchylkoměrem je složeno z těchto 3 dílčích házení.  
Pro radiální ložiska je pravidlo, že přední ložisko musí být přesnější a obě dvě by měli házet v jedné rovině ve stejném smyslu.

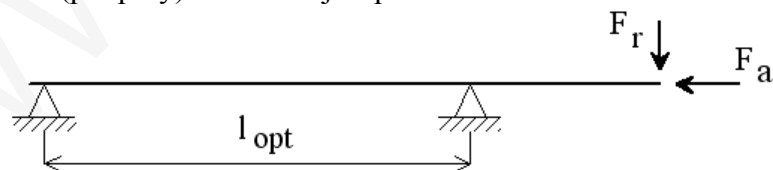
**Axiální házení** je způsobeno :

- axiálním házením ložiska,
- nedokonalou kolmostí čelní plochy k ose natáčení.

Tuto nekolmost odstraníme obrobením čelní plochy po smontování vřetena a jeho otáčením.

Při konstrukci vřetena bereme ohledy na :

a) Vzdálenost ložisek (podpěry) - nutno najít optimální



b) Tuhost vřetena, zejména výběr konstrukčního materiálu a tvarová konfigurace průměrů vřetena.

Hlavní charakteristikou materiálu je modul pružnosti E. Vřetena zatím vyrobeny z ocelí vyhovují požadavkům vysoké statické tuhosti. Pro rychloběžná vřetena se začínají používat materiály kompozitní (grafit-epoxy). Tato vřetena jsou lehčí a není třeba tak velký průřez.

Tvar vřetena má být co nejjednodušší. Počet odstupňovaných průměrů, jak vnějších tak vnitřních, musí být minimální. Určuje jen průměry ložisek.

c) Tuhost uložení, tj. co nejmenší poddajnost, zejména předního ložiska. Toho dosáhneme například zvýšenou geometrickou přesností.

d) Co nejmenší vyložení předního konce vřetena.



## 16.2. Uložení vřeten

Správný výběr ložisek je jedním z nejzávažnějších problémů při konstrukčním řešení uložení vřeten.

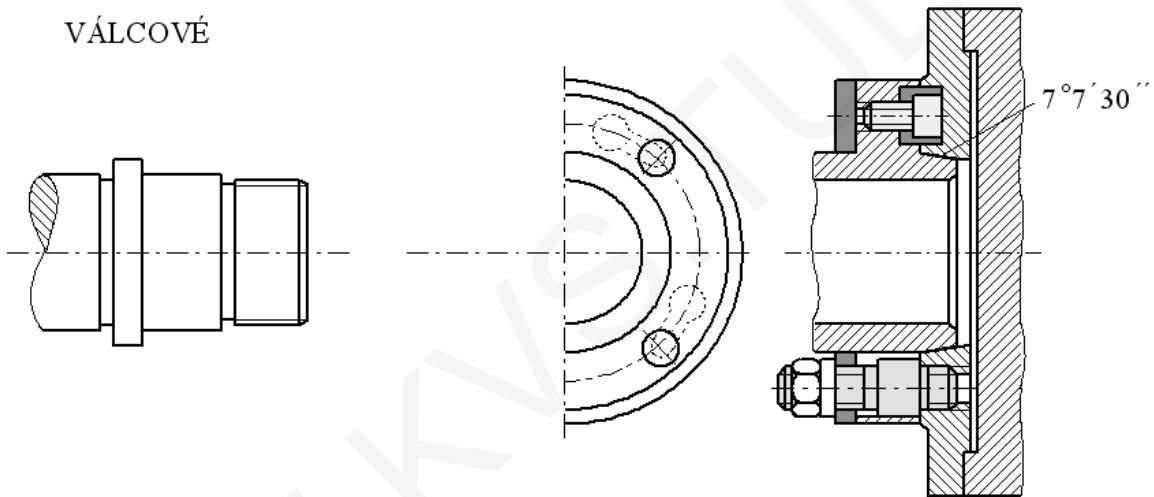
V jednoduchých a podřadných případech se používají kluzná ložiska.

Toho to důvodem je:

- nedokonalé mazání,
- velké hydrodynamické tření a tím vznik tepla,
- změna polohy osy otáčení při změně směru zatížení,
- při změně zatížení a teploty se mění velikost olejového filmu. (Pánev odvádí teplo rychleji než čep, následkem tepelné dilatace čepu se vůle zmenšuje, což by mělo být při zvětšujících se otáčkách obrácené. Abychom tomu zamezili, přivádíme nadbytek oleje do ložiska.)

## 16.3. Ukončení vřeten

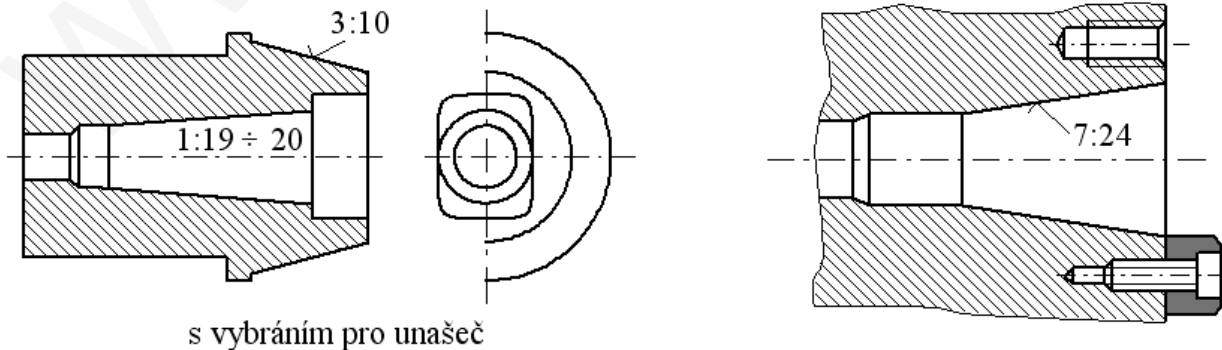
### VÁLCOVÉ



### KUŽELOVÉ

Kuželovitosti (otvorů - trnů) :

<i>Vrtáky</i>	1 : 30	$\alpha \cong 1^{\circ}54'34''$
<i>Metrický</i>	1 : 20	$\alpha \cong 2^{\circ}51'52''$
<i>Morseův</i>	1 : (19÷20)	$\alpha \cong 2^{\circ}51' \div 3^{\circ}$
<i>ISO</i>	7 : 24	$\alpha \cong 16^{\circ}35'40''$
	3 : 10	$\alpha \cong 17^{\circ}03'42''$



## Upínání obrobků

Soustruhy:

Hrotové, speciální, čelní svislé, revolverové, poloautomaty, automaty

Druhy prací:

soustužení (vnějších ploch, vnitřních ploch)

vrtání, vyhrubování, vystružování, vyvrtávání

U modulových závitů na šnečích - stoupání závitů v palcové soustavě  
DIAMETRAL PITCH [DP] je hodnota modulu vyjádřená v palcích

$$s_{DP} = \pi \cdot m = \frac{25,4}{DP} \quad [\text{mm}]$$

CIRCULAR PITCH [CP] - je stoupání závitů v palcích

$$s_{CP} = 25,5 \cdot CP$$

Tuhost vřetene - nejméně

$c_v = 250 \text{ N m}^{-1}$  - u dokončovacích strojů přesných

$c_v = 120 \text{ N m}^{-1}$  - u běžných strojů

Zatížení koníku - < hrotu pro těžké soustruhy  $90^\circ$  jinak  $60^\circ$

nezbytné předpětí  $S_k$

Speciální soustruhy : a) na klikové hřídele - má dva vřeteníky

b) podtáčecí - řízený příčný suport vačkou

Čelní soustruhy (lícní)  $D_{\min} = 0,2 \cdot D_0$   $D_0$  ... maximální oběžný průměr [mm]

Svislé soustruhy - (karusely) jednostránkové

dvoustránkové

ØD v řadě R10 od Ø 800 mm do Ø 20 ÷ 24 mm

Limitní tech. parametry:  $F_t$  ... hlavní složka řezné síly

moment: 
$$M = F_t \cdot \frac{(0,6 \div 0,75) \cdot D_o}{2}$$

otáčky: 
$$n_{\min} = \frac{1000 \cdot v_{\min}}{\pi \cdot D_{\max}} \Rightarrow v_{\min} = (10 \div 20) \text{ m} / \text{min}$$

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot v_{\max}}{\pi \cdot D_{\min}} \Rightarrow v_{\max} = (30 \div 120) \text{ m} / \text{min}$$

posuv  $s = 0,15 - 0,5 \text{ mm/ot}$

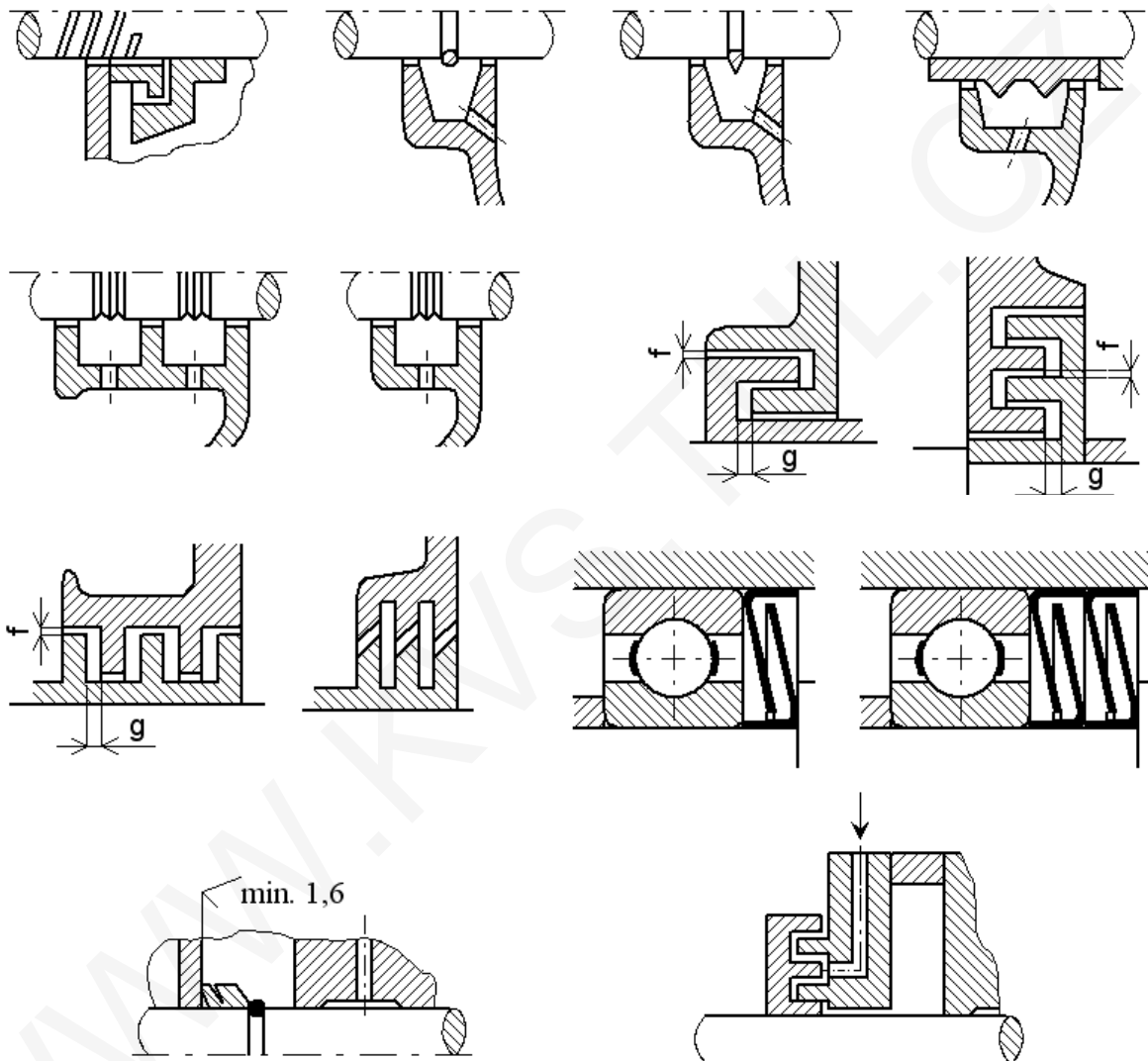
$s = 5 - 30 \text{ mm/ot}$

výkon:  $P = \frac{F_t \cdot v}{60 \cdot \eta}$  [kW]

$F_t = [kN]$

$v = [m/min]$

### 16.4. Těsnění vřeteníků



## 16.5. Mazání

Porovnání důležitých vlastností tří hlavních způsobů mazání je v tabulce :

Vlastnost	Způsob mazání		
	plastickým mazivem	minimálním množstvím oleje	průtokem chlazeného oleje
Rychloběžnost uložení	nejmenší	střední	největší
Ztráty v uložení	nejmenší	málo větší	veliké
Zvýšení teploty	malé	větší	nejmenší
Trvanlivost mazání	omezená	neomezená	neomezená
Složitost konstrukce vřeteníku	nejmenší	větší	největší
Náklady pořizovací + provozní	nejmenší	malé až střední	veliké
Energetická náročnost	žádná	malá	veliká
Nároky na údržbu	nutnost obnovit mazání	malé	veliké

## 16.6. Příklady vřeteníků ( Katalog SKF )

Obr.1. Typické uložení vřetena s vysokou radiální a axiální tuhostí. Vhodné použít u soustruhu. V přední podpěře je použito ložisko NN 30K s axiálním ložiskem SKF.

Obr.2. Pro vyšší rychlosti než příklad 1, protože je použito kuličkových ložisek, která mají menší stykovou plochu než válečková. Axiální síly zachycují kuličková ložiska ve skupině typu T - O.

Obr.3. Pro vyšší rychlosti než 1 a 2. Použita jsou dvě uložení typu O. Tuhé spojení s hřídelem.

Obr.4. Dovoluje vyšší rychlosti, ale má menší tuhost než 2 a nepřenesete tak vysoké axiální zatížení.

Obr.5. Pro velké průměry hřídelů a tím má vysokou tuhost. Použití pro velké soustruhy.

Obr.6. Pro vysoké tuhosti v radiálním a axiálním směru. Typický příklad pro frézky. Tak je konstruováno vřeteno VF 120.

Obr.7. Nejtýpickejší uspořádání pro vysoké rychlosti, ale malé zatížení.

Obr.8. Pro vysoké rychlosti, ale má vyšší tuhost než v případě 7.

Obr.12. Reprezentuje uspořádání s vysokou radiální tuhostí.

Obr.15. Typické uložení pinoly koníku.

Obr.16. Příklad uložení vřetena brusky, kde je potřebná velká tuhost a přesnost.

Obr.17. Použití ložisek MNU, kde je potřeba malý vnější průměr.

Obr.18. Hydrostatické ložisko se systémem škrcení závislým na zatížení.

### **16.7. Vysokootáčková vřetena pro rychlostní obrábění**

V dnešním trendu automatizovaných výrobních systémů už je skoro vyčerpána rezerva snižování vedlejších časů a prostojů. Hlavní úkol padá na snižování hlavních časů. Dnes už máme vysokoproduktivní řezné nástroje z keramiky, přírodního nebo syntetického diamantu nebo jiných syntetických supertvrdých materiálů. Např. použitím diamantové pily rozřezáváme desky pro polovodiče.

S rychlostním obráběním je spojeno jméno Carla Salamona (20. léta našeho století). Dělal pokusy na frézkách vyšší rychlostí (440 m/min - ocel, 16 500 m/min - Al) a vyvrátil Taylorovu teorii o maximálních řezných rychlostech, po překročení kterých dochází k poškození nástroje.

Takže existuje teorie s praktickými ukázkami, že po překročení oblasti kritických rychlostí, při kterých se nástroj poškozuje, vzniká další možnost obrábění a přitom prudce klesá teplota řezání. Už v šedesátých letech americká letecká firma při frézování leteckých tenkostěnných součástek dosáhla na valivě uloženém vřetenu otáček  $18\,000\text{ min}^{-1}$ .

Výzkumy potvrdili přednosti vysokorychlostního frézování :

- při zvýšených řezných a posuvových rychlostech se podstatně snižuje řezná síla,
- převážnou část tepla vzniklého při obrábění odvádějí třísky,
- podstatně se zvyšuje výkon stroje.

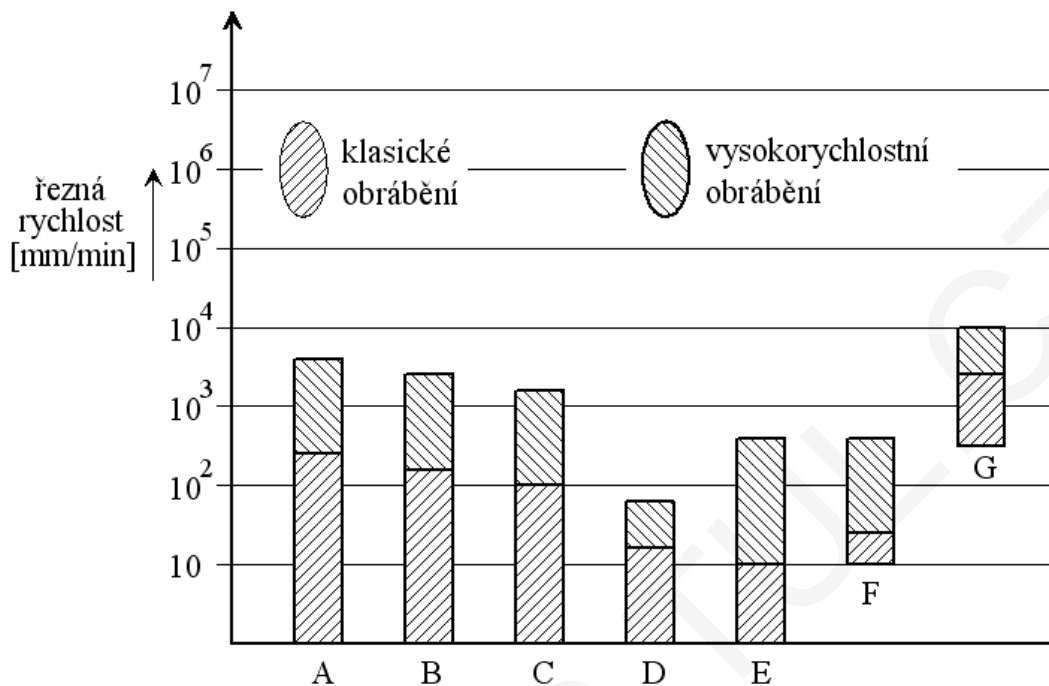
#### **16.7.1. Parametry rychlostního obrábění**

Jednoznačná klasifikace neexistuje. V literatuře se setkáváme s pojmy :

- klasické
- vysokorychlostní
- ultravysokorychlostní obrábění

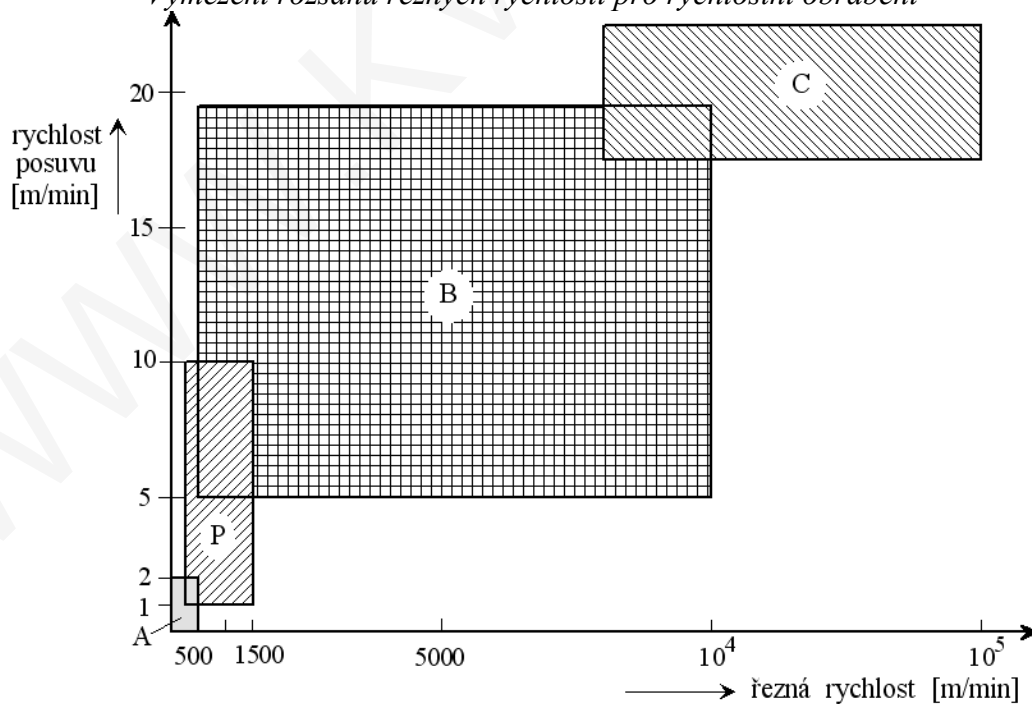
Ultravysokorychlostní obrábění se provádí zatím experimentálně a dosahuje řezných rychlostí  $9\,000 \div 720\,000\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ .

