TECHNICKÁ UNIVERSITA V LIBERCI

Ing. Jan Skalla, CSc.

# NÁVRH A DIMENSOVÁNÍ POLOHOVÝCH SERVOMECHANISMŮ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI
3146071362

habilitační práce

Liberec 1995

Obsah: str.


1. ÚVOD 4

2. SERVOPOHONY A ČÍSLICOVÉ ŘÍZENÍ 5
2.1. Základní parametry servopohonů 9
2.1.1. Propustné pásmo rychlostního servopohonu 9
2.1.2. Nerovnoměrnost malých rychlostí 10
2.1.3. Dosažitelné zesílení polohové smyčky 11
2.1.4. Dynamická tuhost 11
2.2. Servopohony - používané typy a jejich porovnání 14
2.2.1. Měniče 14
2.2.2. Motory 15
2.2.3. Materiál permanentních magnetů 16
2.2.4. Způsoby použití 17
2.2.5. Regulátory 18
2.2.6. Porovnání pohonů 19
2.3. Pracovní oblast servopohonů 19
2.4. Odměřovací zařízení 22

3. MECHANIKA POHONŮ 26
3.1. Zásady pro návrh mechaniky polohového servopohonu 26
3.2. Kinematika polohových servopohonů 27
3.2.1. Pohony posuvů 27
3.2.2. Lineární souřadnice manipulátorů 28
3.2.3. Přesné rotační souřadnice 28
3.3. Dynamika mechanické části pohonů 31
3.4. Tuhost mechanických částí 33
3.5. Pasivní odpory 34
3.6. Ztráta pohybu vlivem tuhosti a pasivních odporů 36
3.7. Vůle v mechanismu posuvu 38
3.8. Převody a spojky 40
3.8.1. Optimální převod 41
3.8.2. Převod ozubeným řemenem 43
3.8.3. Spojky 44
3.8.4. Svěrná spojení nábojů a hřídelí 45
3.9. Posuvové šrouby a jejich uložení 46
3.10. Přímočará vedení 51
3.11. Umístění pohonného prvku a odměřování 52

4. PARAMETRY A VZTAHY POUŽÍVANÉ PŘI NÁVRHU SERVOPOHONŮ 54
4.1. Pracovní posuvy 54
4.2. Rychloposuvy 55
4.3. Přepočty zatížení a setrvačných hmot 58
4.3.1. Převodový poměr 59
4.3.2. Přepočet zatěžujících sil a momentů 61
4.3.3. Přepočet setrvačných hmot 62
4.4. Zatěžující síly a točivé momenty 64
4.4.1. Pasivní odpory 64
4.4.2. Nevývažek 66
4.4.3. Klidové zatížení 67
4.4.4. Maximální zatížení při ustálené rychlosti 68
4.4.5. Dynamické zatížení 68
4.4.6. Efektivní zatížení 69



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Univerzitní knihovna
Voronežská 1329, Liberec 1
PSČ 461 17

U 306 c

KOM
55 A.
obr. tab

Obsah: (pokrač.) str.

5. STANOVENÍ VELIKOSTI POHONU 72
5.1. Zadání úlohy 72
5.2. Volba rychloposuvové rychlosti 73
5.3. Volba posuvového šroubu. 73
5.4. Přepočet zadaných veličin na posuvový šroub 76
5.5. Volba převodu a motoru 77
5.5.1. Volba převodu 77
5.5.2. Stanovení momentu setrvačnosti motoru 78
5.5.3. Stanovení točivého momentu motoru 79
5.5.4. Volba motoru 80
5.6. Kontrola dynamických stavů pohonu 80

LITERATURA 82

SEZNAM OZNAČENÍ VELIČIN 84

# 1. ÚVOD

Polohové servomechanismy s elektrickými servopohony o jejichž návrhu pojednává tato práce, jsou nyní zcela běžným vybavením číslicově řízených obráběcích strojů. Většinou se jedná o pohony posuvů, často také o pohony vřeten. Polohové servopohony pro posuvy se kromě obráběcích strojů, manipulátorů a robotů používají v řadě dalších odvětví techniky.

Disciplína zabývající se aplikacemi a návrhem polohových servomechanismů je někdy nazývána "Řízení pohybu" (anglicky Motion Control). Tento obor zatím právě nevyniká přehledností mimo jiné také proto, že je typickým hraničním oborem, který využívá teorii regulace, mechaniku, dynamiku strojů, slabo- a silnoproudou elektroniku a případně ještě hydrauliku a pneumatiku. Publikace, která by návrh a dimensování pohonů podrobně a podle možnosti úplně zpracovávala v podobě použitelné pro konstruktéry autorovi není známa. Proto se autor v následujícím textu pokusil shrnout zkušenosti získané v letech 1966-90 v bývalém Výzkumném ústavu obráběcích strojů a obrábění při výzkumu, vývoji a aplikacích polohových servomechanismů.

Nedostatek odborné literatury je často příčinou toho, že návrh pohonu bývá pojatý tak, že konstruktér zvolí převodový poměr podle maximálních otáček motoru a požadovaného rychloposuvu a vybere motor, který vyhovuje svým točivým momentem. Tento postup sice není zásadně nesprávný, ale opomíjí řadu faktorů, což v lepším případě může způsobit zhoršení výsledných vlastností pohonu a v horším případě při oživování stroje zjistíme, že pohony vlastně nefungují. Při rozboru většinou vyjde najevo, že příčinou neúspěchu bylo podcenění skutečnosti, že u polohových servopohonů tak, jako u všech zpětnovazebních systémů platí, že vlastnosti celku do značné míry určuje jeho nejhorší člen. S určitým zjednodušením lze říci, že spojením průměrných prvků často získáme celek s lepšími vlastnostmi než má zařízení, které sestává ze špičkových prvků a má jeden podprůměrný člen.

Práce se zabývá návrhem polohových servomechanismů pro obráběcí stroje, tedy aplikacemi s nejvyššími nároky na přesnost. Poznatky zde uvedené však lze využít i pro méně náročné použití v jiných oborech. Práce neobsahuje podrobnější rozbor konstrukce mechaniky stroje, v příslušných částech jsou ale diskutovány parametry mechaniky důležité pro návrh pohonů. Pro zachování únosného rozsahu práce není vždy uváděno úplné odvození používaných vztahů.

Není-li uvedeno jinak, "pohon", "servomechanismus" nebo "servopohon" v dalším textu zpravidla znamená polohově řízený pohon posuvu číslicově řízeného obráběcího stroje.

## 2. SERVOPOHONY A ČÍSLICOVÉ ŘÍZENÍ

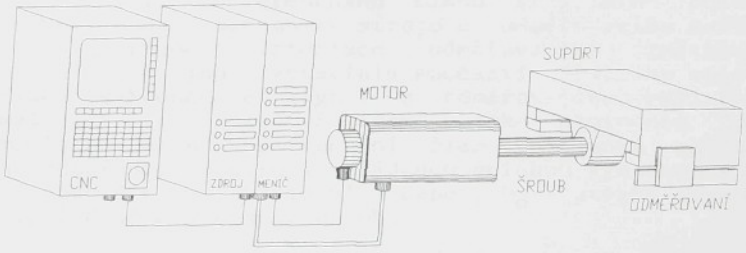
Budiž autorovi dovoleno na počátku této kapitoly uvést dva volné citáty, které velmi dobře vystihují charakteristické rysy oboru Řízení pohybu (a mají velmi blízko k Murphyho zákonům):

"Ve světě zpětnovazebních regulačních systémů je realizovatelné prakticky cokoliv. Jediná skutečná omezení jsou čas a peníze" (T.P.Neal, National Conference on Fluid Power, Pennsylvania, U.S.A., 1974.)

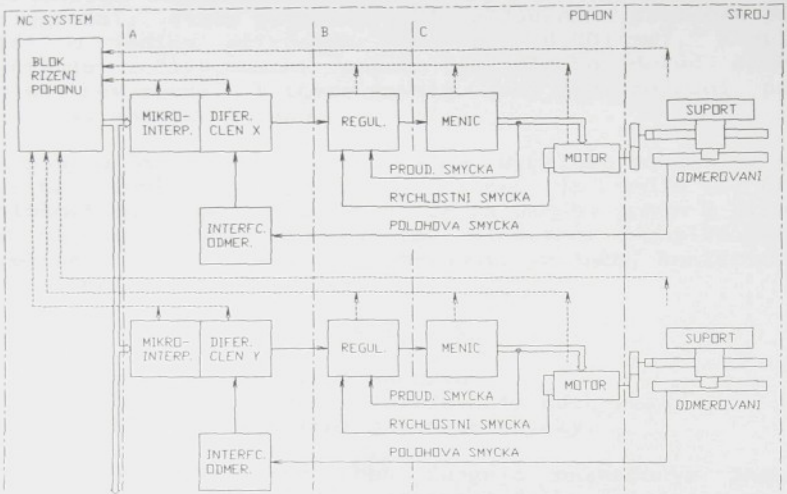
"Chování servomechanismů popisují zcela jednoduché, až triviální vztahy. Potíž je v tom, že vztahů je mnoho a různě spolu souvisí" (J.Zelený, VÚOSO Praha, cca 1980).

Polohové servopohony zajišťují základní úlohu číslicového řízení obráběcích strojů - přesné a rychlé nastavení vzájemné polohy nástroje a obrobku. Koncepce pohonů posuvů malých a středních strojů je dnes ustálená a s malými obměnami se používá prakticky jediné řešení, znázorněné na obr.1. Akčním členem pohonu je speciální elektrický motor spojený (často přes převod) zpravidla s kuličkovým posuvovým šroubem, který působí přes kuličkovou matici na ovládanou část stroje (suport). Motor je napájen polovodičovým výkonovým měničem s regulátory, které na základě povelů přicházejících z řídícího systému CNC a na základě signálů čidel umístěných v motoru řídí rychlost pohonu. K pohonu posuvu funkčně patří, jak znázorňuje obr.1, čtyři hlavní části:

- Část systému CNC určená pro řízení pohonů
- Vlastní pohon sestávající z motoru a měniče
- Mechanická část stroje
- Odměřovací zařízení.




Obr.1 - Pohon posuvu obráběcího stroje




Obr.2 - Funkční schema pohonu posuvů

Funkční vztahy mezi jednotlivými prvky pohonů posuvů osvětluje schema na obr.2. V rámci vlastního pohonu je uzavřena tzv. rychlostní smyčka, sestávající z regulátoru rychlosti, měniče, motoru a čidla rychlosti. Regulátor rychlosti porovnává signál z řídícího systému se signálem čidla rychlosti a na základě jejich rozdílu řídí polovodičový měnič a tím rychlost motoru.

Hlavní regulační smyčkou pohonu posuvu je polohová smyčka složená z tzv. diferenčního členu (regulátor polohy), vlastního pohonu, mechaniky stroje a odměřovacího zařízení včetně interface. Interface odměřovacího zařízení a diferenční člen jsou zpravidla součástí řídícího systému. Interface vyhodnocuje signál z odměřovacího zařízení a předává jej v číslicové formě jako skutečnou polohu diferenčnímu členu. Diferenční člen porovnává skutečnou polohu odměřenou na stroji s žádanou polohou vyslanou blokem řízení pohonů a vysílá signál - napětí $U_d$ - úměrný zpravidla rozdílu žádané a skutečné polohy.

$$U_d = K_d \cdot x_e = K_d \cdot (w - x) \qquad (1)$$

$K_d$ [V/mm] ..... konstanta diferenčního členu
$x_e = w - x$ [mm] ... polohová odchylka
w resp. x [mm] .... žádaná resp. skutečná poloha

Diferenční člen je číslicové zařízení, a proto je polohová odchylka kvantována. Nejmenší přírůstek polohy (inkrement) bývá u soudobých systémů 0,0001 až 0,001 mm.

Rychlostní regulátor pohonu je typu PI (proporcionálně - integrační), takže pokud se v klidu žádaná a skutečná poloha liší o jediný přírůstek (na př. 0,001 mm), regulátor zvětšuje točivý moment pohonu tak dlouho, dokud odchylku polohy nevyrovná. V tomto smyslu tedy jsou moderní pohony staticky absolutně tuhé.

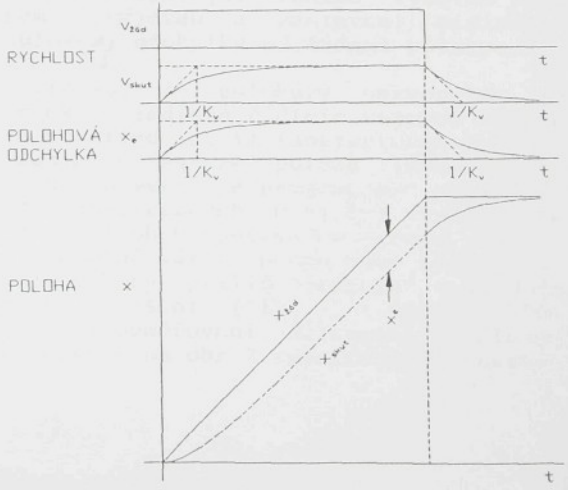
Za pohybu je situace poněkud jiná. Rychlost pohonu je přímo úměrná povelovému napětí $U_d$, které je podle (1) úměrné polohové odchylce. To znamená, že za pohybu pohon z principu své činnosti musí vykazovat tzv. sledovací odchylku úměrnou rychlosti pohybu. Konstanta úměrnosti je známý koeficient $K_v$ - zesílení polohové smyčky. Platí

$$v = K_v \cdot x_e \qquad (2)$$

$v$ [mm/s] ... rychlost suportu
$x_e$ [mm] ... polohová (sledovací) odchylka
$K_v$ [1/s] ... zesílení polohové smyčky.

To, že polohový servopohon funguje naznačeným způsobem prakticky nijak nesnižuje přesnost dráhy nástroje ani při současném pohybu více souřadnic, pokud jsou hodnoty $K_v$ ve všech osách stejné. Také za pohybu je servopohon absolutně tuhý, avšak výše uvedená úvaha o tuhosti se nevztahuje k nulové hodnotě polohové odchylky ale k hodnotě dané vztahem (2), t.j. $x_e = v / K_v$. Obvyklé hodnoty polohového zesílení se pohybují mezi $K_v = 15$ až $25$ [1/s].