Rozsahy řezných rychlostí při třískovém obrábění



A - soustružení      C - vrtání      E - vystružování      G - broušení  
 B - frézování      D - protahování      F - řezání

Vymezení rozsahu řezných rychlostí pro rychlostní obrábění

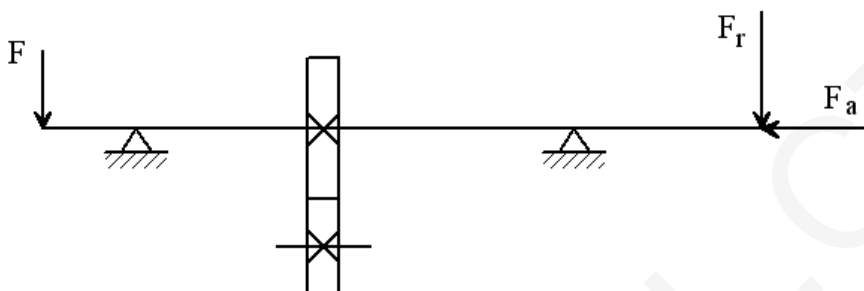


A - klasické obrábění      B - rychlostní obrábění  
 P - přechodová oblast      C - ultrarychlostní obrábění

## 16.7.2. Konstrukce vysokorychlostních vřeten

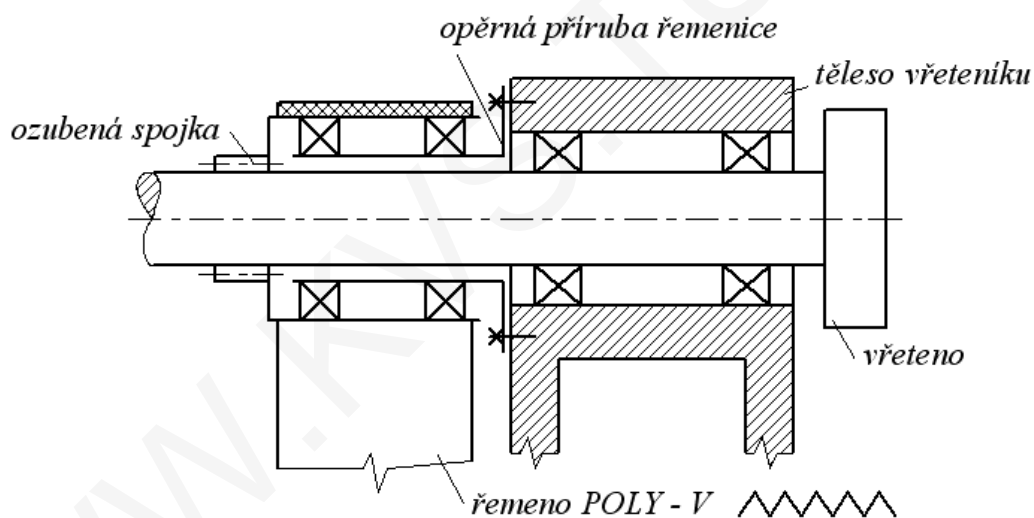
U konstrukce vřeten klademe velký důraz na :  
- pohon,  
- uložení

Při výpočtu vřeten musíme uvažovat nejen řeznou sílu a její složky na konci vřeten, ale také ohybový moment od pohonu, např. od řemenice nebo od ozubených kol mezi opěrkami.



Vhodnou konstrukční koncepcí můžeme vyloučit ohybové síly od řemenice.

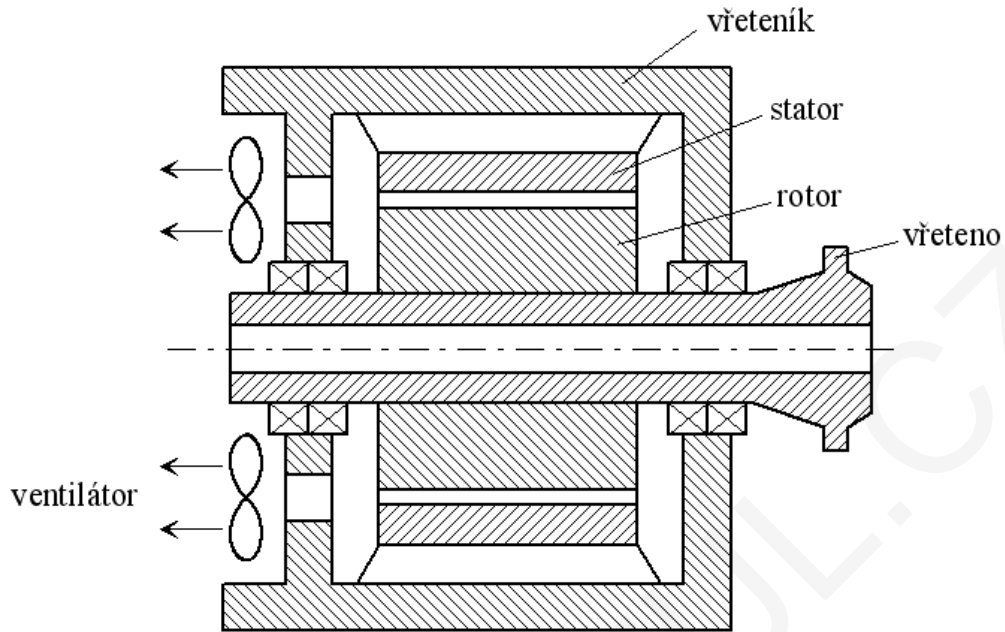
### Soustruh SAB 40 Kovosvit Sezimovo Ústí



V tomto případě uložení řemenice, kde opěrná příruba řemenice je chycena na těleso vřeteníku, se eliminuje vliv tahu řemene na deformaci vřetená.

Dosud jsou známy tři způsoby provedení vysokootáčkových vřeten:

- na magnetickém uložení obr. 21
- aerostatické vřeteno s uložení na aerostatických ložiscích
- vřetenová jednotka s integrovaným pohonem



Na vřetenech vznikají kmitání + další kmity od motoru => obrobek není pravidelně válcový => řešení pomocí elektrovřeten (nedostatkem je to, že se musí elektrovřeteno chladit)

Pohon se zabudovává přímo do vřetenové jednotky, tj. mezi uložení. Jeden z příkladů je vřetenová jednotka s integrovaným pohonem.

Vývoj integrovaných pohonů je podmíněný vývojem nových tvrdých magnetických materiálů (na bázi Cobaltu nebo slitin  $\text{SnCO}_5$ ).

Otáčky dosahují až  $100\,000\text{ min}^{-1}$ .

Další důležitý faktor pro konstrukci je uložení limitující rychlost vřetena. Musí být při vysokých frekvencích :

- dostatečně tuhé,
- přesné,
- mít vysokou trvanlivost.

Uložení musí mít vysokou tuhost. Při nerovnoměrném nárůstu teploty klesá původní předpětí. Proto musí být předpětí v ložiskách vyšší. Výrobci uvádějí axiální posunutí ve tvaru exponenciály :

$$\delta_{ax} = K \cdot F^a \cdot z^b \cdot d \cdot \sin^c \alpha$$

$\delta_{a,x}$  - axiální posunutí ložiska [mm]

F - předpětí [N]

z - počet valivých tělísek

d - průměr valivých tělísek [mm]

$\alpha$  - úhel styku [deg]

K,a,b,c - konst.

$\delta \approx 0,0212$



Mluvili jsme o termické stabilitě uložení. Z hlediska maximálních frekvencí otáček je nejvýhodnější elektromagnetické uložení. Vyznačuje se extrémně vysokou tuhostí a automatickým vyvažováním osy vřetena. obr.21

Správnou funkci uložení vřetena zabezpečuje nákladná řídicí elektronika, která brání jeho rychlejší aplikaci v praxi.

Další způsob uložení je aerostatický, tj. na vzduchovém filmu. Otáčky jsou až 100 000 min<sup>-1</sup>. Toto uložení vyžaduje přívod vzduchu, přívod vody pro chlazení, přívod el. energie pro pohon. U aerostatického uložení je přesnost rotačního pohybu 0,19 ÷ 0,3 μm, je to 6 ÷ 7 krát vyšší přesnost než geometrická, protože se vytváří vzduchový film. Používá se u přesného broušení, protože má velmi nízkou tuhost.

Pro vysokootáčková vřetena používáme nových nekonvenčních materiálů pro výrobu kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Aplikuje se keramická kompozice na bázi keramiky nitridu (Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>) - kuličky a kroužky z ložiskové oceli. Tento keramický materiál poskytuje vynikající vlastnosti : pevnost v tlaku, tvrdost, houževnatost a má nízkou hustotu v porovnání s ocelí. Z toho plyne, že má malou hmotnost. Takto vytvořené ložisko můžeme používat v prostředí při 200 až 500 °C.

Hybridní ložiska mají tyto přednosti :

- kuličky dobře snášejí teploty do 1000 °C,
- odolné proti korozi,
- mají nízkou hustotu - malé odstředivé síly,
- vysoký modul pružnosti (50% než ocel),
- nízký koeficient tření (bez mazání).

Kuličky z keramiky lze opracovat a leštit jako ocelové.

#### Rychloběžná vřetena

Měřítka rychloběžnosti:  $M = n \cdot d_s$  [mm/min]

předepnutí NN 30k max	30μm	
házení - tolerance radiální	2-5μm	čelní 1-4μm
mazání - plastickým mazivem		
- minimem oleje (olej + vzduch)		
- průtokem chlazeného oleje		

Výp.množství maziva

Mazivo plastické:

$$Q = q_b \cdot d_s \cdot B \cdot 10^3 \quad [\text{cm}^{-3}]$$

$q_b$ .....součinitel velikosti  $d < 100 \quad q_b = 1$

$d > 100 \quad q_b = 1,5$

$d_s$ .....stř. prům. ložiska [mm]

$B$ .....šířka [mm]

Mazivo olejové

$$Q = q \cdot d_{\min} \cdot B \cdot 10^2 \quad [\text{mm}^3/\text{h}]$$

$q = 1 \div 3$  válečková ložiska

$2 \div 3$  kuličková ložiska

$d_{\min}$  [mm]...minimální průměr hřídele

B.....šířka [mm]

Užívaná ložiska N 10

NN 30

70-72

válečková jednořad.

dvouřadé válečkové

s kosoúhlým stykem

1,2 .....25<sup>0</sup>

0 .....15<sup>0</sup>

2344 dvouřadé - EXCELO-s

2468 kosoúhlým stykem

rozsah  $n = 5000 \div 8000 \text{ min}^{-1}$

Trvanlivost pro obr.stroje  $L_n = 20000 \div 30000 \text{ hod.}(10^6 \text{ ot.})$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

C - dynamická únosnost [N]

P - ekvivalentní dynamické zatížení[N]

m - mocnitel: 3 - ložiska s bodovým stykem

10/3 - ložiska s čarovým stykem

Deformace (pružné) ložisek při

zatížení valivého tělíska:  $Q = \frac{5 \cdot F_r}{z \cdot \cos \alpha}$

$D_w$  = průměr valivého tělíska

$l_w$  = Délka valivého tělíska (stykové plochy)

DVOUŘADÁ KULIČKOVÁ

$$\Delta r = \frac{0,0032}{\cos \alpha} \cdot \left( \sqrt{\frac{Q^2}{D_w \cdot 10^2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [\text{mm}] \quad Q \dots [\text{N}]$$

## JEDNOŘADÁ KULIČKOVÁ (s kosoúhlým stykem)

$$\Delta r = \frac{44 \cdot 10^{-5}}{\cos \alpha} \cdot \sqrt{\frac{Q^2}{D_w}} \quad [\text{mm}]$$

## VÁLEČKOVÁ LOŽISKA

$$\Delta r = \frac{8 \cdot 10^{-5}}{\cos \alpha} \cdot \frac{Q^{0,9}}{l_w^{0,8}} \quad [\text{mm}]$$

$$l_w = (1 \div 1,4) \cdot D_w$$

průměr valivého tělíska  $D_w = q_1 \cdot (D - d)$

$q_1 \dots 0,21 \dots 0,33$

$0,25 \dots 0,32$

$0,205 \dots 0,257$

kul. jednořadá

kul. s kosoúhlým stykem

válečková

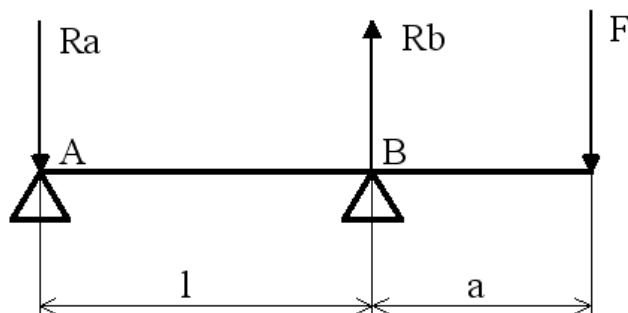
počet tělísek:  $z = q_2 \cdot \frac{D + d}{D_w}$

$q_1$  a  $q_2$  součinitele uvedeny v tab.

Druh ložiska:

	$q_1$		$q_2$	
	od.....do		od ....do	
<u>Radiální ložiska</u>				
Kuličková, jednořadá	0,216	0,33	0,99	0,89
Kuličková, dvouřadá	0,2	0,28	1,39	1,19
Kuličková s kosoúhlým stykem dvouřadá	0,25	0,32	1,4	1,24
Kuličková naklápěcí	0,217	0,238	1,33	1,07
Válečková	0,205	0,257	1,24	0,97
Soudečková	0,259	0,289	1,36	1,15
Soudečková naklápěcí	0,233	0,278	1,4	1,15
Kuželíková	0,22	0,28	1,6	1,3
Jehlová bez klece	0,13	0,21	1,57	1,57
Jehlová s klecí	0,13	0,21	0,78	1,0
<u>Axiální ložiska</u>				
Kuličková	0,318	0,386	1,42	1,19
Naklápěcí soudečková	0,237	0,253	1,12	1,07
Axiální s kosoúhlým stykem kuličková	0,34	0,38	1,41	1,23
Válečková	0,27	0,35	0,85	1,2

Příklad uložení vřetene všeobecným výpočtem optimální vzdálenosti ložisek.  
 Jak víme tuhost vyjadřuje odolnost proti přetvoření



$$k = \frac{F}{y} = \frac{\text{zátížení}}{\text{deformace}}$$

Nakreslíme si zjednodušené schéma uložení.

Tuhost:  $k = \frac{F}{s}$

F - axiální zatížení má menší hodnotu a řekneme, že vřeteno od této síly se bude deformovat málo. Nejdříve budeme uvažovat o průhybu tělesa vřetena.

Podpory uvažujeme jako nepoddajné.

- ložiska jako stykové body
- průhyb vřetene podle nákresu

- v bodě B bude mít ohybová čára určitý sklon - charakterizovaný úhlem  $\varphi$ .

- budeme hrát, že v bodě B vřeteno je jako nosník vetknutý.

Celkový průhyb na převislém konci vřetena můžeme brát jako součet průhybu na konci vřetena  $s_2$  a průhybu vřetena mezi ložisky  $s_1$ :

$$s_F = s_1 + s_2$$

Pokud úhel  $\varphi > 0$ , potom platí:

$$s_1 - \varphi \cdot a = 0 \quad \text{protože } \tan \varphi = \varphi$$

Reakce v bodě A, B,  $F \cdot a - R_A \cdot l = 0 \quad \Rightarrow$

$$R_A = \frac{F \cdot a}{l}, \quad R_B \cdot l - F \cdot (l + a) = 0, \quad R_B = \frac{F \cdot (l + a)}{l}$$

nebo úhel sklonu:

$$\varphi = \frac{s_A}{l}$$

Pro malé úhly deformace  $s_A$  se rovná:

$$s_A = \frac{M(A)}{E.I_1} \quad - \text{ je to myšlený průhyb od reakce } R_A$$

ohybová tuhost

Moment k určitému místu:

$$M(A) = R_1 \cdot \frac{2}{3} \cdot l = \frac{2 \cdot R_A \cdot l^3}{2 \cdot 3} = \frac{F \cdot a \cdot l^2}{3}$$

$$R_1 = \frac{R_A \cdot l^2}{2}$$

Kde  $R_1$  bude trojúhelníková momentová plocha.

Z toho moment bude:

$$M(A) = \frac{2 \cdot R_A \cdot l^3}{2 \cdot 3} = \frac{F \cdot Q \cdot l^3}{3 \cdot l} = \frac{F \cdot Q \cdot l^2}{3}$$

Potom myšlený průhyb  $s_A$ :

$$s_A = \frac{F \cdot a \cdot l^2}{3 \cdot E \cdot I_1} \quad \Rightarrow \quad \varphi = \frac{s_A}{l} = \frac{F \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot I_1}$$

Úhel sklonu po dosazení:

$$\varphi = \frac{F \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot I_1}$$

Průhyb od úseku nosníku mezi ložisky:

$$s_1 = \varphi \cdot a = \frac{F \cdot a^2 \cdot l}{3 \cdot E \cdot I_1}$$

Obdobně můžeme dostat:

$$s_2 = \frac{F \cdot a^3}{3 \cdot E \cdot I_2}$$

Takže průhyb předního konce vřetene od síly  $F$ , pokud podpory jsou nepoddajné:

$$s_F = s_1 + s_2 = \frac{F \cdot a^2 \cdot l}{3 \cdot E \cdot I_1} + \frac{F \cdot a^3}{3 \cdot E \cdot I_2} = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{l}{I_1} + \frac{a}{I_2} \right)$$

Tuhost vřetena je však dále ovlivněna tuhosti uložení, t.j. deformacemi obou ložisek způsobený reakcemi  $R_A$  a  $R_B$ .

Deformaci ložisek můžeme vyjádřit poddajnosti nebo tuhosti ložisek. Ovšem vypočítat nebo změřit tyto hodnoty je obtížné, proto volíme výpočet deformací ložisek.

deformace  $y_A$  - v ložisku A

deformace  $y_B$  - v ložisku B

deformace  $y_L$  - od ložisek

Z podobnosti trojúhelníků můžeme psát:

$$\frac{y_L + y_A}{a + l} = \frac{y_A + y_B}{l}$$

Potom:

$$(y_L + y_A) \cdot l = (y_A + y_B) \cdot (a + b)$$

$$y_L = y_A \cdot \frac{a}{l} + y_B \cdot \frac{(a + b)}{l}$$

Deformace v ložiscích A a B spočítáme dle radiálního posunutí (protože máme jenom zad. zatížení) válečkových ložisek.

$$y_{A/B} = \frac{7,68 \cdot 10^{-5}}{\cos \alpha} \cdot \frac{Q^{0,9}}{l_a}$$

$\alpha$  - úhel styku

$l_a$  - délka válečku

Po zjištění průměru válečku můžeme v katalogu ložisek najít  $l_a$  délku válečku.

Výsledná deformace předního konce vřetene bude:

$$s = s_F + y_L$$

Pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek počítáme s minimálním průhybem a ten dostaneme z okrajových podmínek t.j.:

$$\frac{\delta_s}{\delta_l} = 0$$

## 17. REALIZACE PŘEVODŮ - Rotační na přímočarý pohyb

Ústrojí pro přímočarý pohyb slouží ke změně točivého pohybu na posuvný.

1. Šroub a matice
2. Šnek a ozubený hřeben
3. Šnek a šnekový hřeben
4. Pastorek a ozubený hřeben
5. Vačky
6. Klikový mechanismus
7. Kulisový mechanismus

### 17.1. Šroub a matice

- a) otáčí se matice - šroub stojí
- b) otáčí se šroub - matice stojí

Přesné šrouby v praxi označujeme jako vodící ! (Uskutečňují vazbu mezi vřetenem a posuvem při řezání závitů.)