Existence sledovací odchylky za pohybu dovoluje, aby se servopohon i při skokovém zadání žádané rychlosti rozjel a zastavil bez překmitu polohy - viz obr.3. Při zadání žádané rychlosti $v_{zad}$ skokem se začne zvětšovat polohová odchylka $x_e$ a úměrně tomu začne růst rychlost pohonu $v_{skut}$ podle (2).




Obr.3 - Chování polohového servopohonu při rozběhu a zastavení

Když se skutečná rychlost pohonu ustálí, t.j. dosáhne žádanou hodnotu, pohon se pohybuje s konstantní polohovou odchylkou $x_e$. V okamžiku, kdy žádaná rychlost klesne na nulu se pohon ještě pohybuje plnou rychlostí, ale je vzdálen od cílového bodu o míru rovnou polohové odchylce $x_e$. Jak se suport blíží cílové poloze, klesá velikost polohové odchylky, tím i rychlost a pohon posléze dosáhne žádanou polohu s nulovou rychlostí, t.j. bez překmitu. Všimněme si, že skutečná rychlost a polohová odchylka mají prakticky shodný průběh v souladu s rovnicí (2).

Z hlediska teorie regulace se polohový servopohon tohoto typu (je-li správně navržen a seřízen) chová prakticky jako člen 1. řádu s časovou konstantou $T = 1/K_v$.

**Poznámka:** Polohový servopohon je samozřejmě soustava vyššího řádu. Zmíněná dominantní časová konstanta $T = 1/K_v$ při $K_v = 20$ [1/s] odpovídá pólu na frekvenci cca 3 Hz. Nejbližší další kořeny přenosu pohonu jsou nula na frekvenci 7 až 10 Hz a komplexní póly na frekvenci zhruba 70 Hz s tlumením 0,3. Zanedbání vyšších řádů přenosu je tedy pro hrubé úvahy oprávněné.

Předpokládejme nyní, že pohon má při ustálené rychlosti nulovou sledovací odchylku $x_e = 0$. V okamžiku, kdy žádaná rychlost klesne skokem na nulu je suport již v cílovém bodě avšak dosud se pohybuje plnou rychlostí. Je jasné, že reálné mechanické zařízení nemůže změnit svoji rychlost skokem a musí tedy dojít k přejezdu cílového bodu.

**Poznámka:** Polohové servopohony, které mají za pohybu nulovou polohovou odchylku se někdy skutečně používají. Jejich rozběh a zastavení však musí být v každém případě řízeny - např. podle rampové funkce (konstantní zrychlení). Moderní řídící systémy používají složitější funkce vyššího řádu zajišťující také během rozjezdu a zastavení minimální (případně teoreticky nulovou) odchylku od žádané polohy.

Ze schema na obr.2 vidíme, že polohový servopohon je relativně samostatný celek s jediným řídícím vstupem žádané polohy w. Řídící systém prostřednictvím (softwarového) bloku řízení pohonů mění údaje o žádané poloze jednotlivých souřadnic stroje tak, jak to vyžaduje program pro obrábění. Blok řízení pohonů tedy např. každých 0,01 [s] vysílá nové hodnoty žádané polohy pro všechny souřadnice stroje. Tak je možné při interpolaci vzájemně vázat pohyb více souřadnic. Jinak se řídící systém o pohony příliš "nestará" - sleduje jen dvouhodnotová zpětná hlášení ("1" - v pořádku; "0" - porucha) o správné funkci odměřování, diferenčního členu, vlastního pohonu a mechaniky - na obr.2 naznačeno čárkovaně.

## 2.1. Základní parametry servopohonů

Na pohony posuvů jsou kladeny následující požadavky:

- V celém rozsahu pracovních rychlostí (běžně 1 až 6000 mm/min) vyvinout dostatečně velkou sílu k překonání řezných a zrychlujících sil a pasivních odporů;
- Řídit polohu posouvaných částí stroje s přesností 0,010 až 0,001 mm;
- V celém rozsahu rychlostí a zatěžujících sil zajistit plynulý pohyb a spojitou regulaci posouvané části stroje;
- Rozběh a zastavení pohonu při skokovém zadání rychlosti musí být v rámci pracovních rychlostí bez překmitu polohy;
- Rychloposuvová rychlost až 30 m/min, běžně 10 až 15 m/min.

Pro splnění těchto velmi přísných požadavků je nutné, aby měl pohon skutečně špičkovou kvalitu. Hlavní parametry, podle kterých se vhodnost pohonu pro posuvy posuzuje, jsou:

- Propustné pásmo;
- Nerovnoměrnost malých rychlostí;
- Dosažitelné polohové zesílení;
- Dynamická tuhost.

### 2.1.1. Propustné pásmo rychlostního servopohonu

Propustné pásmo je parametr vlastního pohonu, tzn. pohonu pouze v rychlostní smyčce, bez polohové vazby a bez zátěže (motor s volným čepem).

Teorie regulace definuje propustné pásmo jako největší frekvenci sinusového vstupního signálu, při které amplituda výstupního signálu (zde zpravidla napětí tachodynama) neklesne více než o 3 dB (t.j. na 70,8 % amplitudy při nízkých frekvencích) a při které fázový posuv výstupního signálu vůči vstupnímu neklesne pod -90 stupňů.

Zjednodušeně řečeno propustné pásmo je určeno nejvyšší frekvencí vstupního signálu, kterou pohon ještě dokáže bez většího zkreslení sledovat. Velikost propustného pásma v podstatě určuje rychlost, kterou je pohon schopen reagovat na změny vstupních a poruchových signálů.

Propustné pásmo zjistíme měřením frekvenční charakteristiky vlastního pohonu, příklad je na obr.4. Kvalitní pohony posuvů mají dnes propustné pásmo větší než 70 Hz.

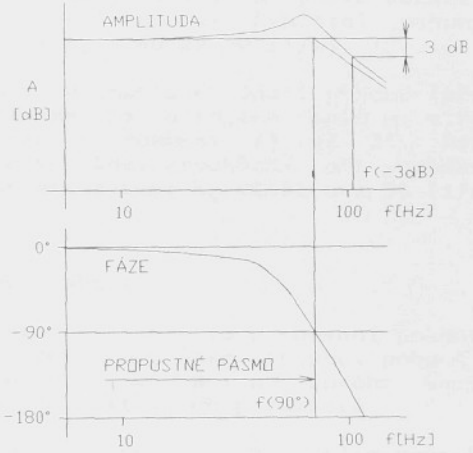
### 2.1.2. Nerovnoměrnost malých rychlostí

Nerovnoměrnost malých rychlostí je také parametr vlastního pohonu (tzn. pohonu pouze v rychlostní smyčce, bez polohové vazby) bez zátěže (motor s volným čepem) a je definována jako poměr kolísání okamžité rychlosti ku střední rychlosti pohonu

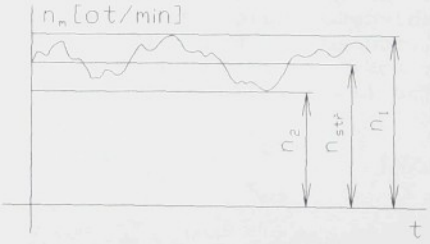
$$\delta = \frac{n}{n_{str}} \triangleq 2 \cdot \frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \quad [1] \qquad (3)$$

Vyhodnocuje se ze záznamu okamžité rychlosti pohonu, jak je naznačeno na obr.5.