- Závit :
1. lichoběžníkový (běžný)
  2. plochý
  3. pro kuličkovou matici

Délka matice L : pro pohybové šrouby  $L = (1,5 \div 2) ds$   
pro vodící šrouby  $L = (2 \div 3) ds$  (délka až 4m)

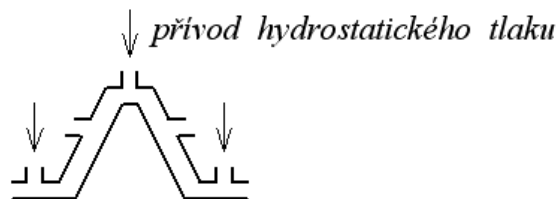
Šroub ocelový  $R_m = (700 \div 800)$  MPa

Matice bronzová :  $p = (1,5 \div 2,5)$  MPa pro vodící šrouby  
 $p < 12$  MPa pro pohybové šrouby s bronzovou maticí  
 $p < 8$  MPa pro pohybové šrouby s litinovou maticí

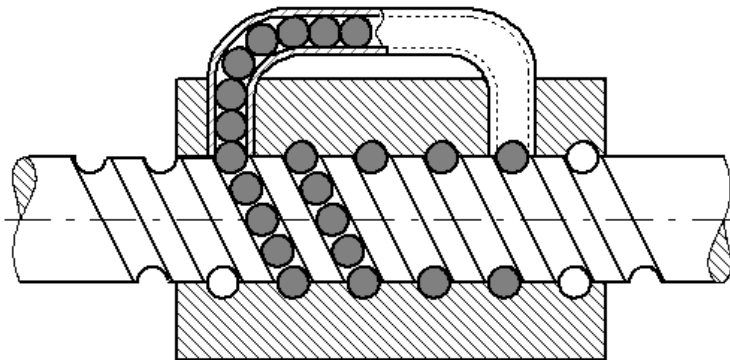
Výhody : šroub je tuhý, převod jednoduchý, dobrá kontrola a tolik se neopotřebovávají.

Nevýhody : vůle.

Hydrostatická matice :

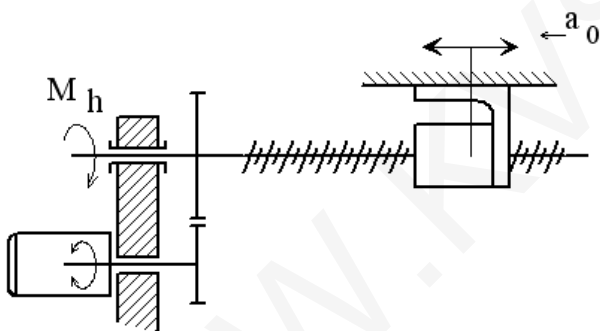


### 17.1.1. Kinematický princip kuličkových šroubů

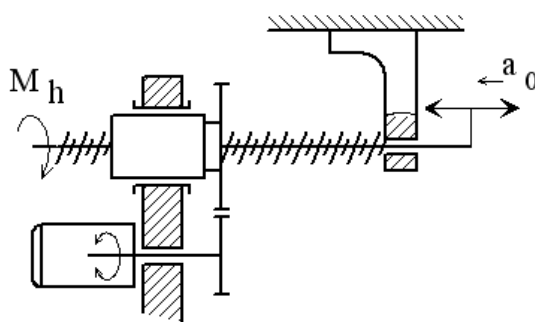


Šroub a matice nejsou v přímém styku, nýbrž jsou odděleny kuličkami, které se odvalují na souhlasných závitových drahách na šroubu a v matici. Oběžná dráha v matici je v několika závitech naplněna kuličkami, které se odvalují a tím je kluzné tření nahrazeno valivým.

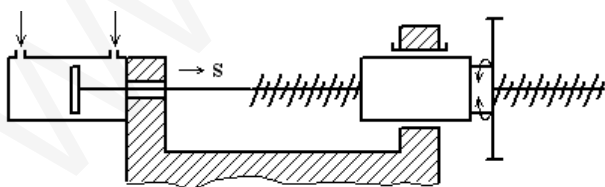
Odvalující se kuličky na koncích matice narážejí na deflektory, které usměrní kuličky do převáděcích kanálů. Kuličky postupují kanálem do převáděcí trubky nebo do kanálu, který je vytvořen převáděcí příložkou. Je to uzavřený systém, ve kterém při otáčení šroubu nebo matice kuličky neustále cirkulují v jednom či ve druhém smyslu. Otáčíme-li šroubem, matice se posouvá přímočarým pohybem a otáčíme-li maticí, šroub koná přímočarý pohyb.



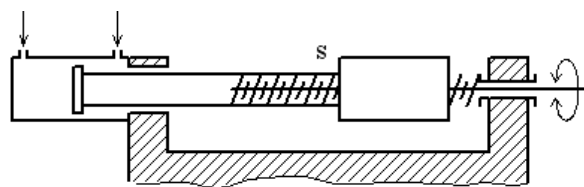
*šroub se otáčí  
a posouvá maticí*



*matice se otáčí  
a posouvá šroubem*



*šroub se posouvá  
a otáčí maticí*



*matice se posouvá  
a otáčí šroubem*



## 17.1.2. Kuličkové matice

Pokud osová vůle šroubu a matice není na překážku, používá se jedna matice. Pomocí dvou matic lze vůli zcela vymezit nebo vyvolat předepnutí osovou silou, čímž se zvýší osová tuhost kuličkového převodu. Vymezení vůle nebo předepnutí je nastavitelné na stálou hodnotu již při výrobě převodu nebo lze velikost předepnutí měnit dodatečně po montáži do stroje. (Matice předepnuté bez vůlí na 20 % posuvové síly.)

Vymezování vůle u posuvu šroubů

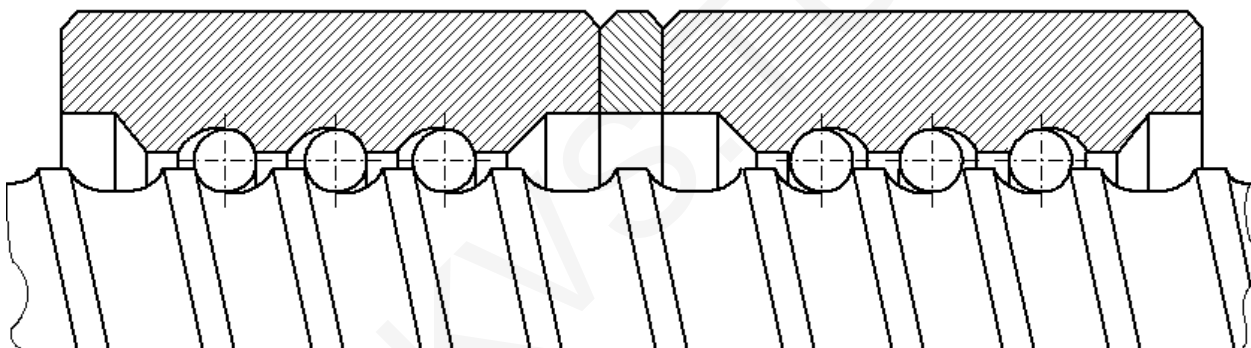
Na pevno

- svěrná (radiálně)
- s klínem (dvě matice odtlačeny od sebe klínem)

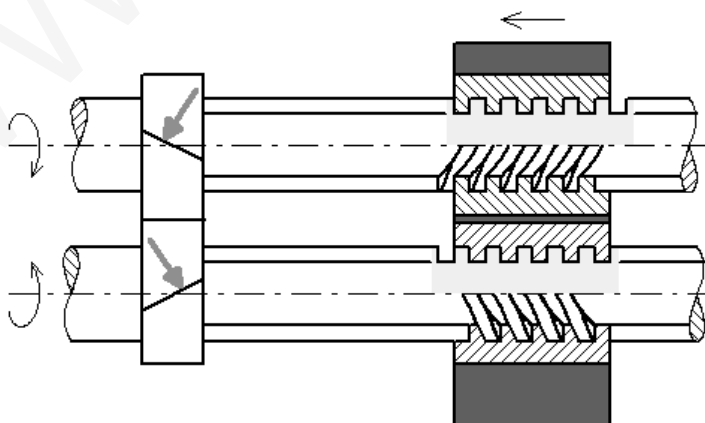
Pružné

- s ozubením (dvě matice, které se natáčejí čelním ozubením přes pružinu)
- s tlakovým olejem (dvě matice jedna pevná druhá axiálně posuvná)

*Vymezení vůle pomocí dvou matic*



*Vymezení vůle pomocí dvou vodících šroubů*

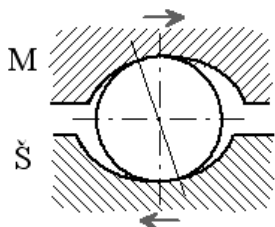


Jelikož únosnost kuličkového převodu je závislá na počtu nosných kuliček v matici, dodávají se převody s různými délkami matic podle volného počtu nosných závitů. Na konce matic lze upevnit stěrače, které zabrání pronikání nečistot na valivé dráhy a na kuličky. Jako stěračů lze použít kartáčů, plstí nebo umělé hmoty.

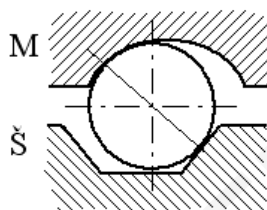
Kuličkové matice jsou vyráběny z ocelí 14 109.3 (chromová ocel), které po tepelném zpracování dosahují tvrdosti  $62 \pm 1$  HRC. Vysoká povrchová tvrdost všech elementů je zárukou pro trvanlivost kuličkového převodu.

Různé tvary profilů kuličkových matic :

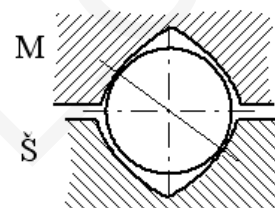
1. s dvoubodovým stykem



*Nejužívanější  
- možné nejvyšší zatížení*

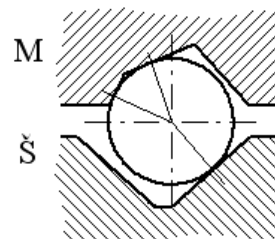
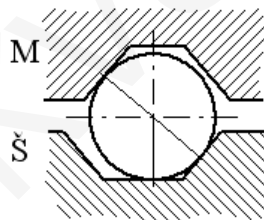
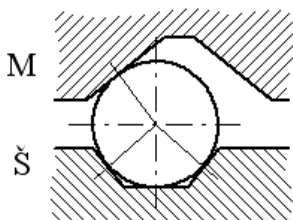


*Kombinovaný  
- snadnější výroba*

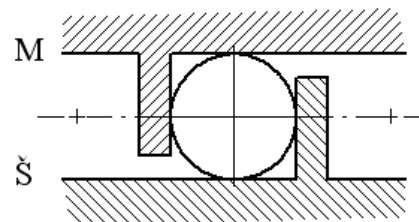
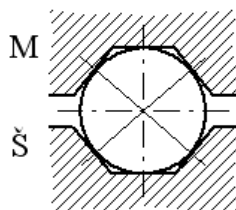
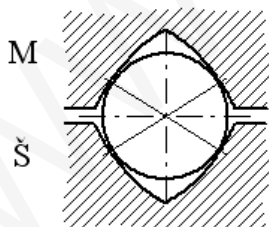


*Gotický  
- lepší účinnost,  
menší zatížení*

2. s třibodovým stykem



3. s čtyřbodovým stykem



### 17.1.3. Kuličkový šroub

Kuličkové šrouby se vyrábějí z ocelí 14 260.9 (křemíkochromová) nebo 15 230.9 (chromvanadová).

Kuličkové šrouby se vyrábějí do délky 5 m. Průměr  $d_0$  je v řadě 8, 12, 16, 20, 32, 40 mm. Stoupání je 5, 10, 20 mm.

Při namáhání kuličkového šroubu na tlak, zvláště jedná-li se o šrouby větší délky, je zapotřebí při volbě kuličkového převodu brát ohled na způsoby uložení konců šroubu (jednostranné nebo oboustranné uložení).

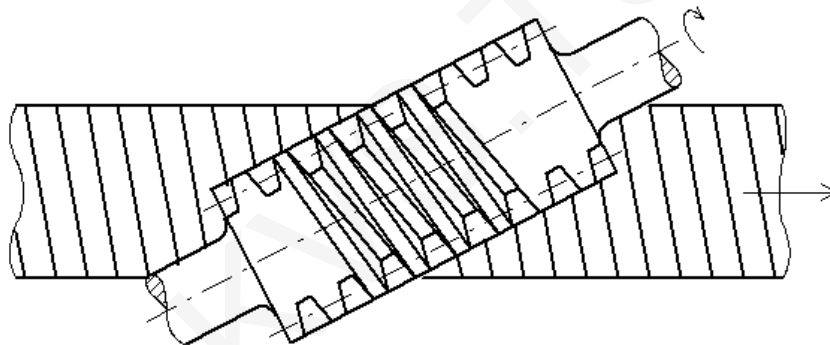
#### 17.1.4. Účinnost a maximální otáčky kuličkového převodu

Účinnost kuličkového převodu je závislá na zvoleném stoupání pro daný průměr a dosahuje hodnot větších než 90 %. Proto také rozběhový moment pro kuličkový šroub je o 2/3 až 3/4 menší než u kluzného převodu. Vysoká účinnost bez předpětí má za následek jeho nesamosvornost.

Jsou-li otáčky větší než  $100 \text{ min}^{-1}$ , je nutno stanovit hodnotu kritických otáček pro daný rozměr hřídele s ohledem na uložení konců šroubu a působící axiální sílu. Horní hranice doporučených otáček je 80 % otáček kritických.

#### 17.2. Šroub a ozubený hřeben

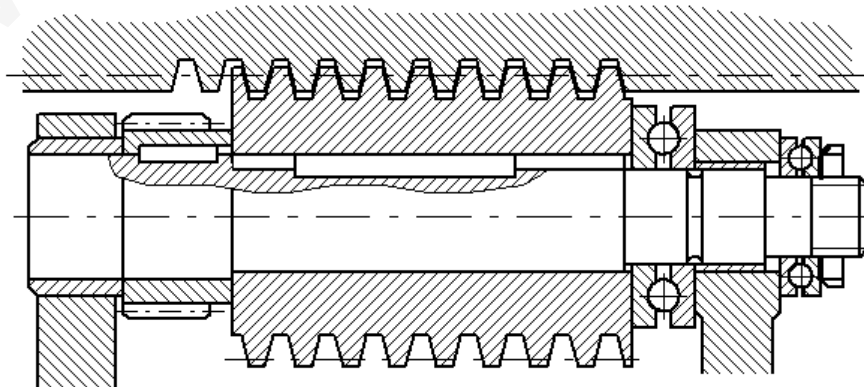
Osy šneku a ozubeného hřebenu jsou mimoběžné.



- styk v úsečkách, možnost velkého převodu do pomalu, možnost dobrého mazání (broděním)  
Špatná účinnost malá životnost (rychlé opotřebení) - užívá se zřídka (ojediněle).  
Použití : rychlé dlouhé posuvy

#### 17.3. Šnek a šnekový hřeben

Osy šneku a šnekového hřebene jsou rovnoběžné (šnek  $\approx$  šroub, hřeben  $\approx$  matice).



Délka styku je  $8 \div 10$  roztečí. Spodní část šneku brodí v oleji.

Tento převod má velkou tuhost (bezvůlovost), o málo vyšší účinnost a malý převod pro malý rozměr.

Použití : dlouhé závity (hoblovky)

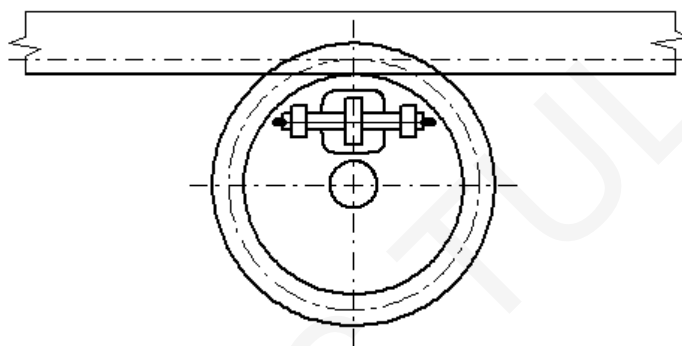
Materiál :

šnek - ocel , hřeben - bronz  $p_d = 8 \div 12$  MPa

nebo šnek - ocel , hřeben - litina  $p_d = 4 \div 6$  MPa

#### 17.4. Pastorek a ozubený hřeben

Tento převod je často užívaný pro menší převod (rychlejší pohyb) do pomala a je vhodný pro velké délky. Je často užívaným převodem při odměřování délek



Přesnost převodu pastorek - ozubený hřeben je menší než u šroubu a matice (stoly hoblovek). Má lepší účinnost, menší přesnost a proto je nutné vymezit vůle. Vymezení vůle se provádí na pastorku dělením a předepnutím kol proti sobě.

#### 17.5. Vačky

Vačky umožňují realizaci složitých pohybů na krátkých dráhách. Tento převod má vysokou tuhost a velkou spolehlivost.

U převodu vačkami je možnost volby zdvihové závislosti (rychlost pohybu lze během otáčky měnit).

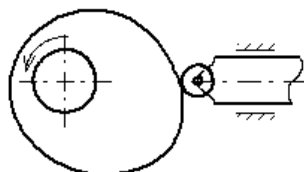
Materiál vaček : 12 020 ; ( 15 251, 14 340 )

*jednostrané*

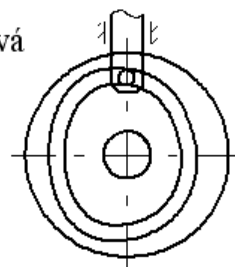
*oboustrané*

ROVINNÉ (ploché)

čelní

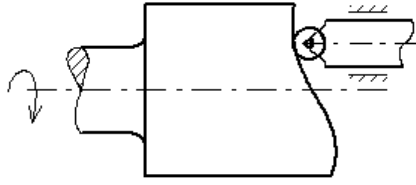


obvodová

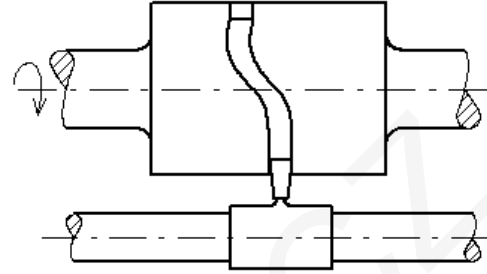


PROSTOROVÉ (bubnové)

čelní



obvodová



Dráha :  $y = f(x) = u \cdot f(t)$

Rychlost :  $v = \frac{dy}{dt} = u \cdot \frac{df(t)}{dt}$

Zrychlení :  $a = \frac{dv}{dt} = u^2 \cdot \frac{d^2 f(t)}{dt^2}$

$\rho = g(\psi) , y = g(\psi) - \rho_0$

$v = \frac{dy}{dt} = \omega \cdot \frac{dg(\psi)}{d\psi}$

$a = \frac{dv}{dt} = \omega^2 \cdot \frac{d^2 g(\psi)}{d\psi^2}$

Přímka :

$x = u \cdot t = \omega \cdot r \cdot t$

$y = v \cdot t = \varepsilon \cdot x$

$v = konst.$

$a = \infty$

Kosinusoida :

$y = \frac{h}{2} \cdot \left( 1 - \cos \frac{\pi \cdot x}{x_h} \right)$

$v = \frac{\pi \cdot u \cdot h}{2 \cdot x_h} \cdot \sin \frac{\pi \cdot x}{x_h}$

$a = \frac{\pi^2 \cdot u^2 \cdot h}{2 \cdot x_h^2} \cdot \cos \frac{\pi \cdot x}{x_h}$

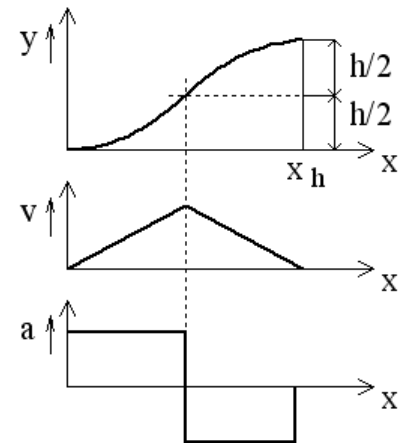
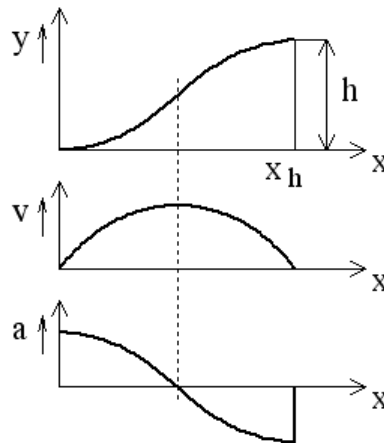
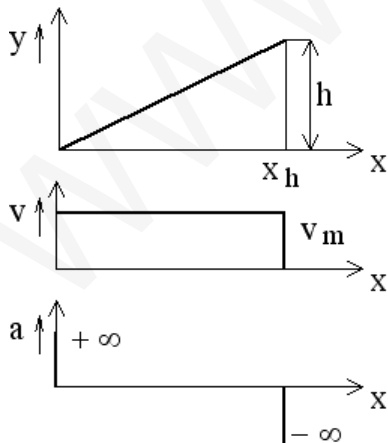
Parabola :