Důležitost tohoto parametru vyplývá z vlastností nadřazené polohové smyčky, která není schopná beze zbytku vyrovnávat kolísání rychlosti vlastního pohonu. Při velké nerovnoměrnosti pak při rychlostech, kdy frekvence kolísání rychlosti odpovídá minimu dynamické tuhosti (viz 2.1.4.), dochází ke značným periodickým odchylkám od žádané polohy.




Obr.4 - Frekvenční charakteristika rychlostního servopohonu




Obr.5 - Záznam nerovnoměrnosti rychlosti rychlostního servopohonu

Podle metodiky zavedené v ČR se nerovnoměrnost malých rychlostí měří při 1 ot/min a má být menší než $\delta = 0,1$. Kvalitní pohony mají při 1 ot/min nerovnoměrnost menší než 0,03.

### 2.1.3. Dosažitelné zesílení polohové smyčky

Dosažitelné zesílení polohové smyčky je parametr pohonu v polohové vazbě bez zátěže (motor s volným čepem). Definujeme jej jako největší hodnotu koeficientu $K_v$ - vztah (2) - při kterém v celém rozsahu pracovních posuvů při zadání skokové změny žádané rychlosti:

- Nedochází k překmitu při zastavení.
- Obsah kmitavých složek v přechodovém ději nepřevýší 20%.

Dosažitelné zesílení ověřujeme záznamem přechodového děje polohové odchylky $x_e$. Obsah kmitavých složek odhadujeme, což je do jisté míry subjektivní, a proto dosažitelné zesílení udáváme jako rozpětí hodnot. Kvalitní pohony za uvedených podmínek dosahují $K_v = 40$ až $50$ [1/s].

Vlivem vlastností mechanické části pohonu (převody, spojky, šroub, suport) lze na strojích malé a střední velikosti nastavit $K_v$ jen v rozmezí 15 až 25. Protože polohové zesílení určuje velikost zrychlení při rozběhu a zastavení, nedoporučuje se nastavovat $K_v$ větší než 30 [1/s].

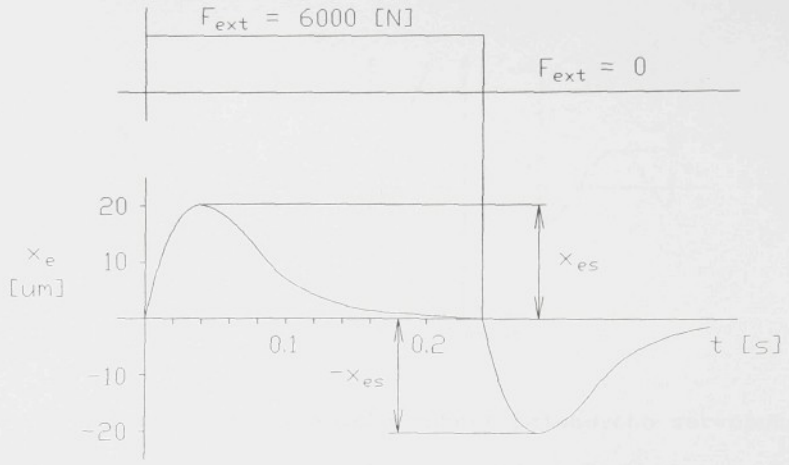
### 2.1.4. Dynamická tuhost

Dynamická tuhost nás informuje o chování pohonu při působení vnějších sil proměnných v čase. Výrobci pohonů tuto veličinu neudávají, pro popis chování polohového servopohonu to je však jeden z nejdůležitějších parametrů.

Dynamickou tuhost zde definujeme dvojím způsobem - buď jako tzv. rázovou nebo jako tzv. frekvenční dynamickou tuhost.

**Rázová dynamická tuhost** se zjišťuje z odezvy pohonu na skokovou změnu zatížení, což v praxi odpovídá např. rychlému najetí nástroje do řezu. Příklad je na obr.7, kde je záznam průběhu odezvy polohové odchylky na skok zatěžující síly. Číselnou hodnotu rázové dynamické tuhosti definujeme jako

$$k_{r\text{-}dyn} = \frac{F_{ext}}{x_{es}} \qquad [N/um] \qquad (4)$$




Obr.7 - Odezva polohového servopohonu na skokovou změnu zatížení

**Poznámka:** Na obr.7 je odezva pohonu střední velikosti (trvalý točivý moment motoru 20 Nm) s propustným pásmem 80 [Hz] a polohovým zesílením $K_v$ = 30 [1/s]. Pohon je přímo spojen s posuvovým šroubem o stoupání 10 mm/ot. Při skokovém zatížení 6000 [N], což odpovídá zhruba 50% trvalého momentu (t.j. 10 Nm) vznikne odchylka 0,02 [mm], kterou pohon během asi 0,16 [s] vyrovná. Při odlehčení se pohon chová stejně, odchylka má však opačné znaménko. Pro příklad na obr.7 je rázová dynamická tuhost

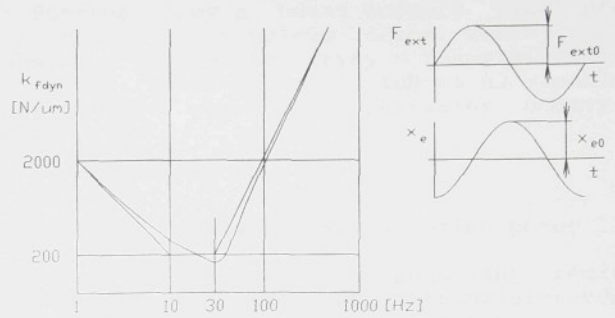
$$k_{r\text{-}dyn} = \frac{F_{ext}}{x_{es}} = \frac{6000}{20} = 300 \quad [N/um]$$

**Frekvenční dynamická tuhost** je zjišťována z odezvy pohonu na harmonicky proměnnou zatěžující sílu. Tomuto stavu se v praxi blíží každé frézování a např. soustružení drážkového hřídele. Budicí frekvence je pak dána otáčkami vřetena a počtem zubů frézy resp. počtem drážek hřídele.

Frekvenční dynamickou tuhost zde definujeme jako poměr amplitud harmonicky proměnné zatěžující síly $F_{ext0}$ a polohové odchylky $x_{e0}$

$$k_{f\text{-}dyn} = \frac{F_{ext0}}{x_{e0}} \quad [N/um] \qquad (5)$$

Tato veličina je funkcí frekvence budicí síly a obvykle ji znázorňujeme v logaritmických souřadnicích - obr.8.




Obr.8 - Frekvenční dynamická tuhost polohového servopohonu

Pohon při zatěžování harmonicky proměnnou silou (průběh síly je sinusový) reaguje tak, že polohová odchylka $x_e$ kmitá také prakticky sinusovými kmity. Průběhy síly a polohové odchylky jsou vůči sobě samozřejmě fázově posunuty, jak ukazuje obr.8.

**Poznámka**: Průběh $k_{F\,DYN}$ je amplitudová část inversní logaritmické frekvenční charakteristiky přenosu poruchy $x_e(j\omega)/F_{ext}(j\omega)$. Zjišťuje se měřením přenosu poruchy.

Při nízkých frekvencích budicí síly je tuhost pohonu velmi vysoká (statická tuhost je, jak již bylo řečeno, absolutní). S rostoucí frekvencí zatěžující síly klesá schopnost regulátorů vyrovnávat vznikající odchylky polohy a úměrně tomu klesá tuhost pohonu (na obr.8 pásmo frekvencí do 10 Hz). Minimum dynamické tuhosti se zpravidla nalézá v rozmezí frekvencí 10 až 30 Hz. Při frekvencích nad 30 Hz dynamická tuhost pohonu opět roste - začíná se uplatňovat vliv setrvačných hmot, které pohonu nedovolí sledovat vysoké frekvence zatěžujících sil.

**Poznámka**: Na obr.8 je průběh frekvenční dynamické tuhosti pohonu střední velikosti (trvalý točivý moment motoru 20 Nm) s propustným pásmem 80 [Hz]. Zesílení $K_v$ = 30 [1/s].

**Poznámka**: Metodami teorie regulace lze z odezvy na skokovou změnu zatížení (rázová tuhost) určit průběh přenosu poruchy (a z toho průběh frekvenční tuhosti) a naopak.

Z hlediska konstruktéra je důležitá skutečnost, že dynamická tuhost ve svém minimu je přímo úměrná celkovému momentu setrvačnosti. U pohonů posuvů tedy z hlediska dynamické tuhosti nemá velký význam používání motorů s magnety na bázi vzácných zemin, které se vyznačují velmi nízkým momentem setrvačnosti. Jak uvidíme dále, motory s magnety na bázi vzácných zemin mají své opodstatnění v pohonech robotů a manipulátorů. Pro posuvy většinou dobře vyhoví levnější

motory s ferritovými magnety.

**Poznámka:** Popsané jevy a udané hodnoty platí pro polohový servopohon s motorem s volným čepem. Reálný pohon posuvu mimo to obsahuje mechanické prvky s tuhostmi řádově desítky až stovky [N/um], takže výsledná tuhost na suportu může být menší, než udávají obr.7 a 8. Charakter odezvy pohonu je však nezměněn.

## 2.2. Servopohony - používané typy a jejich porovnání

Pro obráběcí stroje jsou dnes používány téměř výhradně elektrické servopohony, většinou s tranzistorovými měniči. Servopohony lze dělit podle těchto hledisek:

- Druh použitých měničů.
- Princip činnosti motoru.
- Materiál permanentních magnetů.
- Způsob použití.
- Druh regulátoru (analogový - číslicový).

### 2.2.1. Měniče

Pohony jsou řízeny tyristorovými nebo tranzistorovými měniči.

**Tyristorové měniče** jsou používány pouze pro méně náročné pohony, kde se uplatní jejich nižší cena. Důvodem je obtížnější regulace způsobená tím, že do řízení tyristorového pohonu můžeme zasahovat jen sepnutím tyristoru. Vypnutí tyristoru nastane buď zánikem proudu, nebo sepnutím jiného tyristoru. To vede k tomu, že se u těchto měničů projevuje zpoždění v regulačních zásazích, jehož střední hodnota při síťové frekvenci 50 Hz činí 1,7 ms u šestipulsních a 3,3 ms u třípulsních měničů. Vliv tohoto zpoždění lze do jisté míry kompenzovat adaptivním regulátorem, přesto však vlastnosti tyristorového pohonu jsou vždy výrazně horší, než vlastnosti tranzistorového pohonu.

**Tranzistorové měniče** dnes představují ideální řešení regulačního pohonu, kde se prakticky neuplatňují výše zmíněná zpoždění v regulačních zásazích (tranzistor lze libovolně zapínat a vypínat). Přibližně do roku 1980 nebyly k disposici tranzistory vhodné pro větší pohony (tzn. se závěrným napětím alespoň 1000 V a proudem nejméně 100 A). Tyto meze jsou s vývojem polovodičů zvyšovány, takže dnes (1994) jsou běžně dodávány tranzistorové měniče pro pohony s točivými momenty kolem 100 Nm resp. s výkony zhruba 40 kW/2000 ot/min.

Pro představu o rozdílech mezi těmito typy pohonů uvádíme tab.1, kde jsou hlavní parametry pohonů střední velikosti (trvalý moment asi 20 Nm). Je zřejmé, že vlastnosti pohonů

s tranzistorovými měniči jsou výrazně lepší, než u pohonů s tyristorovými měniči.

**Poznámka:** Nerovnoměrnost rychlosti uvedená u pohonu s bezkartáčovým motorem v závorce platí pro pohon zatížený trvalým momentem.

| | Tyristorový pohon | | Tranzistorový pohon | |
|---|---|---|---|---|
| | běžný | s adaptivním regulátorem | bezkartáčový motor | stejnosměrný motor |
| Propustné pásmo rychlostního [Hz] servopohonu (viz obr.4) | 8 - 15 | 30 - 50 | 70 - 120 | |
| Nerovnoměrnost rychlosti [1] při 1 ot/min (obr.5 a (3)) | > 0,05 | 0,02 - 0,05 | 0,03 - 0,10 (0,08 - 0,20) | < 0,03 |
| Dosažitelné polohové [1/s] zesílení | 15 - 20 | 20 - 30 | 40 - 50 | |
| Rázová dynamická tuhost [N/um] (obr.7 a (4)) | 30 - 40 | 100 - 150 | 300 - 600 | |

Tab.1 - Porovnání základních parametrů tyristorových a tranzistorových pohonů (trvalý moment cca 20 Nm)

### 2.2.2. Motory

Pohony můžeme dělit podle použitých motorů na stejnosměrné a bezkartáčové (často označované jako střídavé, synchronní nebo asynchronní). Logika zvoleného dělení vyplyne z následujících odstavců.

**Stejnosměrné pohony** používají motory s mechanickým sběracím ústrojím (mechanický komutátor a kartáče), které představuje jejich hlavní nevýhodu. Jedná se především o omezení točivého momentu při vyšších rychlostech (více než 1000 ot/min), kdy sběrací ústrojí ztrácí schopnost vést velké proudy bez jiskření. Nadměrné jiskření zvětšuje opotřebení komutátoru a při překročení jisté hranice jej zničí. Další nevýhody stejnosměrných pohonů v porovnání s bezkartáčovými jsou:

- Nutná pravidelná údržba komutátoru a výměna kartáčů.
- Poměrně složitý a tedy i drahý motor.
- Nižší maximální otáčky.

Výhodou je lepší rovnoměrnost malých rychlostí (viz tab.1).

Motory pro pohony posuvů jsou vyráběny téměř výhradně s buzením permanentními magnety. Motory určené pro pohony vřeten jsou s elektrickým buzením, výjimečně - u menších výkonů - s permanentními magnety.

**Bezkartáčové pohony** používají, jak vyplývá z názvu, motory bez sběracího ústrojí, napájené do statoru. Rotor je buď osazen permanentními magnety nebo má klecovou kotvu (pohony s asynchronními motory).

Terminologie bezkartáčových pohonů není zcela ustálená, takže např. stejnosměrné pohony s elektronickou komutací mohou být výrobci označovány jako střídavé, bezkartáčové nebo synchronní.