$0 < x < \frac{x_h}{2}$

$y = \frac{a \cdot t^2}{2} = \frac{a \cdot x^2}{2 \cdot u^2}$

$v = \frac{a}{u} \cdot x$

$a = |a|$

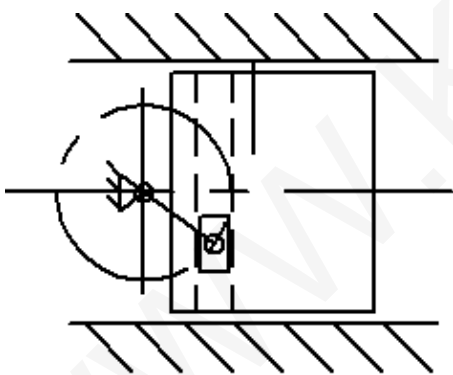


## 17.6. Klikový mechanismus

Základ lisů - čtyřkloubový mechanismus

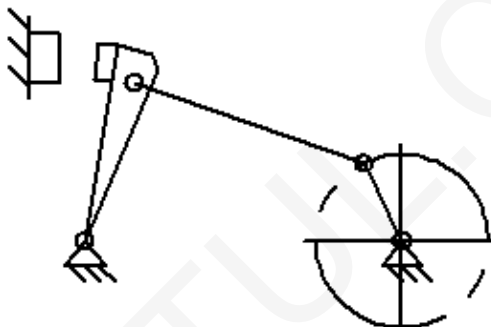
### 1. Klikové lisy

**rrrp** výstředníkové a klikové lisy  
pro stříhání a objemové tváření



vodorovné kovací stroje a automaty

**rrrr** použití: tabulové nůžky, automaty na  
.....

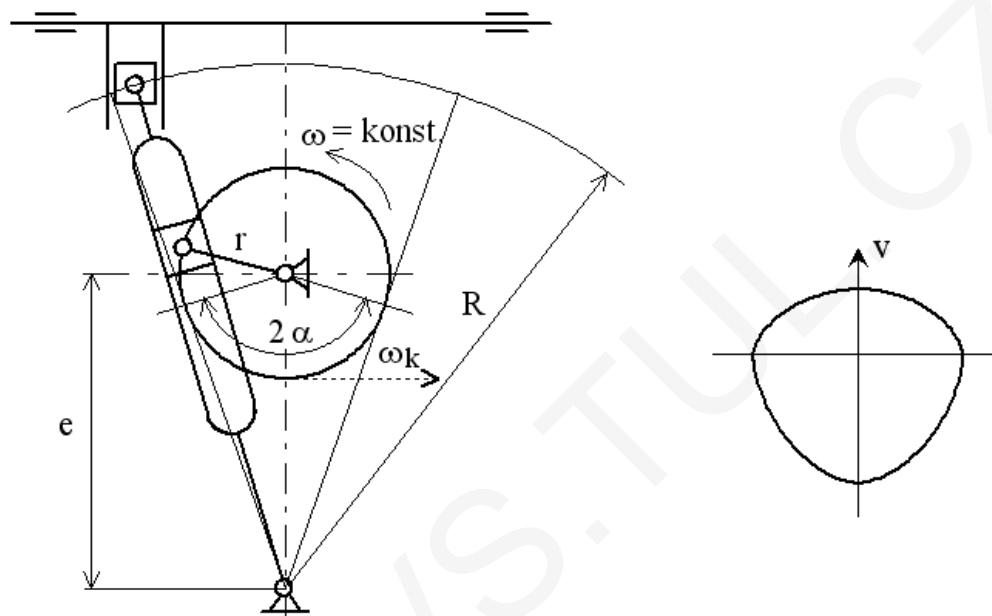


**rrpr** rotační kovací stroje

## 17.7. Kulisový mechanismus

Existují různé obměny kulisových mechanismů :

Klika s kývavou kulisou - Whitworthův mechanismus  
 - (hoblovky) - symetrický



Čas hlavní :

$$\frac{2\pi - 2\alpha}{t_h} = \omega \Rightarrow t_h = \frac{2 \cdot (\pi - \alpha)}{\omega}$$

Čas vedlejší :

$$\frac{2\alpha}{t_v} = \omega \Rightarrow t_v = \frac{2\alpha}{\omega}$$

Maximální rychlost je při zpětném pohybu pro kliku v dolní úvratí. Pro úhlovou rychlost kliky platí :

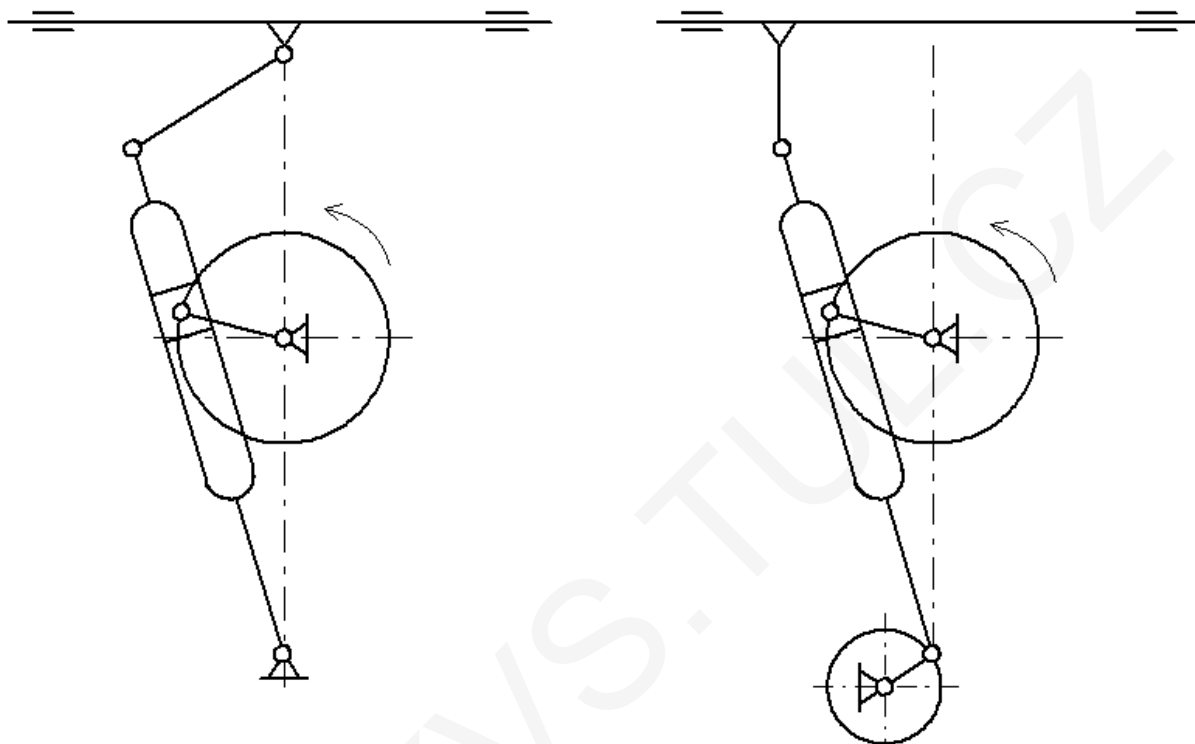
$$v_{kulisy} = v_{kliky}$$

$$\omega_k \cdot (e - r) = \omega \cdot r \Rightarrow \omega_{k\max} = \frac{\omega \cdot r}{(e - r)}$$

$$v_{\max} = \omega_{k\max} \cdot R$$

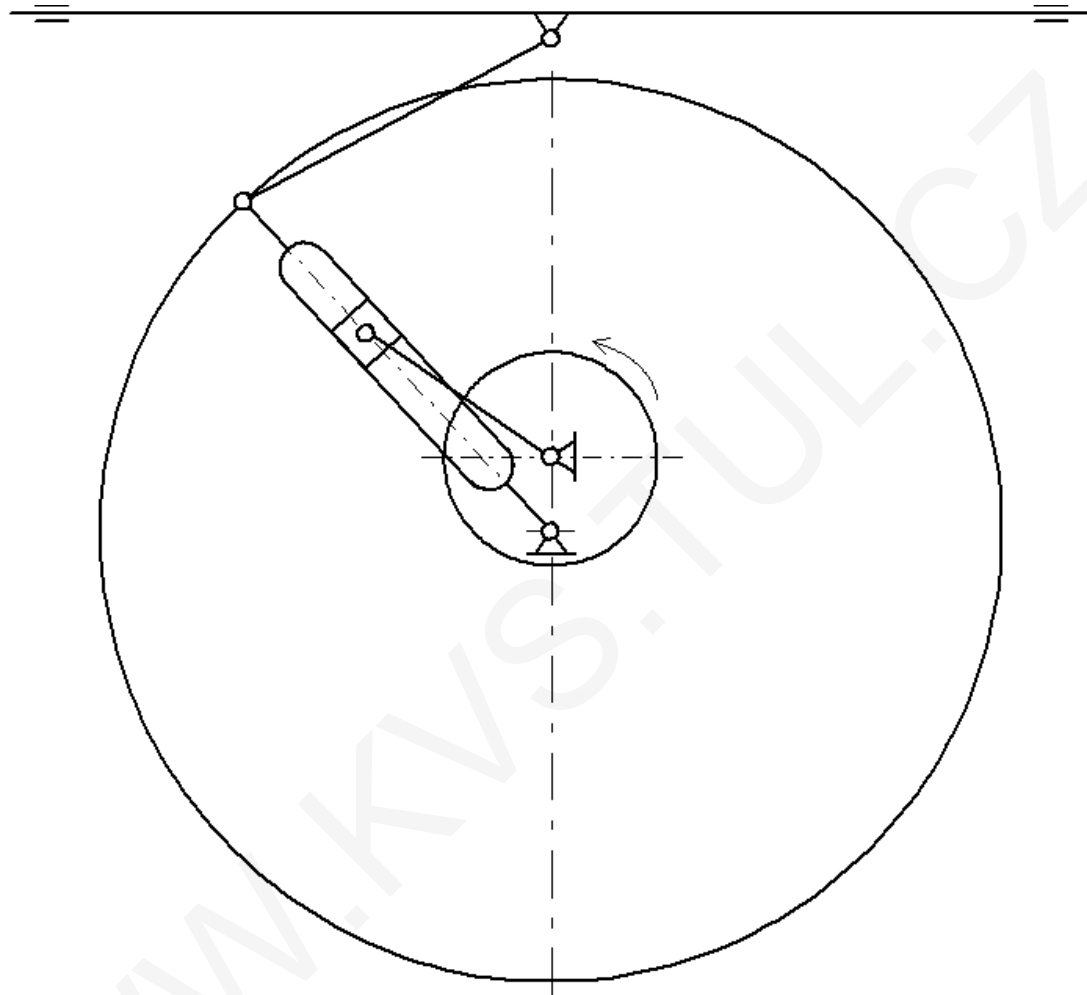
Asymetrická řešení :

- jsou výrobně jednodušší, mají lepší účinnost





Mechanismus s otáčivou kulisou :

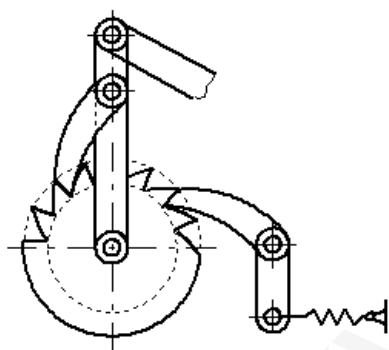
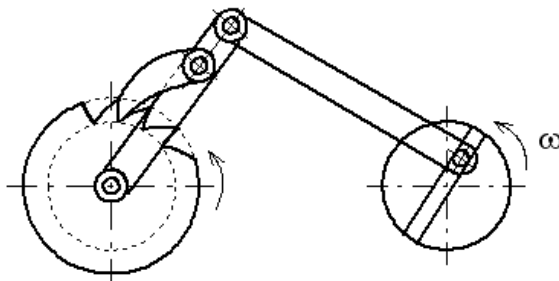


## 18. ÚSTROJÍ PRO PŘERUŠOVANÝ POHYB

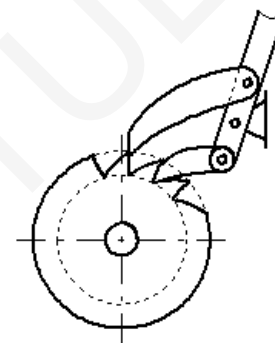
1. Rohatka se západkou
2. Maltézský mechanismus
3. Magnetostrikční ústrojí
4. Vypínání, zapínání pohonu
5. Spojky + brzdy

Jedná se o pohyby přímočaré, otáčivé, periodické, neperiodické.

### 18.1. Rohatka a západka



se zadržovací západkou



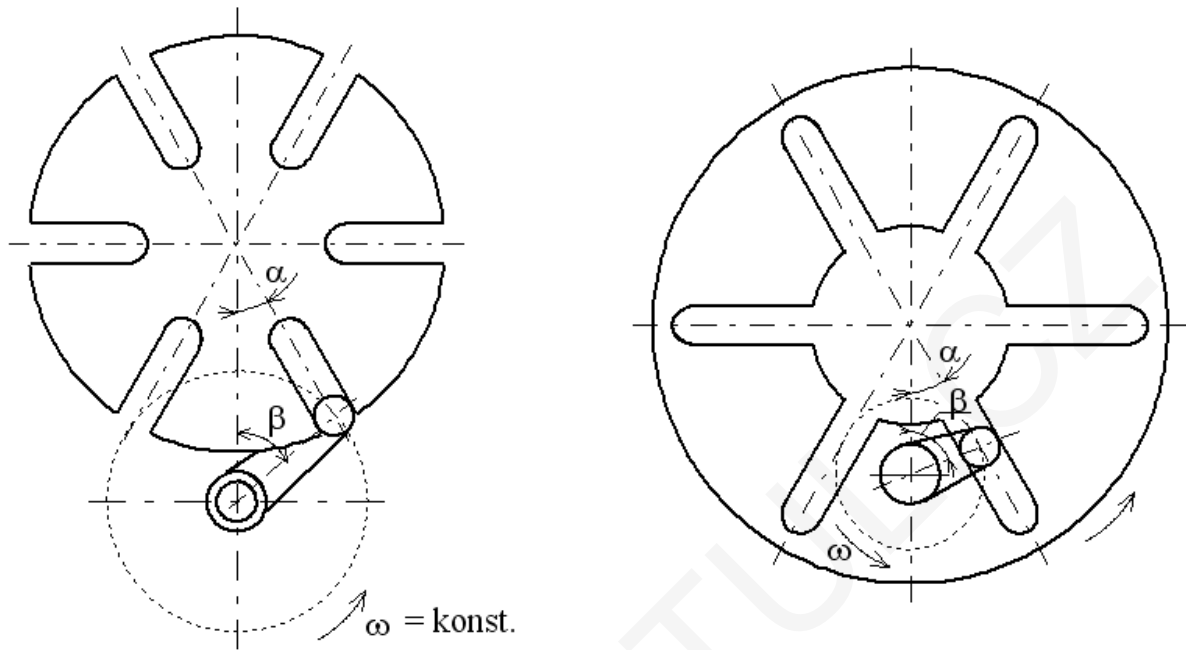
pro jemnější dělení

### 18.2. Maltézský mechanismus

- Maltézský mechanismus :
1. vnější
  2. vnitřní
  3. prostorový

Maltézský mechanismus musí obsahovat minimálně čtyři drážky.

## MALTÉZSKÝ (GENEVA) MECHANISMUS



VNĚJŠÍ  $2\alpha = \frac{2\pi}{z}$ ,  $\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha$

$$t_v = \frac{2\beta}{\omega}$$

$$t_h = \frac{2\pi - 2\beta}{\omega}$$

VNITŘNÍ

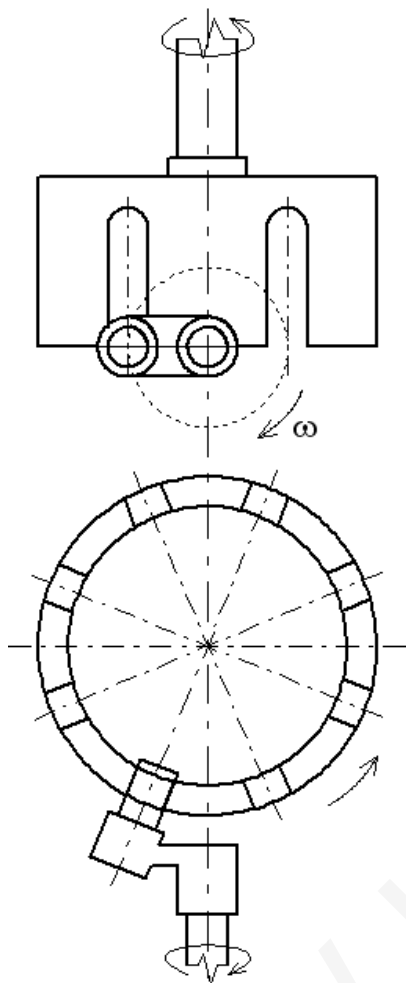
$$t_v = (2\pi - 2\beta) \frac{1}{\omega}$$

$$t_h = 2\beta \cdot \frac{1}{\omega}$$

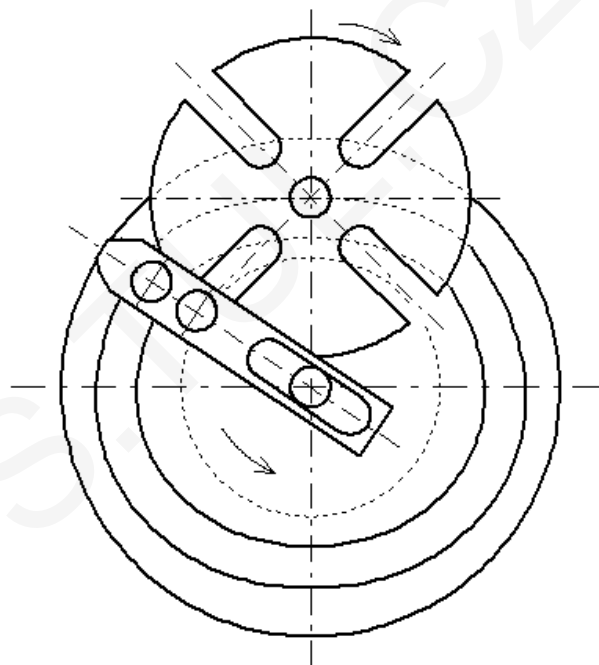
doporučení :  $t_v / t_h \dots \text{min}$ ,  $\varepsilon / \omega^2 = 5,4$

Čím menší je počet drážek, tím menší je poměr mezi časem pootáčení a časem klidu. (Tím je větší produktivita.)

Maltézský mechanismus  
prostorvý

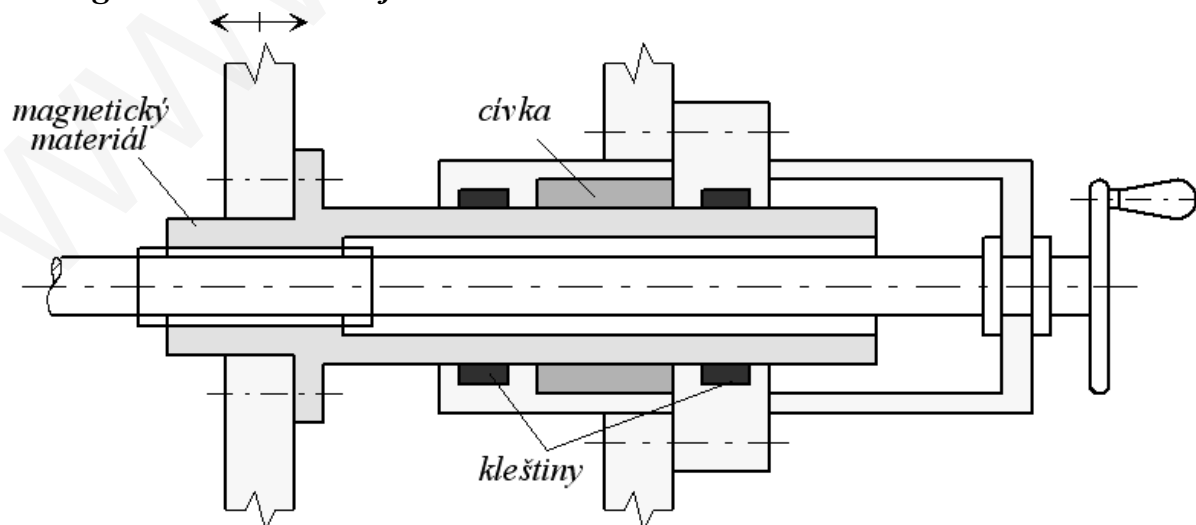


Maltézský mechanismus  
s kulisou řízenou vačkou



Použití: polohovací stroly, revolverové hlavy, odkládací ústrojí pro vícevřetenové stroje.

### 18.3. Magnetostrikční ústrojí



Princip - vlivem působení magnetického pole se magnetický materiál nepatrně zkrátí ( $10^{-3}$ mm). Po sepnutí jedné kleštiny se aktivuje magnetické pole zapnutím cívky a tím dojde ke zkrácení magnetického materiálu. Potom se sepne druhá kleština a po vypnutí cívky a uvolnění první kleštiny dojde k posunutí mechanismu o krok daný smrštěním magnetického materiálu před zmagnetováním.

Pohybu se docílí bez převodu, bez vůlí a s vysokou přesností.

Magnetostrikční ústrojí se používá například pro jemný přísuv brusného vřeteníku.

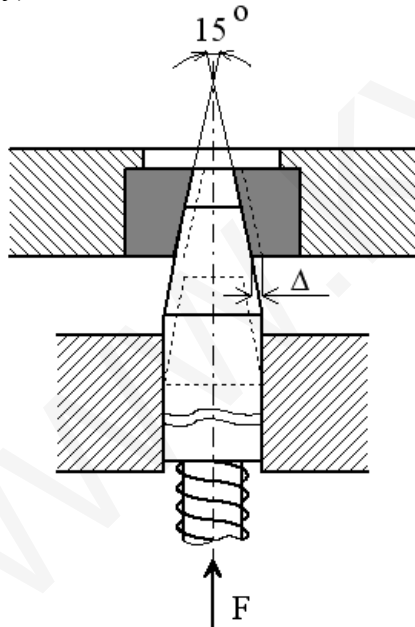
## 19. ÚSTROJÍ K USTAVENÍ POLOHY

Ve spojení s ústrojím pro přerušovaný pohyb slouží k ustavení stolu či části ústrojí v přesné požadované poloze, a zajištění této polohy proti účinku řezných sil.

Požadavky na ústrojí :

1. přesnost
2. tuhost
3. odolnost proti opotřebení
4. jednoduchá výroba

*Kuželová pojišťovací západka* ( $15^{\circ}$ ) tlačena pružinou nebo pístem (pneumatically, hydraulicky).



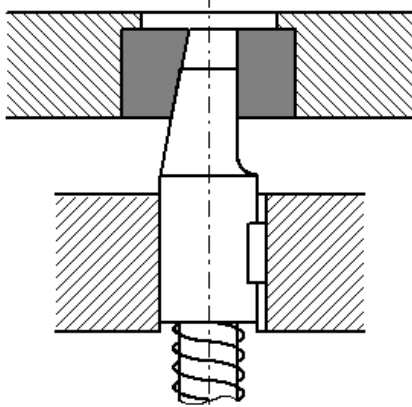
Konstrukční zásady :

přítlačný tlak musí být dostatečně velký;  
západka musí být ve vedení s co nejmenší vůlí;  
vedení by mělo být co nejdelší.

Nevýhoda :

jendostranné opotřebení dle směru otáčení  
→ změna pracovních poloh.

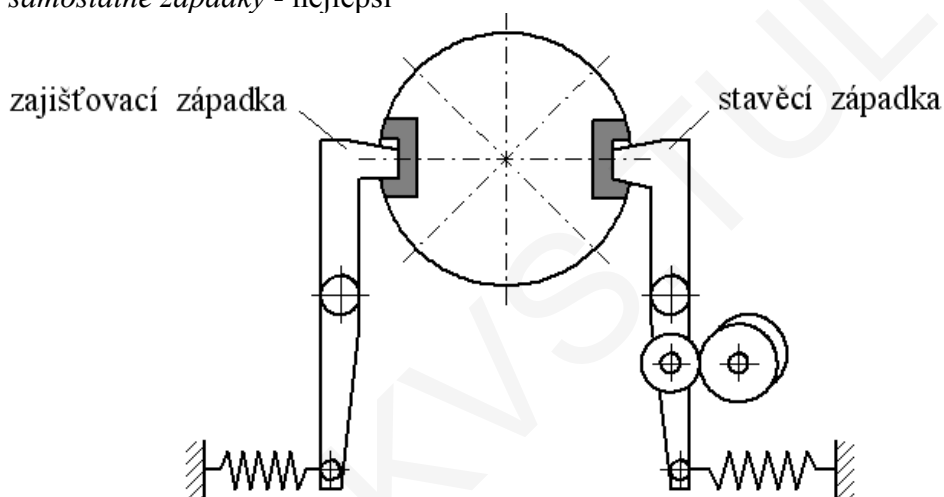
*Jednostranná západka klínová*



Kuželový náběh slouží k ustavování, na rovnou plochu je nastavení polohy.

Nevýhoda :  
pouze pro jeden smysl otáčení.

*Dvě samostatné západky - nejlepší*



## 20. VEDENÍ – VODÍCÍ PLOCHY

Vodící plochy jsou takové soustavy ploch, na nichž se stýká pohyblivá část s nepohyblivou, která má zaručit pohyb po geometricky přesné dráze.

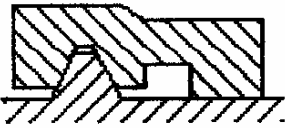


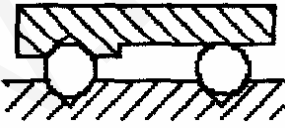
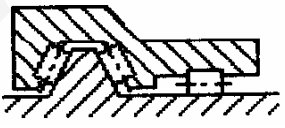
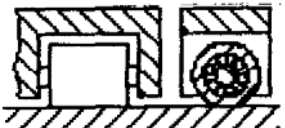
Přímočará vedení musí splňovat tyto vlastnosti :






- přímočarost chodu s vysokou přesností
- stabilitu pohybu (rovnoměrnost) v celém rozsahu rychlostí
- nízké pasivní odpory (dobré mazání)
- vysokou tuhost ve směru přenosu sil
- vedení bez vůle
- schopnost tlumit chvění (kolmo a ve směru pohybu)
- velkou životnost
- jednoduchou konstrukci
- snadnou výrobu, údržbu a provoz

- Vedení - kluzná
- valivá
  - hydrostatická
  - aerostatická
  - servostatická
  - kombinovaná

### 20.1. Vlastnosti přímočarých vedení

Základními požadavky na vedení jsou přímočarost, stabilita pohybu v celém rozsahu pracovních rychlostí, nízké pasivní odpory, vysoká tuhost, vymezení vůlí, schopnost tlumit chvění, vysoká životnost.

Druh spoje	Přenos síly	Příklad				
			Tření	Přesnost vedení	Zatížení	Opotřebení
Kluzný	Přímým stykem		velké	velmi vysoká	velmi vysoké (velké tření)	velmi vysoké
	Pomocí kluzného mezielementu		střední	vysoká		střetí až vysoké
	Kalapalinou (hydrostatické, hydrostatické)		velmi malé	úměrná	omezené závisí na tlaku	malé
Valivý	kuličkami		malé	vysoká	omezené	střední
	různými valivými elementy (např. válečky)				Závislé na tvaru valivých	
	Dvěma navzájem se odvalujícími elementy				omezené	

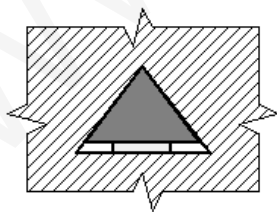
Druh spoje	Přenos síly	Příklad				
			Tření	Přesnost vedení	Zatížení	Opotřebení
Magnetický	magnetickým elektrickým nebo kombinovaným		žádné	omezené	omezené v závislosti na velikosti	žádné
Kluzně - valivé	koly s bodovým stykem		malé		omezené	střední
	různými tvary kol (např. válce)				Závislé na tvaru valivých	
Magneticko - kluzný	kluzné těleso a silové pole		velké		omezené	vysoké
Magneticko - valivý	valivé těleso a silové pole		velmi malé			

## 20.2. Kluzná vedení

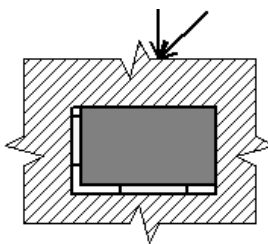
Opotřebení kluzných vedení závisí na :

- a) jakosti opracování ploch
- b) materiálu ploch
- c) měrném tlaku ve styku

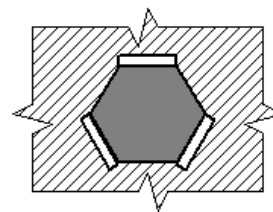
### 1. Vedení hranolová



*trojboké*

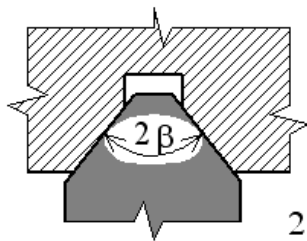


*čtyřboké*

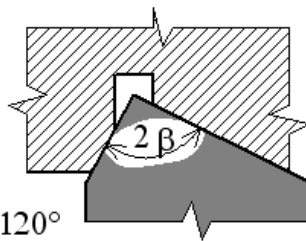


*víceboké*



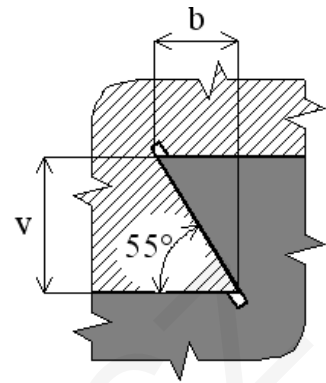


*prismatické symetrické*



*prismatické asymetrické*

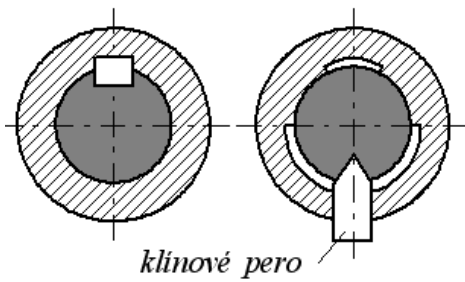
$$2\beta = 70 \div 120^\circ$$



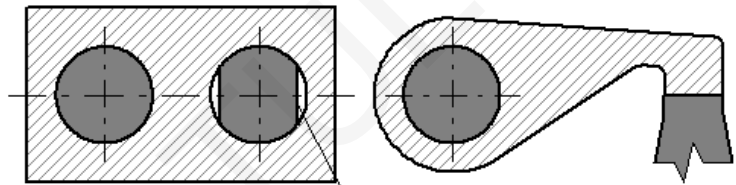
$$b = 0,7 v$$

*rybinové*

## 2. Vedení válcová



*klinové pero*

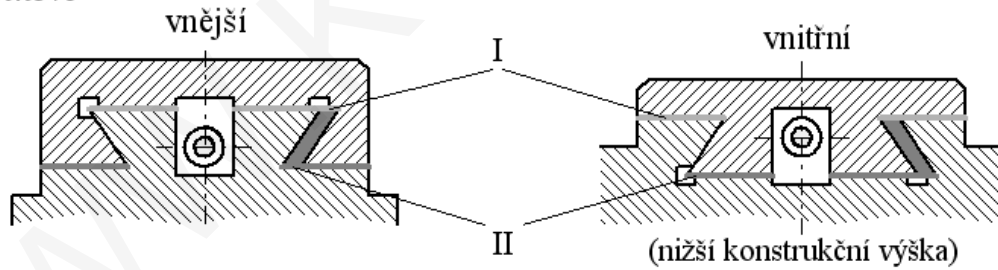


*sražení ploch -*

umožní zvětšit tolerance osové vzdálenosti při zachování přesnosti vedení

### 20.2.1. Typy konstrukce kluzných vedení

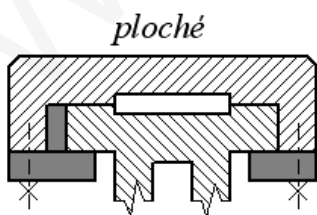
#### *Rybinové*



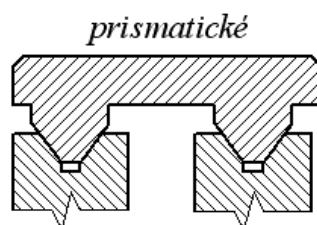
(nižší konstrukční výška)

Vedení se opírá o plochy I nebo II, vůle druhé plochy je 0,5 mm.

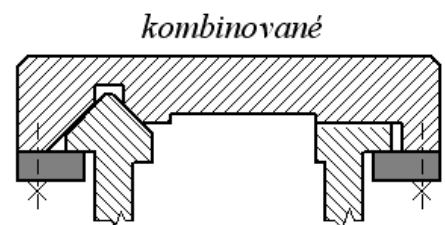
#### *Dvojnásobné*



*ploché*

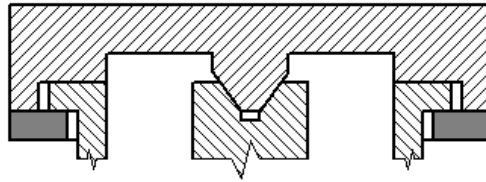


*prismatické*



*kombinované*

## Trojnásobné



Dvojnásobné prismatické vedení je vhodné pro malý moment = dostatečně dlouhé vodící plochy (hoblovky). Dvojnásobné kombinované vedení se používá při velkých rozsazích změn polohy zatížení.

### 20.2.2. Mazání

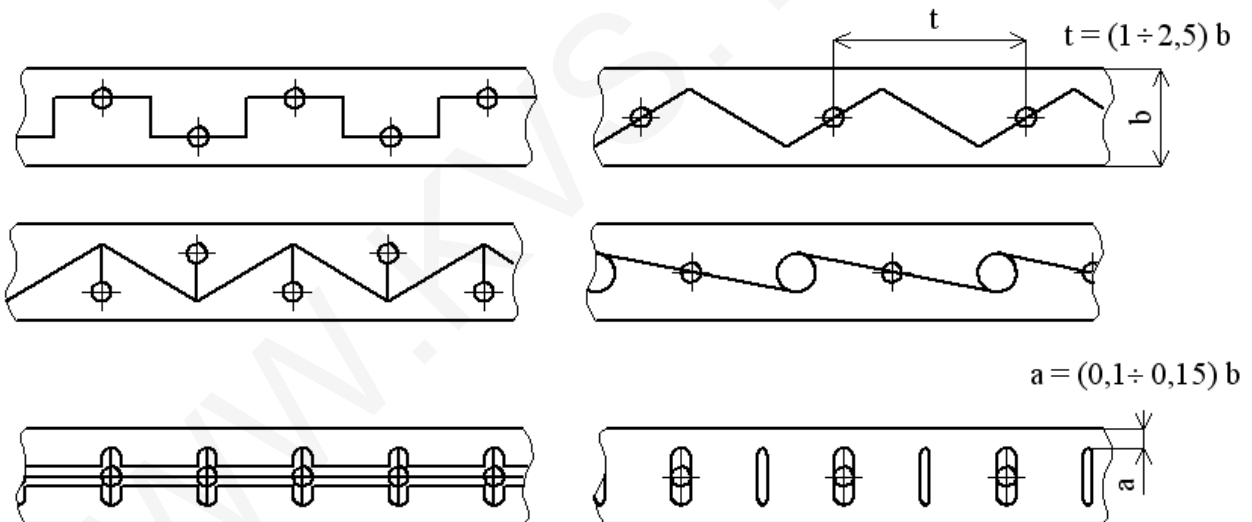
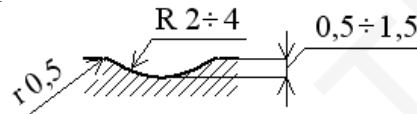
Mazací drážky se na vodorovných plochách provádějí, aby se olej rozvedl po celé ploše.

Náběh hran pro mazání je 1:200 ÷ 1:500.

Poloměr drážek bývá 2 ÷ 4 mm.

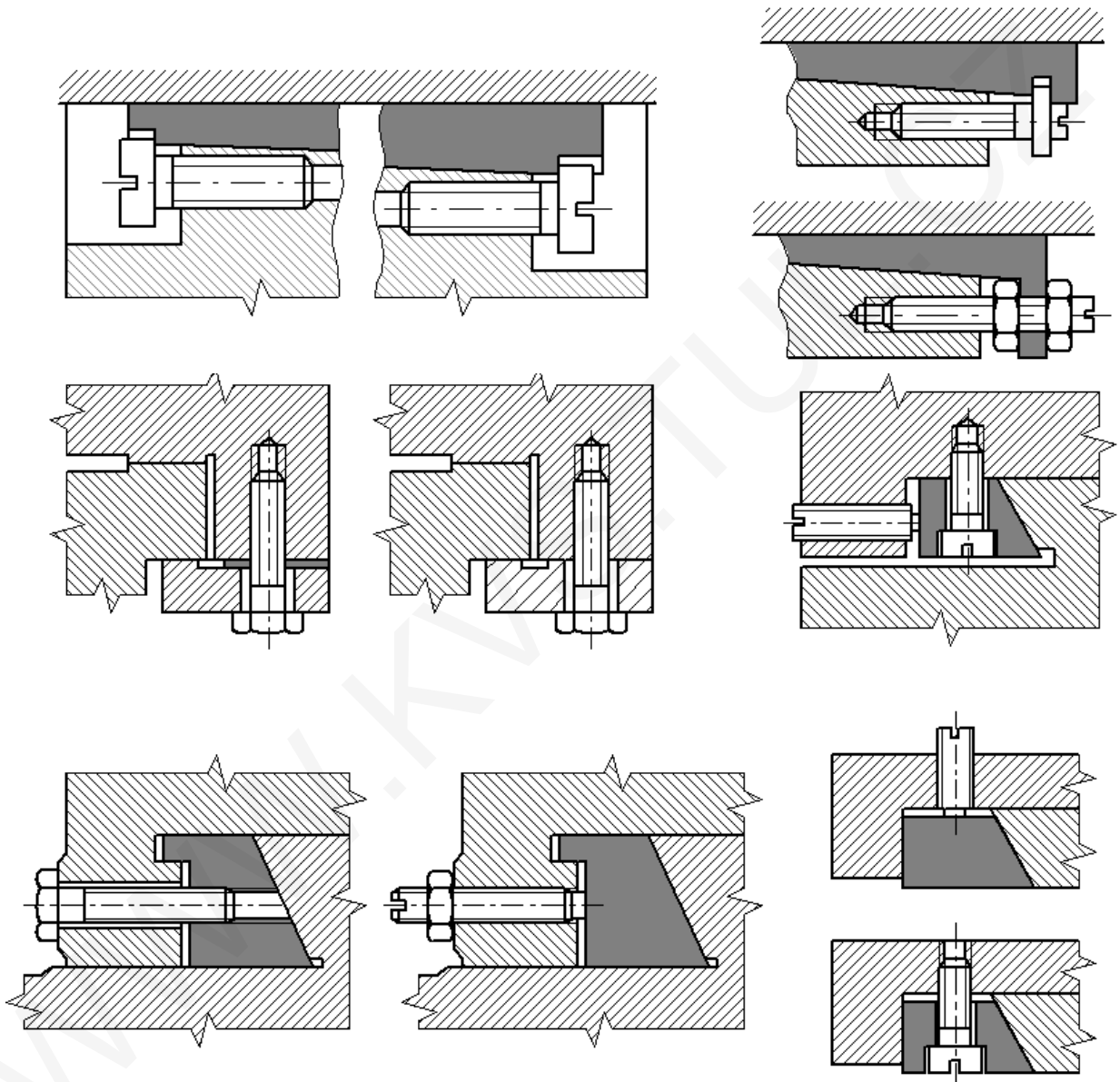
Hloubka drážek 0,5 ÷ 1,5 mm.

Hrany se musí srazit nebo pečlivě zaoblit.



### 20.2.3. Vymezování vůlí

K vymezování vůle se užívá lišt - bez úkosu (přítlačných)  
s úkosem 1:50 ÷ 1:100  
Čím delší je lišta, tím je užitý úkos menší.



### 20.2.4. Materiály vedení výrobních strojů

Počáteční přesnost vedení se dosáhne vhodnou technologií při obrábění. Zachování přesnosti závisí na vhodné volbě materiálu vedení, mazání a ochraně vodicích ploch.

Odolnost vodicích ploch závisí na :

1. fyzikálně mechanických vlastnostech materiálu
2. na materiálu sdužených ploch
3. na drsnosti povrchu kluzných ploch

Tvrdość materiálu není zárukou odolnosti proti opotřebení. Závisí na stejnorodosti struktury a tvaru krystalů. Za stejných podmínek se vodící plochy o různé tvrdosti opotřebávají méně. Jsou-li obě plochy stejně tvrdé, mohou se zadírat při vyšších měrných tlacích a malých rychlostech.

Se zřetelem k tomu, že tvrdší plocha se opotřebává méně nežli měkčí, dělají se lože tvrdší nežli saně (support). Proto se např. pro koník dělají zvláštní vodící plochy u nichž je minimální opotřebení.