Hlavní výhodou bezkartáčových pohonů je, že motory nevyžadují žádnou údržbu, a konstruktér tedy nemusí řešit přístup k motoru pro výměnu kartáčů a čištění komutátoru.

Bezkartáčové pohony však zatím mají poněkud horší rovnoměrnost pohybu při malých rychlostech. Zlepšení tohoto parametru přinášejí střídavé pohony se sinusovým napájením. Přesto se u nejpřesnějších strojů někdy dává přednost tranzistorovým stejnosměrným pohonům.

Skutečné střídavé pohony s asynchronními motory se pro posuvy používají jen zcela ojediněle a jejich hlavní doménou jsou pohony vřeten.

### 2.2.3. Materiál permanentních magnetů

Pro buzení motorů pohonů posuvů jsou používány téměř výhradně permanentní magnety. Mezi hlavní výhody patří nulové ztráty a tedy také nulový ohřev motoru vlivem buzení a konstrukčně jednodušší motor. Proto se tento typ buzení někdy používá i pro pohony vřeten o menším výkonu.

Nejstarší a stále často užívané jsou ferritové nebo AlNiCo (Hliník - Nikl - Kobalt) permanentní magnety. V poslední době ale výrobci motorů často používají magnety na bázi vzácných zemin (nejznámější jsou typy Samarium - Kobalt a Neodym - Bor - Železo). Základní vlastností těchto materiálů je vyšší energie v jednotce objemu a to dovoluje zmenšit hmotnost magnetů v motoru. Následkem toho motory s magnety na bázi vzácných zemin mají v porovnání s ferritovými motory zhruba o čtvrtinu menší rozměry, poloviční hmotnost a čtyřikrát nižší moment setrvačnosti. To je velmi výhodné u robotů a manipulátorů a u aplikací, kde pracovní cyklus vyžaduje časté rozběhy a zastavení s velkým zrychlením (na př. vysekávací stroje).

Pro pohony posuvů uvedené vlastnosti nemají velkou důležitost; nižší moment setrvačnosti mimo to způsobuje celkově nižší dynamickou tuhost servopohonu. Proto se pro

posuvy doporučují spíše ferritové motory.

### 2.2.4. Způsoby použití

| Charakteristika pohonu: | Méně přesný | Přesný | Velmi přesný |
|---|---|---|---|
| Základní přírůstek lineární souřadnice:<br><br>Počet přírůstků na jednu otáčku kruhové souřadnice: | ≥ 0,005 mm<br><br>≤ 2000 | 0,005 až 0,000 5 mm<br><br>2000 až 20.000 | ≤ 0,000 5 mm<br><br>≥ 20.000 |
| Typické použití: | Lineární souřadnice manipulátorů<br><br>Polohování vřeten pro výměnu nástrojů | Lineární souřadnice posuvů<br><br>Rotační souřadnice manipulátorů | Velmi přesné lineární souřadnice<br><br>Přesné rotační souřadnice (osa "C") |
| Typické vodicí plochy: | V podstatě libovolné při zachování obecných požadavků na vodicí plochy | Obložení na bázi teflonu (TURCITE)<br><br>Valivá hnízda | Valivá hnízda<br><br>Hydrostatické vedení<br><br>Aerostatické vedení |
| Převody: | V podstatě libovolné při zachování obecných požadavků na převody | - Přímý náhon<br>- Ozubený řemen<br>- Čelní kola s minimální vůlí<br>- Pro rotační osy speciální převodovky s malou vůlí (planetové, cykloidní, harmonické) | Přímý náhon a pohon se špičkovou regulací<br><br>Ozubený řemen<br>Plochý řemen<br>"Multi-V" řemen<br><br>S vymezenou vůlí |
| Pohon: | Tyristorový pro posuvy<br><br>Tyristorový pro vřetena s adaptivním regulátorem | Tyristorový pro posuvy s adaptivním regulátorem<br><br>Tranzistorový | Tranzistorový špičkové kvality |
| Odměřování: | Běžné snímače polohy (fotoelektrické nebo induktivní) | | Speciální snímače polohy<br><br>Laserinterferometr |

Tab.2 - Charakteristiky polohových servopohonů podle dosahované přesnosti.

Z hlediska funkčních vlastností dnes téměř není rozdíl mezi pohony posuvů a vřeten. Pohony vřeten se odlišují hlavně elektrickým buzením s odbuzováním, bohatší výbavou různými pomocnými obvody (řízení rozběhu, hlášení žádaných otáček, nulových otáček, seřízení regulátoru závislé na zařazeném převodu atd.) a možností přecházet z polohové do rychlostní

regulace a naopak.

Pohony je ale účelné rozlišovat podle přesnosti dosahované na koncovém členu mechanismu (chapač manipulátoru, suport, otočný stůl). Vlastní pohony (motor a měnič s regulátorem) se přitom zásadně neliší. Tyristorové pohony ovšem nelze použít pro nejpřesnější aplikace. Hlavní rozdíly spočívají v konstrukci mechaniky pohonu a v použitých převodech, jak ukazuje tab.2.

Pokud dále není uvedeno jinak, týkají se následující úvahy vždy pohonů posuvů v kategorii "přesný", které v oboru obráběcích strojů představují nejpočetnější skupinu.

### 2.2.5. Regulátory

Zhruba do roku 1985 byly používány téměř výhradně analogové regulátory s integrovanými operačními zesilovači. Číslicové obvody byly jen v pomocných obvodech a v logice spínání výkonových prvků měničů. S rozvojem pohonů s vektorově řízenými asynchronními motory však byly vyvinuty číslicové regulátory (zpočátku na bázi procesorů řady 80186) - nejprve jen pro regulaci rychlosti. Zvětšování výkonu procesorů ale již kolem roku 1990 umožnilo realizovat regulátory bez analogových prvků i pro proudové smyčky.

Z hlediska základní funkce mají číslicové regulátory při porovnání s analogovými jedinou výhodu: neexistenci driftu a elegantnější a velmi přesně opakovatelné seřizování (vkládání konstant místo otáčení potenciometry).

Počítačové řešení ovšem přináší prakticky neomezené možnosti rozvíjení nových funkcí regulátorů v analogové versi prakticky nerealizovatelných. Někteří výrobci pohonů (hlavně z Japonska) již nabízejí některé speciality tohoto druhu, například:

- Automatické seřízení pohonu na stroji na základě vyhodnocení přechodových dějů. Prakticky to znamená, že při uvádění do chodu je třeba pouze několikrát popojet s pohonem a tím je seřízení ukončeno.

- Automatické přizpůsobení regulátoru při změně setrvačné zátěže se zřejmě uplatní u velkých strojů, kde je značný rozdíl v dynamice pohonů upínacího stolu bez obrobku a s nejtěžším obrobkem.

- Identifikace závad regulátoru a vedení pracovníka údržby při opravě.

Je patrně jen otázkou času, kdy budou aplikovány obecné algoritmy adaptivní regulace, různé postupy pro snížení vlivu nelinearit pohonu (pasivní odpory, vůle, obecné nelineární závislosti) a další funkce zlepšující vlastnosti pohonů a komfort obsluhy.