Za účelem zachování přesnosti vedení je důležité, aby delší vodící plochy byly odolnější proti opotřebení. Proto se litinové vodící plochy povrchově kalí (indukčně, plamenem) nebo se obkládají kalenými lištami. (V USA se naválcovává 3 ÷ 5 mm vrstva materiálu.)

Hobločky se obkládají (u vyvrtávačky vylévají) umělou hmotou s malým součinitelem tření (0,02 ÷ 0,06).

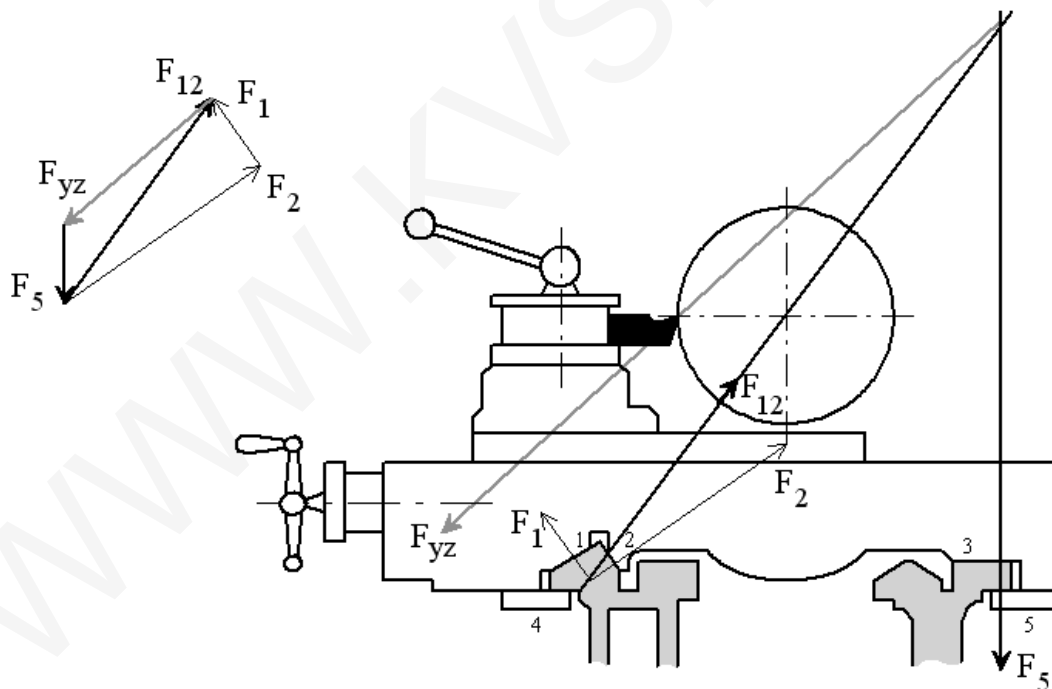
#### Nejběžnější materiály :

Šedá jakostní litina	- modul pružnosti $8,5 \cdot 10^4$ MPa - tvrdost - 20 HB , kalená 48 ÷ 53 HRC
Speciální litina	- modul pružnosti $11 \cdot 10^4$ MPa
Očkovaná litina (s vyšší pevností)	- modul pružnosti $18,5 \cdot 10^4$ MPa - vhodnější pro vysokou tuhost stroje
Litina s přísadou oceli	- lépe se odlévá a obrábí - má vyšší pevnost
Legovaná litina	- vyšší odolnost proti opotřebení - pouze na malé odlitky, přesné stroje
Ocel	- špatné kluzné vlastnosti - $21,5 \cdot 10^4$ MPa - doplnění s plastickou hmotou či bronzou 60 ÷ 63 HRC
Plastické hmoty	- výborné třecí vlastnosti - tuhá - Metaloplast; kašovitá - Gamapest; tekutá - Epilox
Bronz + kompozice	- pro velké měrné tlaky

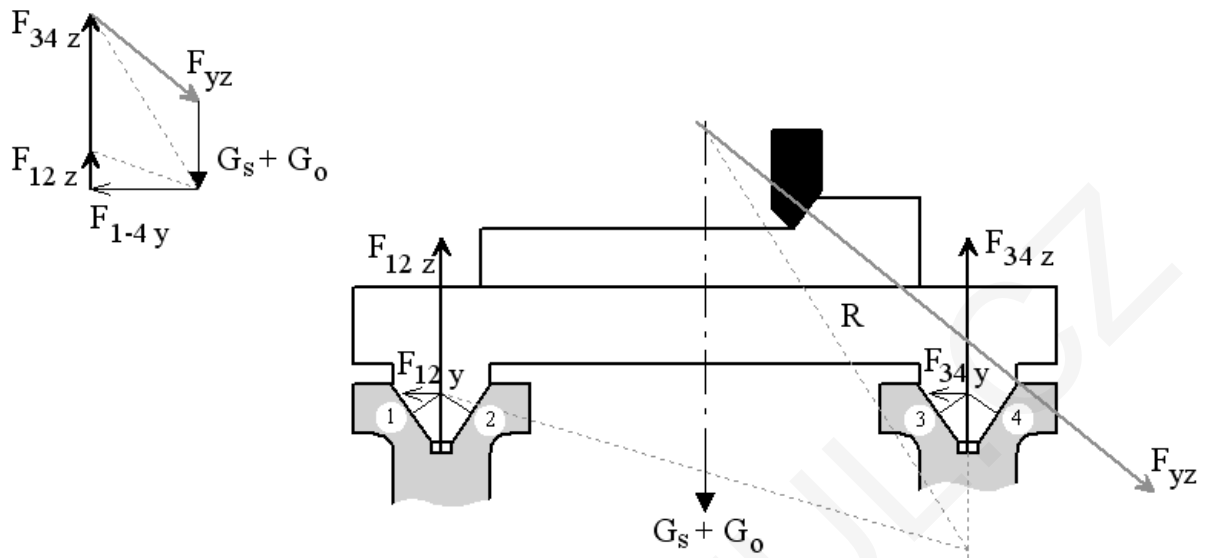
KRATŠÍ PLOCHY (SUPORT)	DELŠÍ PLOCHY (LOŽE)	DOVOLENÝ TLAK [MPa]	SOUČINITEL TŘENÍ	
			ZA POHYBU	ZA KLIDU
ŠEDÁ LITINA 180 ÷ 240 HB	šedá litina 180 ÷ 240 HB	0,5 ÷ 3	0,15 ÷ 0,17	0,25 ÷ 0,27
	povrchově kalená 48 ÷ 53 HRC	2,5 ÷ 3,5	0,15 ÷ 0,17	0,25 ÷ 0,27
	ocelové lišty 55 ÷ 65 HRC	2,5 ÷ 3,5	0,05 ÷ 0,15	0,2 ÷ 0,25
PLASTY	šedá litina 180 ÷ 240 HB	0,35 ÷ 0,8	0,02 ÷ 0,06	0,12 ÷ 0,16
BRONZ	šedá litina 180 ÷ 240 HB	2 ÷ 3	0,15 ÷ 0,17	0,21 ÷ 0,23

### 20.2.5. Výpočet měrného tlaku vodicích ploch

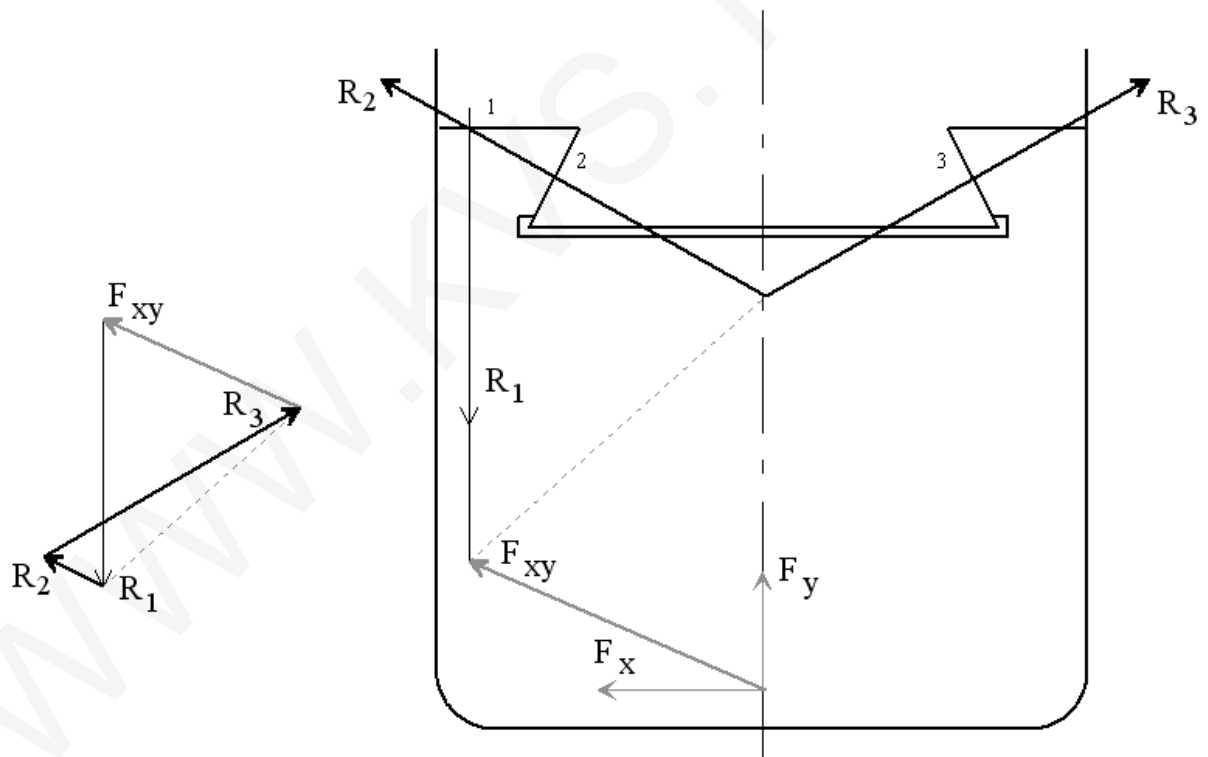
*Zatížení suportu soustruhu - vedení*



### Zatížení vedení hoblovky



### Zatížení vedení konsoly frézky



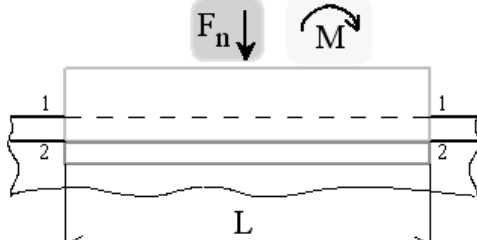
Zjednodušující předpoklady pro výpočet :

- vodící plochy mají dokonale rovinný tvar - makronerovnosti jsou nulové
- stýkající se tělesa - suport a lože jsou dokonale tuhá - deformují se pouze povrchové mikronerovnosti
- stlačení povrchových vrstev je úměrné měrnému tlaku mezi vodícími plochami

$$\Delta k = \frac{P}{c_{st}} ; p \dots \text{měrný tlak, } c_{st} \dots \text{styková tuhost}$$

- d) styková tuhost je v celém rozsahu stýkajících se ploch konstantní
- e) mezi vodicími plochami není vůle

Př. Ploché vedení :



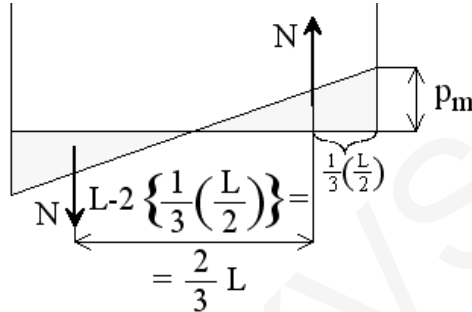
I.



I. Zatížení od  $F_n$

$$\text{Tlak } p_n = \frac{F_n}{b_1 \cdot L}$$

II.



II. Zatížení od  $M = N \cdot \frac{2}{3} L \Rightarrow N = \frac{3}{2} \frac{M}{L}$

$$\text{Tlak } p_m = \frac{N}{b_1 \cdot \frac{L}{2}} = \frac{3}{2} \frac{M \cdot 2}{b_1 \cdot L^2} = \frac{3 M}{b_1 \cdot L^2}$$

$$\text{maximální } p_{\max} = 2 p_m = \frac{6 M}{b_1 \cdot L^2}$$

III.

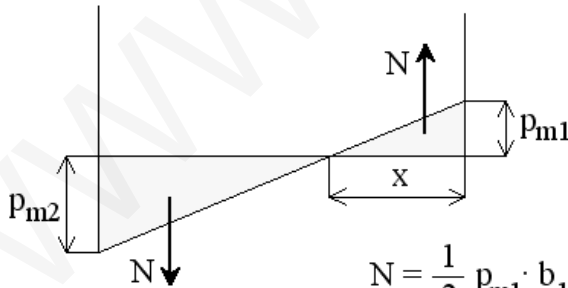


III. Společné zatížení  $F_n$  a  $M$

platí podmínka :  $p_{\max} \leq p_n \rightarrow$

$$F_n \geq \frac{6 M}{L}$$

IV.



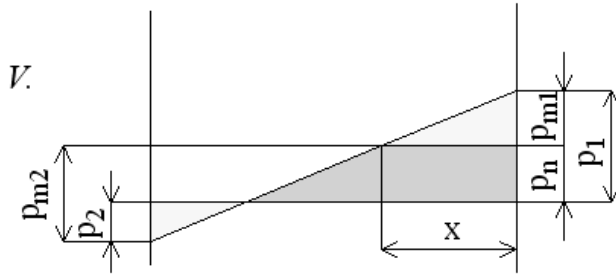
IV. Zatížení od  $M$  s úvahou  $b_2 \gg b_1 \rightarrow$  tzn.

$$p_{m2} > p_{m1}$$

$$M = N \left\{ \frac{2}{3} x + \frac{2}{3} (l-x) \right\} = \frac{2}{3} N \cdot L$$

$$N = \frac{1}{2} p_{m1} \cdot b_1 \cdot x = \frac{1}{2} p_{m2} \cdot b_2 \cdot (L-x) \rightarrow \frac{p_{m1}}{p_{m2}} = \frac{b_2 (L-x)}{b_1 \cdot x}$$

$$\text{dle obr. : } \frac{p_{m1}}{p_{m2}} = \frac{x}{L-x} \Rightarrow x = \frac{p_{m1} \cdot L}{p_{m1} + p_{m2}}$$



V. Společné zatížení  $F_n$  a  $M$

neplatí podmínka :  $F_n \geq \frac{6M}{L}$

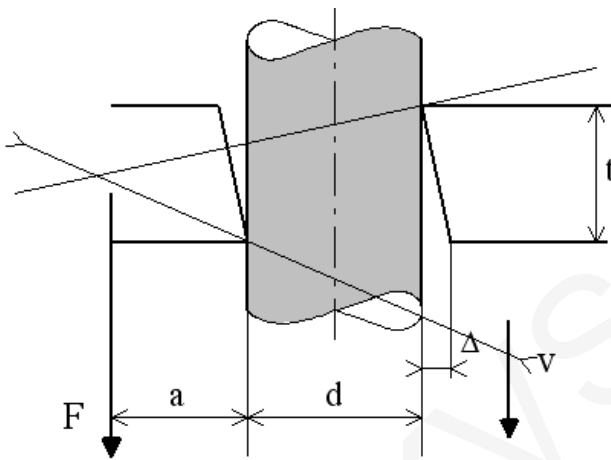
$$\frac{x}{L-x} = \sqrt{\left(\frac{b_2}{b_1}\right)} = \sqrt{\left(\frac{1}{b_1/b_2}\right)} = \frac{1}{K}$$

$K$  - udává poměr možného zatížení vedení oproti kluzné síle

Příčení :

Působíště vnějších sil a rozměry vedení musí být voleny tak, aby nenastávalo příčení !

Potřebná vnější síla posuvu by měla mít optimální (nejmenší) velikost.



Př. na výpočet vodících ploch :

Vodící plochy na suportu (loží) jsou :

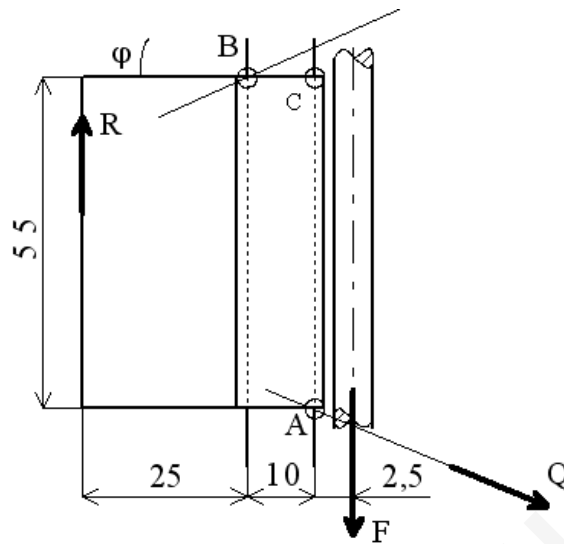
$l = 55$  cm dlouhé,

$b = 10$  cm široké.

Osa posuvového šroubu je vzdálena 2,5 cm od kraje vedení.

Určete velikost tlaku, který je nutno vyvinout posuvovým šroubem vlivem protilehlé rovnoběžné síly, která je v místě nástroje ( $R = 1400$  N) a působí ve vzdálenosti  $a = 25$  cm na opačné straně okraje vedení. Koeficient tření  $f = 0,1$ .





### 20.3. Valivá vedení

Výhody : malý součinitel tření;  
 minimální opotřebení, dlouhá životnost;  
 možnost vymezení vůle a předepnutí;  
 vysoká přesnost posuvu i při malých rychlostech.

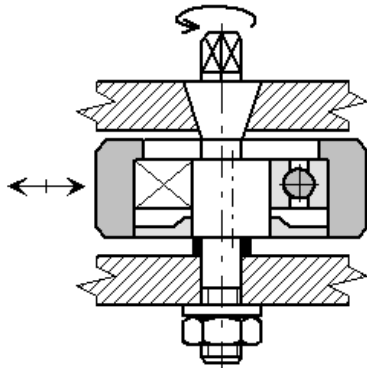
Nevýhody : vysoká cena vzhledem k náročnosti výroby;  
 větší rozměry;  
 menší schopnost útlumu chvění.

#### 20.3.1. Typy valivých vedení

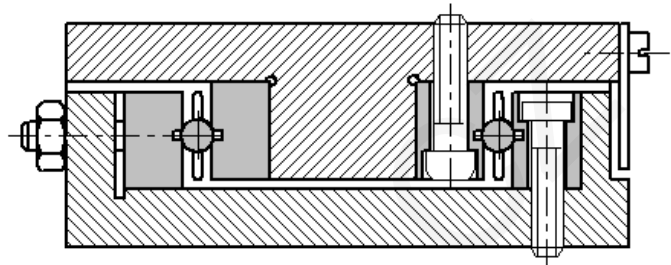
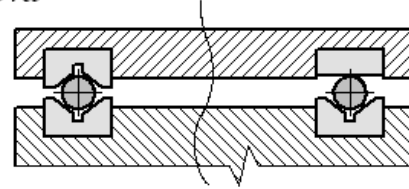
Dělení : 1. podle tvaru použitých valivých tělísek  
 2. podle tvaru valivých drah  
 3. podle předpětí  
 4. podle délky zdvihu

ad 1) - s kladkami  
 - kuličková  
 - válečková  
 - jehlová

s kladkami - nejjednodušší  
 - kladky co nejdále od sebe  
 - excentrický čep pro vymezení vůle

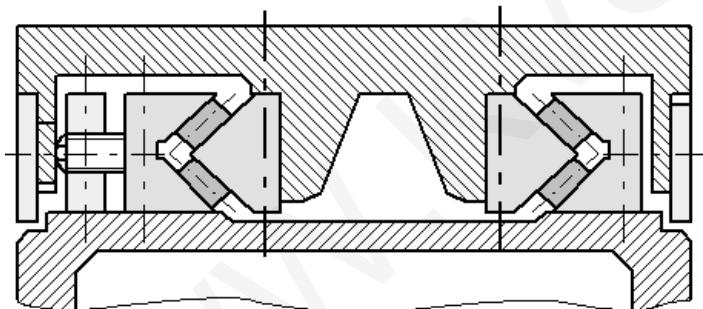
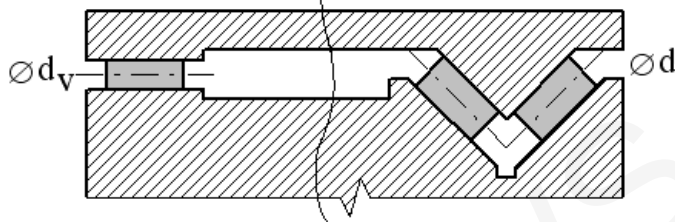


kuličková

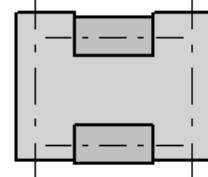


válečková

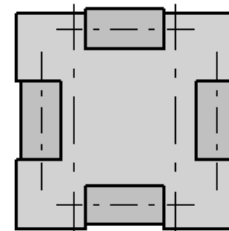
$$90^\circ \rightarrow \varnothing d_v = \sqrt{2} d \Rightarrow 1,414 d$$



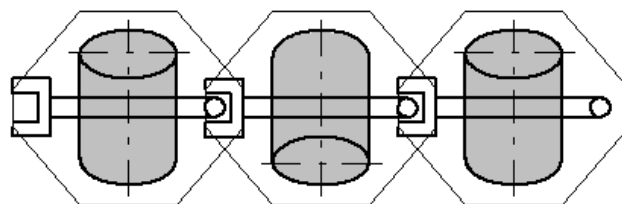
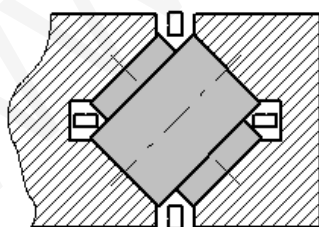
valivé hnízdo  
 jednostranné



dvoustranné



Vedení se zkříženými válečky

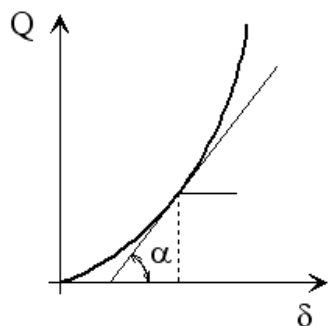


Umožňují zachycovat kroutící momenty, proto se často používají.  
 Při kombinovaném vedení je nevýhoda, že nestandardní rozměr válečku v rovinné části se musí přizpůsobit rozměru válečku v části prizmatické.

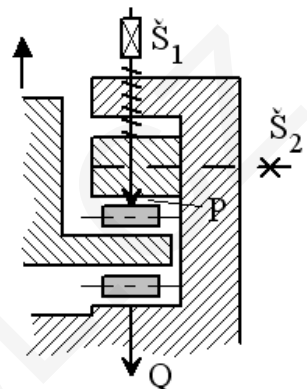
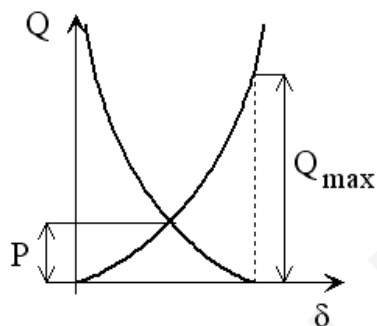
- ad 2) - s rovinnými valivými drahami
- s válcovými valivými drahami

- ad 3) - nepředepjatá
- předepjatá

vedení nepředepjaté

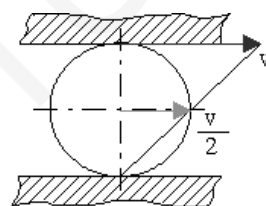


vedení předepjaté

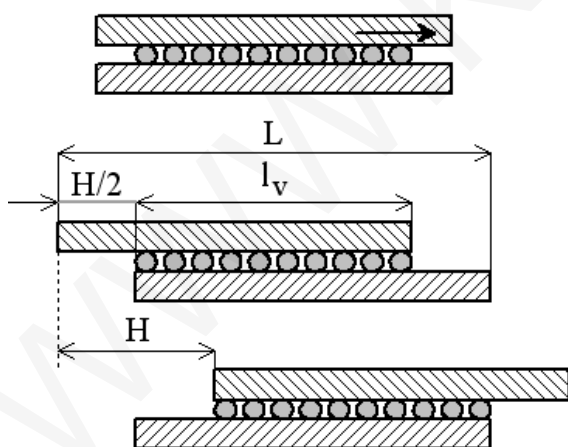


$\delta$  - deformace tělíska ložiska

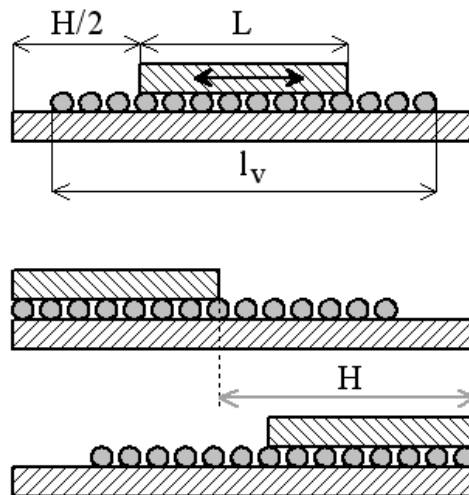
- ad 4) - pro malé zdvihy
- pro velké zdvihy
- pro neomezené zdvihy



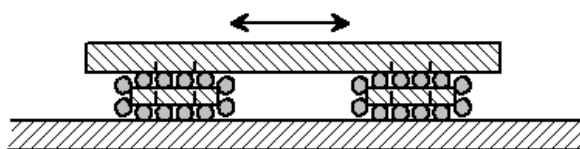
malé zdvihy  $l_v = L - \frac{H}{2}$



velké zdvihy  $l_v = L + \frac{H}{2}$

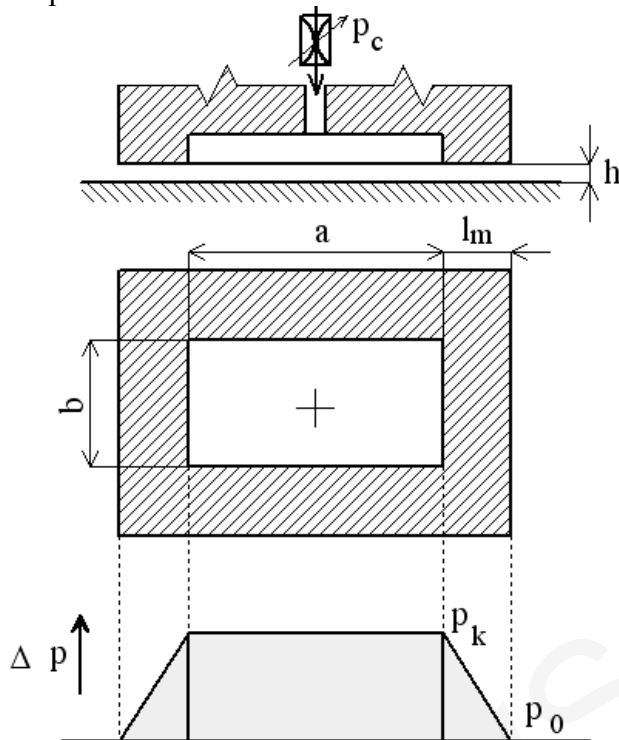


neomezené zdvihy



## 20.4. Hydrostatická vedení

Princip :



Průtok :

$$Q_m = \int_0^{l_m} \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot dx - \text{mezera}$$

$$Q_t = \int_0^{l_t} \frac{\pi \cdot d^4}{128 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot dx - \text{tryska}$$

Únosnost kapsy :

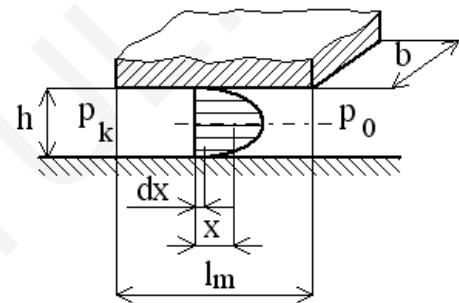
$$F = \sum_{i=1}^2 p_i \cdot S_i$$

plocha :

$$S_1 = a \cdot b \quad , \quad S_2 = 2 \cdot (a + b) \cdot l_m$$

$$F = p_k \cdot \left( S_1 + \frac{S_2}{2} \right) = p_k \cdot [a \cdot b + (a + b) \cdot l_m]$$

Průtočné množství mezerou :



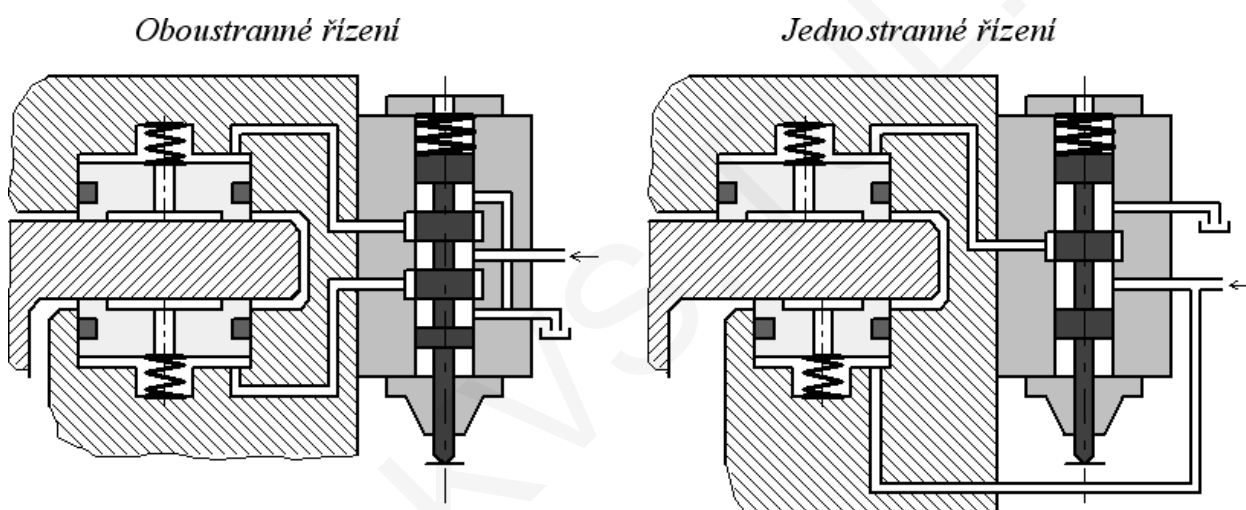
## 20.5. Servostatická vedení

U těžkých obráběcích strojů zvláště NC je důležitým parametrem velikost třecích sil ve vedení v závislosti na rychlosti pohybu.

U kluzných vodicích ploch dochází k nestabilitě pohybu. Při malých rychlostech snižuje přesnost nastavení souřadnic a znesnadňuje stabilizaci servopohonů. Ani velmi kvalitní servopohony neodstraní trhavé pohyby. Velké pasivní odpory vyžadují předimenzování pohonu (zvětšení výkonu  $\Rightarrow$  zvětšení ceny).

Poněvadž známé konstrukce pro vedení se sníženým třením vyžadují dodržení úzkých tolerancí při výrobě a provozu bylo vyvinuto *servostatické vedení*. Toto neklade zvláštní nároky na přesnost a kvalitu ploch. Jedná se o kopírovací polohový servomechanismus.

Uspořádání hydrostatických buněk :

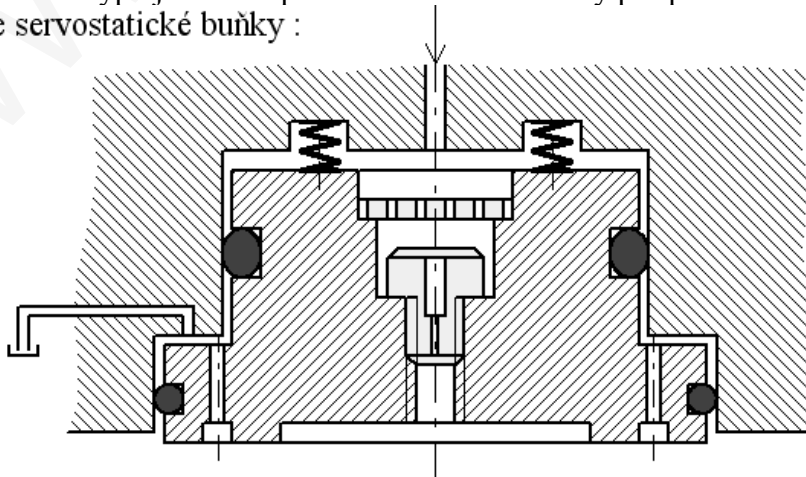


Buňka je přitlačována k vedení malou silou. Hlavní část zatížení přenáší olejový polštář. Mezi suportem a vodicími plochami je vůle  $0,5 \div 1$  mm.

U většiny OS působí velká konstantní síla od vlastní váhy, která způsobuje, že reakce v místě buněk nemění smysl. Pak lze užít jednostranného řízení, které je jednodušší a levnější.

U strojů stojanového typu je možno použít nadlehčování váhy pro přestavování stojanů.

Konstrukce servostatické buňky :



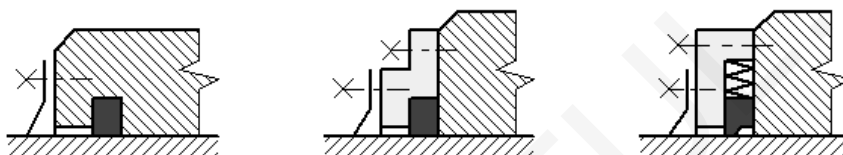
### Zásady pro konstrukci :

Uzavřené objemy oleje mezi šoupátkem a buňkami mají být co nejmenší.

1. Vzhledem k tomu, že je spotřeba oleje závislá na celkové délce těsnícího obvodu volit menší počet buněk většího průměru.
2. Vodicí plochy nesmí mít drážky, otvory pro šrouby.
3. Olej před šoupátkem musí mít dokonalou filtraci, aby nedocházelo k zanášení hran (poruchám) - filtrační schopnost  $< 10 \mu\text{m}$ .

## **20.6. Těsnění a krytování vodicích ploch**

### **20.6.1. Těsnění vodicích ploch**



### **20.6.2. Krytování vodicích ploch**

#### Teleskopické kryty

Přednosti :

1. Vysoká mechanická odolnost
2. Vysoká tepelná odolnost
3. Ochrana loží vůči kapalině a pevným částicím

Provedení :

1. Se spodním úchytem
2. Bez spodního úchyty
3. Trubkové

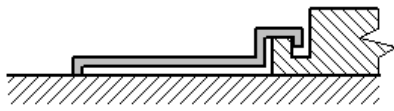
Dle rychlosti posuvu :

1. Běžné rychlosti ( $v < 12 \text{ m.min}^{-1}$ )
2. Střední rychlosti ( $v = 12 \div 18 \text{ m.min}^{-1}$ )
3. Vysoké rychlosti ( $v > 18 \text{ m.min}^{-1}$ )

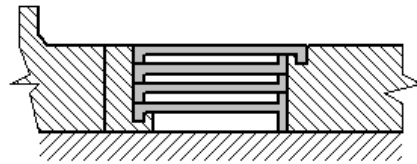
Kryty dle tvaru :

1. Ploché - nejběžnější (překrývají i kanály na stroji)
2. Jednostranně sešikmené - pro svod většího množství chladicí kapaliny a třísek
3. Střeňové (sedlové) - jako ad 2. - mají větší tuhost, užití pro delší pojezdy
4. Různé - přizpůsobené konstrukčnímu návrhu stroje

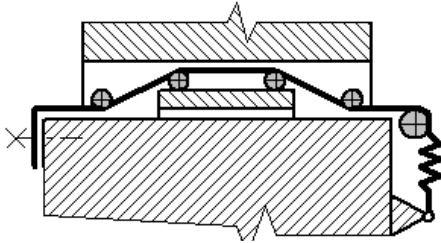
*Jednoduchý kryt  
(plech ocel nebo Al)*



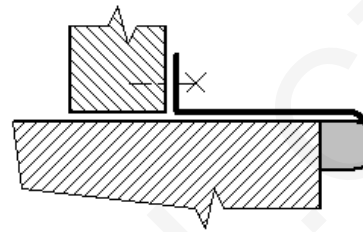
*Složený kryt*



*Průchozí kryt z ocelového pásu*



*Jednostranný kryt s navijákem*



Materiál - Hlubokotažný plech tl. 1,5 ÷ 2 mm speciálně 2,5 ÷ 3 mm.

Těsnost dílů je jištěna stěrači.

MA 8 ÷ 8s ... do 80<sup>0</sup>C, po dobu 60 min až 130<sup>0</sup>C (8s - s ocelovou lištou)

MA 12 ... větší kryty

## 21. MAZÁNÍ

Dokonalé mazání zabezpečuje velkou trvanlivost, malé mechanické ztráty, tlumí hlučnost a odvádí teplo.

Konstrukce musí umožňovat mazivu, aby mohlo plně vykonávat svou funkci.

Požadavky :

I. Na mazivo

1. Dobrá mazací schopnost
2. Odolnost proti stárnutí a chemickým změnám
3. Necitlivost (stálost) proti teplotám
4. Odolnost na tvorbu sraženin, kalů
5. Malý sklon k pěnění a absorpci vody

II. Na mazací soustavu

1. Spolehlivost celku mazací soustavy i částí
2. Možnost volby či regulace mazacích míst
3. Možnost automatizace činnosti
4. Spolehlivá kontrola a činnost kontrolních prvků

### 21.1. Mazací zařízení

Zařízení pro mazání funkčních ploch mechanismů stroje zabezpečují správnou a spolehlivou funkci stroje.

- Dokonalé mazání má :
- a) přivádět dostatek maziva
  - b) umožňovat kontrolu spotřeby
  - c) pracovat automaticky

Viskozita  $31 \div 37,10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  nebo  $72 \div 76,10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  s přísadou elainu.

Mazací soustavou rozumíme souhrn všech mazacích zařízení pro dopravu maziva.

Mazací soustavy dělíme na:

- Ztrátové - olej se z mazacích míst nezachycuje a neodvádí zpět do nádrže, mazivo prochází 1x
- Uzavřené (oběhové) - olej se z mazacích míst svádí zpět do nádrže, mazivo cirkuluje
- Kombinovaná - (slučuje ztrátový a oběhový typ)

Mazání musí být ekonomické

oběhové - mazání olejem

ztrátové - mazání plastickými mazivy

Uzavřené soustavy mohou být : beztlakové - (rozstříkem, broděním)

tlakové -  $0,1 \div 1 \text{ MPa}$  ( $0,2 \div 0,3 \text{ MPa}$ )

Podle frekvence - mazání přerušované

- mazání nepřerušované

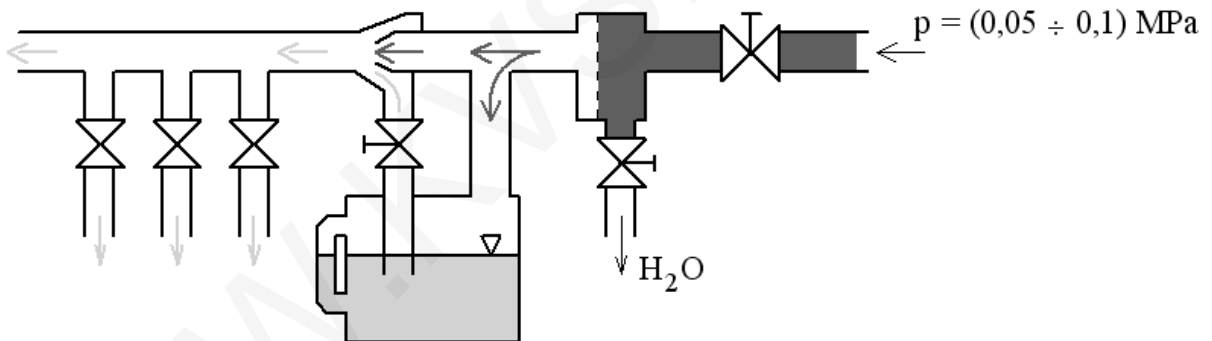
*Porovnání důležitých vlastností tří hlavních způsobů mazání :*

Vlastnost	Z p ů s o b m a z á n í		
	plastickým mazivem	minimální množství oleje	průtokem chlazeného oleje
Rychloběžnost uložení	nejmenší	střední	největší
Ztráty v uložení	nejmenší	málo větší	veliké
Zvýšení teploty	malé	větší	nejmenší
Trvanlivost mazání	omezená	neomezená	neomezená
Složitost konstrukce vřeteníku	nejmenší	větší	největší
Náklady pořizovací a provozní	nejmenší	malé až střední	veliké
Energetická náročnost	žádná	malá	veliká
Nároky na údržbu	nutnost obnovy mazání	malé	veliké



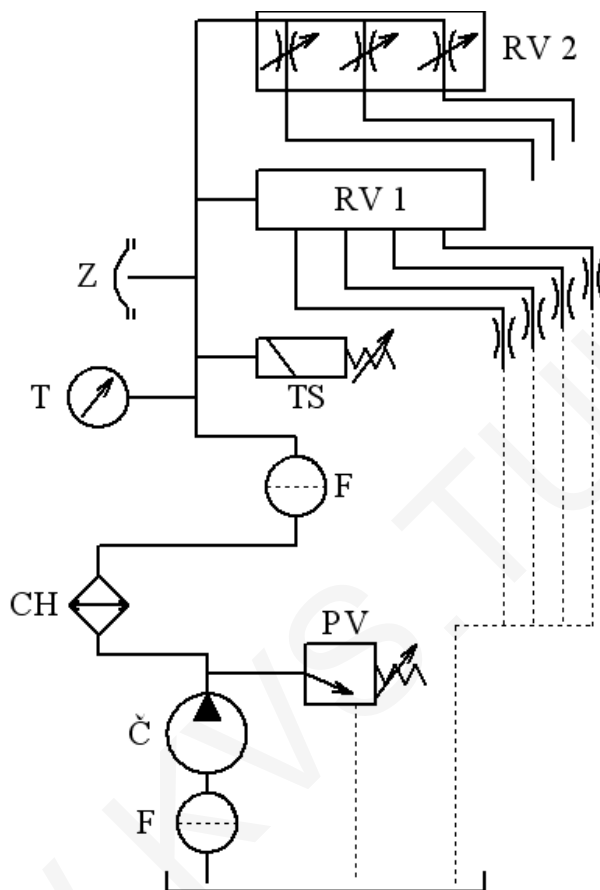
## 21.2. Typy mazacích soustav

1. Mazání ruční - maznicemi umístěnými v místě mazání
  - místa musí být na stroji zřetelně označena
  - maznice (spádové), tlakové
2. Mazání rozstříkem - pouze pro části ve společné uzavřené skříní - ozubené kolo se brodí v oleji a rozstříkuje ho, olej maže místa přímo nebo se zachycuje ve sběrných prostorech, odtud se přivádí do mazacích míst otvory (průvrty)
  - při rozstříkování má být kolo ponořeno nejvýše do hloubky tří zubových mezer s rychlostí  $v < 6 \text{ m.s}^{-1}$
  - nad rychlosti  $12 \text{ m s}^{-1}$  se mazání rozstříkem nepoužívá (vzrůstají ztráty vířením oleje)
3. Mazání broděním - jen v uzavřených skříních při malých obvodových rychlostech ( $v < 4 \text{ m.s}^{-1}$ ), jinak rychle narůstají ztráty a náplň se zahřívá
  - vhodné pro šneková samostatná soukolí
4. Mazání olejovou mlhou - užití u rychloběžných vřeten s valivými ložisky



## 5. Tlakové oběhové mazání - nejdokonalejší způsob mazání

- použití u uzavřené soustavy (plní i funkci chlazení např. u hydrodynamických ložisek)



### 21.2.1. Ztrátové mazání - skladba

I. Mazací agregát - (elektromotor), hydrogenerátor, přepouštěcí ventil, filtrace sání, elmag. rozvaděč, filtr výtlaku, hladinoměr, nádrž.