### 2.2.6. Porovnání pohonů

Uspořádáme-li používané pohony z hlediska funkčních vlastností od nejméně kvalitních po nejkvalitnější, dostaneme zhruba následující pořadí (viz též tab.1):

a) Tyristorové pohony.
b) Tyristorové pohony s adaptivními regulátory.
c) Tranzistorové pohony s elektronicky komutovanými a asynchronními motory.
d) Tranzistorové pohony s harmonicky napájenými motory.
e) Tranzistorové pohony se speciálními stejnosměrnými motory pro pohony posuvů.

Rozdíly mezi c), d), e) se přitom postupně zmenšují vlivem postupu vývoje regulace bezkartáčových pohonů.

Z hlediska údržby jsou bezkartáčové pohony (stejnosměrné s elektronickou komutací, synchronní, asynchronní) výhodnější než klasické stejnosměrné pohony.

## 2.3. Pracovní oblast servopohonů

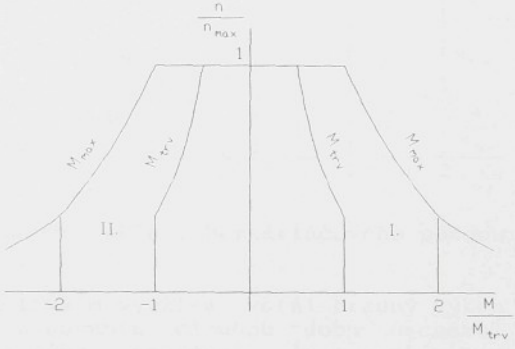
Servopohony pro posuvy navržené s ohledem na dosažení vlastností uvedených v části 2.1. používají speciální motory, které se dosti liší od motorů pro běžné průmyslové použití. Jednou z výrazných odchylek je pracovní oblast motorů - obr.9 až 11. Pracovní oblast znázorňujeme v souřadnicích otáčivá rychlost - točivý moment motoru a dělíme ji na dvě části.

**Oblast trvalého zatížení** je ohraničena maximálními otáčkami $n_{max}$, trvalým točivým momentem $M_{trv}$ a křivkou označenou také $M_{trv}$, která je dána možnostmi odvodu tepla z motoru. Uvnitř této oblasti může pohon pracovat po libovolně dlouhou dobu.

**Oblast krátkodobého zatížení** je určena maximálními otáčkami, hranicí oblasti trvalého zatížení, maximálním točivým momentem $M_{max}$ a křivkou označenou také $M_{max}$. V této oblasti může pohon setrvat několik minut (viz část 4.4.6.). I krátkodobé překračování hranice $M_{max}$ ale po několikerém opakování zpravidla vede k těžkému poškození motoru.

Na obr.9 až 11 jsou zobrazeny I. a II. kvadrant pracovní oblasti. V I. kvadrantu ($n \geq 0$; $M \geq 0$) motor mechaniku pohání, což se někdy nazývá motorický režim práce. Ve II. kvadrantu motor mechaniku brzdí ($n \geq 0$; $M \leq 0$) a jde tedy o tzv. generatorický režim práce, kdy motor elektrickou energii neodebírá, ale dodává. III. a IV. kvadrant jsou k prvním dvěma symetrické podle počátku souřadnic, a proto je nezobrazujeme. Ve III. kvadrantu motor pohání mechaniku v opačném směru ($n \leq 0$; $M \leq 0$) a ve IV. kvadrantu brzdí ($n \leq 0$; $M \geq 0$).

**Pracovní oblast stejnosměrného pohonu s tyristorovým měničem** - obr.9 je charakteristická zmenšováním trvalého momentu při zvětšujících se rychlostech otáčení. Maximální moment je při nízkých rychlostech zpravidla omezen na dvoj- až trojnásobek trvalého momentu, i když motor snese větší zatížení (na obr.9 naznačeno čárkovaně). Při vyšších rychlostech dovolená velikost maximálního momentu klesá tak, jak se s rostoucími otáčkami zhoršuje schopnost mechanického sběracího ústrojí komutovat proud motorem. Překročíme-li v této oblasti hranici $M_{max}$, bude docházet k jiskření a opalování komutátoru a kartáčů, a tím se sníží jejich životnost.



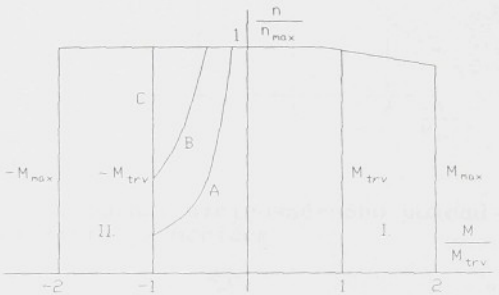

Obr.9 - Pracovní oblast stejnosměrného pohonu s tyristorovým měničem nebo s tranzistorovým měničem s rekuperací energie zpět do sítě

**Poznámka**: Hranice $M_{max}$ je na př. u tuzemských pohonů dána tzv. stupněm komutace 1,5. Při tomto režimu nedochází k jiskření, pouze k "perlení" pod maximálně polovinou plochy kartáčů. Krátkodobé nevelké překročení této hranice poruchu nezpůsobí. Někteří výrobci (hlavně američtí) však udávají $M_{max}$ při stupni komutace 3, což odpovídá úplnému přejiskření komutátoru (tzv. kruhový oheň). Dosažení tohoto stavu má většinou za následek okamžité těžké poškození motoru.

**Pracovní oblast bezkartáčového pohonu** - obr.10 - má zcela jiný charakter. V I. kvadrantu je trvalý moment $M_{try}$ a maximální moment $M_{max}$ nezávislý na otáčkách. V horní třetině otáček - jak ukazuje obr.10 - může docházet k omezení momentu vlivem konečné velikosti napětí stejnosměrného meziobvodu. Nezávislost dovolených zatěžovacích momentů na otáčivé rychlosti vyplývá z toho, že motor nemá mechanické sběrací ústrojí a případná komutace se provádí elektronicky.

Zcela odlišný tvar může mít oblast trvalého zatížení ve druhém kvadrantu. Velká část dnes (1994) používaných zapojení tranzistorových měničů pro posuvy totiž neumožňuje vracet zpět do sítě (rekuperovat) energii vznikající brzděním motoru. Při brzdění proto stoupá napětí ve

stejnosměrném meziobvodu a pokud tato energie není spotřebována jiným pohonem, je třeba ji zmařit na zvláštních tzv. srážecích odporech. Křivka $M_{trv}$ ve druhém kvadrantu je pak dána výkonem použitých srážecích odporů a má tvar znázorněný na obr.10.




Obr.10 - Pracovní oblast bezkartáčového pohonu

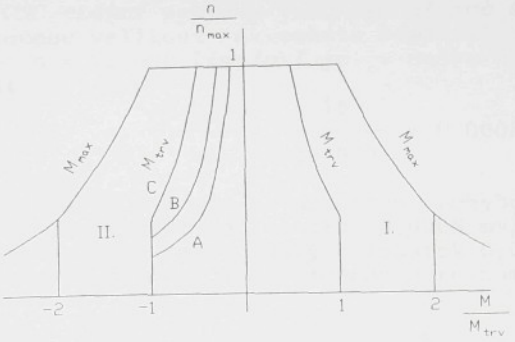
Je-li nutné trvale využívat větší brzdný výkon a pohon by se ve druhém kvadrantu dlouhou dobu nacházel mimo hranice oblasti trvalého zatížení, lze použít srážecí odpory o větším výkonu a tím posunout křivku $M_{trv}$ směrem k vyšším momentům (na obr.10 znázorněno křivkou "B" resp. "C").