#### 1. Ruční pístový hydrogenerátor 1 Z2A

Množství na 1 zdvih	0,032	dm <sup>3</sup>
Tlak	3	MPa
Odlehčovací tlak	0,05 ÷ 0,1	MPa
Počet vývodů	1 ÷ 2	
Obsah nádrže	1,5	dm <sup>3</sup>
Průměr vývodu trubky	6	mm

2. Mazací agregát 7 AZ (kompletní zdroj se zubovým hydrogenerátorem)

Průtok	0,02	$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	
Tlak	3	MPa	
Obsah nádrže	7	$\text{dm}^3$	
Max. délka 1 větve potrubí	20	m	
Max. součet délek větví	40	m	
Filtrace	30	$\mu\text{m}$	
Příkon elektromotoru		0,37	kW
Řízení automatikou			
Průměr vývodu	5	mm	

3. Mazací agregát 7 AP( kompletní zdroj s pístovým hydrogenerátorem)

Množství	0,006	$\text{dm}^3 / 1 \text{ zdvih}$	
Tlak	$2 \div 3$	MPa	
Obsah nádrže	7	$\text{dm}^3$	
Max. délka 1 větve potrubí	5	m	
Max. součet délek větví	15	m	
Filtrace	30	$\mu\text{m}$	

II. Rozvodný systém - rozvodné kostky, dávkovače (progresivní rozdělovače), tlakový spínač, spojovací mat.

### 21.2.2. Oběhové mazání - skladba

I. Mazací agregát - elektromotor, hydrogenerátor, filtrace sání, přepouštěcí ventil, tlakoměr, el. hladinoměr, filtrace výtlaku, nádrž

1. Hydraulický agregát BPA-2-40-1 (kompletní zdroj)

Průtok	0,1; 0,165	$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak	$4 \div 5$	MPa
Nádrž	40	$\text{dm}^3$

2. Zubový hydrogenerátor Z CZA 05

Průtok	0,0085	$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak	0,3	MPa

II. Rozvodový systém - rozvodné kostky, škrťací prvky, dávkovací prvky, tlakový spínač, přepouštěcí a pojišťovací ventily, tlakoměr

III. Automatika ovládání

- časová závislost
- taktování
- kombinace časové a taktovací závislosti

## 22. CHLAZENÍ

Chladicí kapaliny mají za úkol odvádět teplo vyvinuté při obrábění v místě styku nástroje s obrobkem. Navíc chlazení snižuje řezný odpor a pomáhá odvodu třísek. Chladicí kapalina nemá působit korozivně. Nesmí narušovat nátěr, nesmí se rozkládat a musí být zdravotně nezávadná.

Chladicí kapalina může být k místu chlazení doprovázena :

1. volným výtokem
2. pod tlakem (nízké tlaky  $0,03 \div 0,06$  MPa,  $Q = 10 \div 20$  l.min<sup>-1</sup>)  
(vysoké tlaky  $1 \div 5$  MPa)

Objem nádrže na chladicí kapalinu je  $5 \div 10$  -ti násobek minutového objemu dodávaného čerpadlem ( $50 \div 100$  l).

Vracená kapalina do sběrných nádrží musí být vhodně čištěná :

1. síta (mechanicky - několikanásobná)
2. vířivé (odstředivé čištění)
3. magnetické filtry u brusek

Teplota chladicí kapaliny se musí udržovat na stálé výši (max.  $40 \div 60$  °C).

Chladicí zařízení	CHO 2,5	CZO 5L
Chladicí výkon [W]	2 500	5 800
Instalovaný výkon [W]	3 500	5 000
Počet chladicích okruhů	1	2
Průtočné množství oleje [l]	25	20 ÷ 100
Max. tlak oleje na výstupu [MPa]	2	2
Regulace teploty oleje	diferenčně	
Provozní napětí [V]	3 x 380	
Hmotnost [kg]	420	220
Rozměry [mm] <i>šířka x výška x hloubka</i>	1000 x 1800 x 600 vč. hydraulických částí	980 x 970 x 575

## 23. KONSTRUKCE RÁMŮ OS

Rám přenáší složky řezných sil a hmotných sil na základ.

Na tuhosti rámu a dynamické stabilitě závisí schopnost pracovat s požadovanou přesností.

Vlastní frekvence rámu cca.  $500 \div 800$ Hz.

### 23.1. Požadavky na rám

1. Stálost tvaru - volba vhodného materiálu, technologie výroby, odstranění vnitřních pnutí.
2. Tuhost - rozměry, deformace (řádově) menší nežli mez předpisu pro dovolené odchytky rozměrů obrobků, žebra na krajích ( pro místo pro protizávaží).
3. Dynamická stabilita, odolnost chvění pro požadovanou jakost povrchu obráběných součástí. (Dynamický mezní průřez třísky) ?

4. Odolnost proti opotřebení vodících ploch.

5. Dokonalý odpad třísek - třísky nesmí překážet, ohřívat rám stroje, funkční plochy chráněny před třískami. Otvory v loži a rámu pro snadný odpad třísek (dopravníky třísek pro dopravu do centrální jímky).

6. Jednoduchá výroba - odlitky v odstraněném pnutí, jádra k formování používat co nejméně. Velké rámy, co nejméně obráběných ploch k uchycení dalších složitých celků.

- Tvar rámu :
1. Rámy otevřené - vhodnější pro menší stroje universální
  2. Rámy uzavřené - vhodné pro stroje přesnější a s většími výkony

Směrnice pro konstrukci - se zřetelem na tuhost.

1. Všechny části přibližně stejně tuhé - spojování dostatečně tuhými šrouby.
2. Používat materiál o vysokém E.
3. Co možná nejvíce používat díly namáhané rovnoměrným tahem či tlakem.
4. Z hlediska I volit vhodné průřezy.
5. Volit správné umístění podpěr - uchycení k základu (možnost zvýšení tuhosti 4x).
6. Volit takové uspořádání, aby deformace ve směru požadované přesnosti pro obrábění bylo co nejmenší.
7. Na stroji by nemělo docházet ke změnám tuhosti při změnách působitě sil.

## 23.2. Modelová podobnost

Při konstrukci rámu - důležité ověření vlastností návrhu,  
- model ve zmenšeném měřítku - podobný co nejvíce tvarově - kritérium podobnosti.

Měřítko - délek	$m_L$
- deformací	$m_y$
- ploch	$m_S$
- sil	$m_F$
- modulů pružnosti	$m_E$
- hustot	$m_\rho$
- frekvencí	$m_f$
- hmotností	$m_m$

Pro tah :

$$y = l \cdot \varepsilon = \frac{\sigma}{E} \cdot l = \frac{l \cdot F}{E \cdot S} ; S \dots \text{plocha}$$

měřítko deformace :

$$m_y = \frac{y_d}{y_m} = \frac{l_d \cdot F_d}{E_d \cdot S_d} \cdot \frac{E_m \cdot S_m}{l_m \cdot F_m} = \frac{l_d}{l_m} \cdot \frac{F_d}{F_m} \cdot \frac{E_m}{E_d} \cdot \frac{S_m}{S_d}$$

Pro tah a ohyb :

$$y = \frac{F.l^3}{\alpha.E.I} , \quad m_y = \frac{y_{dilo}}{y_{model}}$$
$$m_y = \frac{F_d.l_d^3}{\alpha.E_d.I_d} \cdot \frac{\alpha.E_m.I_m}{F_m.l_m^3} = \frac{m_F}{m_L.m_E}$$

Pro krut :

$$\varphi = \frac{M_k.l}{G.I_p} , \quad M_k = F.R , \quad y = \varphi.r , \quad m_y = \frac{y_d}{y_m}$$
$$m_y = \frac{m_F}{m_L.m_E}$$

Pro dynamické chování :

$$\Omega^2 = \frac{k}{m} ; \quad k = \frac{E.A}{l} , \quad \frac{A.l}{m} = \frac{[m^3]}{[kg]} = \frac{1}{\rho} , \quad A \dots \text{průřez}$$

$$m_\Omega = \frac{\Omega_d}{\Omega_m} = \sqrt{\frac{k_d.m_m}{k_m.m_d}} \doteq \frac{1}{m_L} \cdot \sqrt{\frac{m_E}{m_\rho}}$$

Pro tlumení :

$$\delta = \frac{c}{2.m}$$

Poměrný útlum lze splnit velmi obtížně.

### 23.3. Ustavení OS na základ

Správně dimenzovaný základ zvyšuje celkovou tuhost stroje. Tuhé spojení se základem zvýší tuhost až 4x.

Každý OS provádějící náročné operace (mimo hrubovacích strojů a zdrojů chvění) by měl mít vlastní základ.

Typy ustavení stroje :

- na stavitelnou klikovou podložku (nákladnější)
- stavitelnými šrouby (jen u malých strojů se samonosným rámem)
- stavěcí šrouby a kotevní šrouby

Volba uložení závisí na vlastnostech stroje (konstrukci, způsobu práce), provozních požadavcích a okolí.

Zvažuje se :

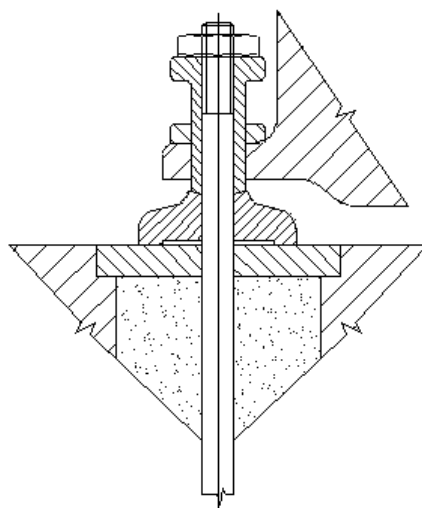
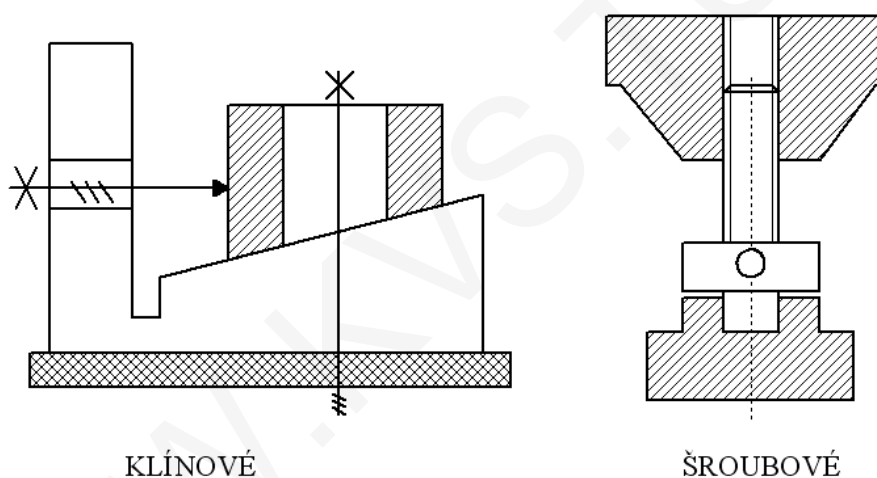
- 1.tuhost lože
- 2.velikost a dráha přemísťovaných hmot
- 3.velikost rázů při obrábění
- 4.požadovaná přesnost
- 5.možnost vyrovnání OS
- 6.hmotnost základu
- 7.amplituda a frekvence rušivých kmitů okolí

Uložení na podlaze :

Malé a střední obráběcí stroje s tuhými litinovými loži, kde  $l/h \leq 7 \div 8$ , se ukládají přímo na betonovou podlahu o tloušťce 100 mm.

Obráběcí stroje s dlouhými loži, kde  $l/h > 8 \div 10$ , se po ustavení na podložkách podlévají cementovou kaší o tloušťce 50 mm.

K vyrovnávání se používají klínové nebo šroubové podložky.



Pro OS s náročnými operacemi - provádí se uložení na samostatný základ.

Zásady pro navrhování základu :

Hmotnost :  $G_{\text{základu}} = G_{\text{stroje}} \cdot k_z$

$k_z = (0,6 \div 1,5)$  pro stroje s klidným chodem

$k_z = (2 \div 3)$  pro dynamické zatížení

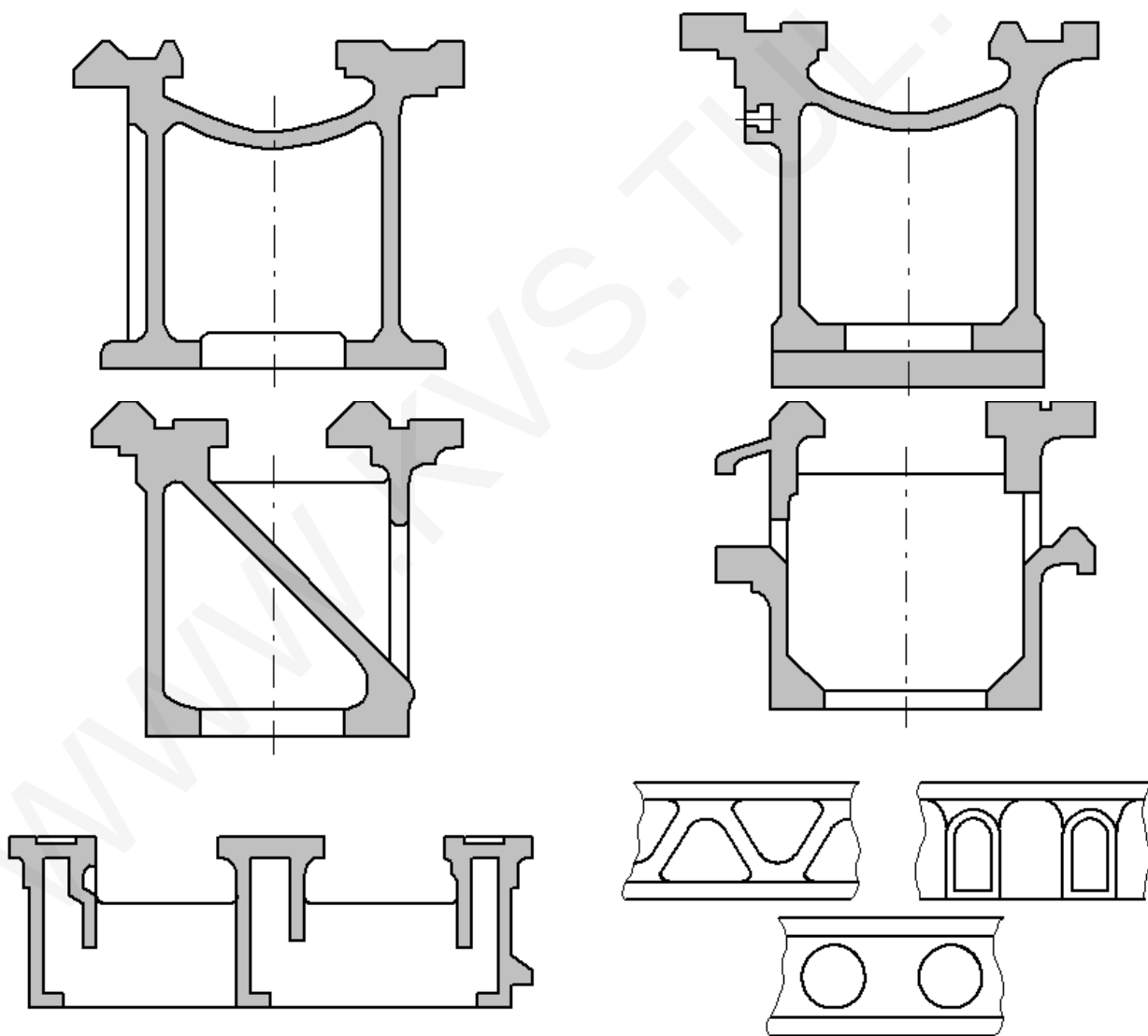
Dovolený měrný tlak základu na podklad max.  $1 \div 5 \text{ N.cm}^{-2}$ .

Hloubka základu - větší nežli hloubka zamrznání půdy.

Těžiště stroje a těžiště základu na stejné těžnici.

Vlastní frekvence  $< 5 \text{ Hz}$  - někdy užití základového bloku na pružinách.

#### 23.4. Lože soustruhů





## 24. ŘÍZENÍ A OVLÁDÁNÍ OS

Definice ovládání - působení na průběh činnosti s cílem realizovat záměr (tvar, rozměry, kvalitu obrobku)

Definice řízení - činnost hodnotící a zpracovávající informace o řízeném objektu, procesu a dějích vně procesu obrábění.

Podle informací se ovládají OS tak, aby bylo dosaženo předepsaného cíle.

Řízení může být : - ruční (práci ovládá dělník)

- automatické (cyklus je řízen signálem z vnějšku)

Ruční ovládání - otevřený obvod

Automatické řízení - v uzavřeném obvodu (regulace)

Obvody automatické regulace :

1. na stálou hodnotu (otáčky, rychlost, výkon)

2. vlečné regulace (servomechanismy)

3. optimalizační adaptivní (dle vlastností obrobků dosahování určitých parametrů)

Pracovní stanoviště - prostor, kde člověk uskutečňuje pracovní činnost.

Musí zahrnovat antropometrické údaje (psychologicko fyziologické možnosti).

Dosahový, funkční a optimální prostor.

Optimální prostor - ruce, nohy mohou vykonávat pracovní pohyby s optimálním účinkem, velkou přesností, rychlostí, silou, vytrvalostí a malou námahou.

Zrak - 95 % informací, ostrost, zorné pole, pozadí

Osvětlení - ČSN 01 1710, 36 0004 , 36 0035, 36 0046

Hluk (dB) - ČSN 01 1304, 35 6870

Klimatizace - ČSN 12 7040

Ovládací pulty - manipulační prostor - musí umožňovat fyziologicky optimální polohu i pohyby dělníka vhodné uspořádání prvků dle technologie a důležitosti (shora dolů).