Pokud napájecí obvody měniče umožňují rekuperaci energie do sítě, hranice oblasti trvalého zatížení je i ve druhém kvadrantu dána trvalým momentem motoru (označeno "C").

**Pracovní oblast stejnosměrného motoru s tranzistorovým měničem** - obr.11 - představuje kombinaci obou předchozích. První kvadrant a hranice $M_{max}$ ve druhém kvadrantu jsou shodné s obr.9, protože jsou dány vlastnostmi stejnosměrných motorů. Hranice $M_{trv}$ ve druhém kvadrantu však odpovídá obr.10 - je to vlastnost tranzistorového měniče. Při použití dostatečně výkonných srážecích odporů nebo u měniče s rekuperací bude druhý kvadrant zrcadlovým obrazem prvního kvadrantu.

**Poznámka**: U tranzistorových pohonů vřeten o výkonu nad 15 kW by srážecí odpory vycházely neúnosně veliké, a proto jsou jejich měniče navrhovány jako rekuperační. Jsou-li ke stejnosměrnému meziobvodu takového měniče připojeny posuvové měniče, pak samozřejmě omezení $M_{trv}$ vlivem srážecích odporů odpadá a druhý kvadrant je zrcadlovým obrazem prvního kvadrantu.

**Poznámka**: Podmínky, za kterých pohon může pracovat s vyšším než trvalým momentem, jsou podrobně diskutovány v části 4.4.6. (Efektivní zatížení).




Obr.11 - Pracovní oblast stejnosměrného pohonu s tranzistorovým měničem.

## 2.4. Odměřovací zařízení

Snímače polohy používané pro odměřování polohy souřadnic obráběcích strojů patří mezi nejdůležitější části pohonu, protože jejich kvalita rozhoduje o přesnosti celého stroje. Soudobá odměřovací zařízení používají prakticky pouze dva principy činnosti: fotoelektrický a induktivní. Technicky náročná laserová zařízení slouží hlavně pro kontrolu jiných odměřovacích systémů a pro pohony obráběcích strojů se používají jen ve zvláštních případech.

Charakteristickým parametrem odměřovacího zařízení je jeho základní inkrement, což je nejmenší délková nebo úhlová míra, kterou je odměřování schopno rozlišit. Odměřováním zde míníme snímač a interface (na obr.2 je součástí systému, může ale být umístěn jinde, např. ve snímači). Základní inkrement odměřování nesmí být větší, než je základní inkrement vstupu odměřování řídícího systému a pro nejvyšší požadavky na přesnost je vhodné, aby jejich podíl bylo celé číslo. Tyto vztahy nejlépe objasní příklad.

**PŘÍKLAD**: Máme navrhnout odměřování od posuvového šroubu o stoupání 16 mm/ot. Základní inkrement vstupu odměřování systému je 0,001 mm.

Při přímém spojení snímače a šroubu z tohoto zadání vyplývá nejmenší počet impulsů na jednu otáčku snímače

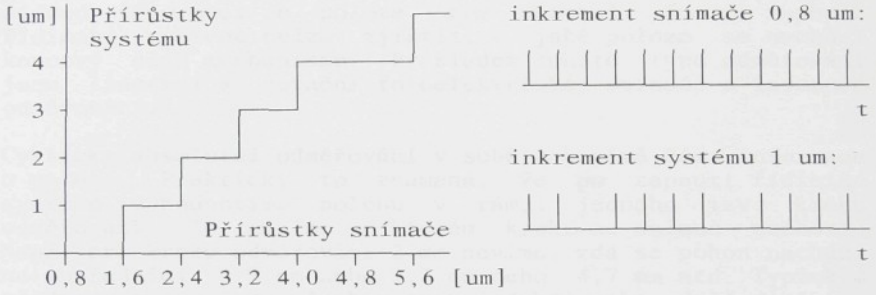
$$n = \frac{h_S}{x_1} = \frac{16}{0,001} = 16.000 \qquad [imp/ot]$$

Další vhodné počty impulsů snímače jsou 32.000, 48.000 atd.

Moderní CNC řídící systémy jsou samozřejmě schopné zpracovat zcela obecnou velikost inkrementu odměřování, tedy např. pro snímač s n = 20.000 [imp/ot] je v našem příkladě základní inkrement

$$x_1 = \frac{h_S}{n} = \frac{16}{20.000} = 0.0008 \quad [mm]$$

V tomto případě ale při rovnoměrném pohybu pohonu (a tedy konstantní frekvenci přírůstků 0,0008 mm) bude na vstupu diferenčního členu každý pátý přírůstek 0,001 mm "vynechán" a to může mít za následek drobnou nerovnoměrnost pohybu - viz obr.12.




Obr.12 - Převod přírůstků snímače na přírůstky systému.

Při volbě odměřování je třeba mít na zřeteli, že většina řídících systémů neumožňuje připojení libovolného odměřovacího prvku. Nejjistější je použít odměřování dodávané s řídícím systémem.

Odměřovací zařízení lze dělit podle různých hledisek:

- Podle druhu odměřovaného pohybu na rotační a lineární.
- Podle způsobu získání elektrického signálu na induktivní a fotoelektrická.
- Podle druhu získávané informace o poloze na přírůstková, cyklicky absolutní a absolutní.

**Rotační snímače** mají výhody v malých rozměrech, jednoduché ochraně proti znečištění a nižší ceně. Nevýhodou je, že měří pouze úhel natočení posuvového šroubu nebo pastorku a řídící systém tedy nezná skutečnou polohu koncového členu mechanismu (na př. stolu). Skutečná poloha stolu je tedy měřena nepřímo a působením různých vlivů (tepelná roztažnost, poddajnosti a vůle) se někdy může značně lišit od teoretické polohy dané převodem mezi snímačem a stolem. Toto uspořádání se proto nazývá **nepřímé odměřování**.

Představitelé rotačních snímačů jsou rozkladače (resolvery, selsyny) a rotační fotoelektrické snímače.

**Lineární snímače** měří přímo polohu koncového členu mechanismu (na př. stolu) a proto takové uspořádání nazýváme **přímé odměřování**. Lineární snímače jsou v porovnání s rotačními snímači dražší, jejich ochrana proti znečištění je konstrukčně náročná a montáž a seřízení na stroji jsou komplikovanější. Používají se proto pouze tam, kde nevyhoví přesnost nepřímého odměřování nebo u aplikací, kde není zaručen přesný převod mezi rotačními a posuvnými členy mechanismu po případě tam, kde rotační pohyb není k disposici (na př. pohon hydraulickým válcem).

Nejpoužívanější lineární snímače jsou lineární induktosyny a lineární fotoelektrické snímače.

***Přírůstkové (inkrementální) odměřování*** v sobě neuchovává žádnou informaci o poloze, což znamená, že po zapnutí řídícího systému nelze zjistit, v jaké poloze se nachází koncový člen mechanismu. Příkladem tohoto typu odměřování jsou lineární a rotační fotoelektrické snímače a laserové odměřování.

**Cyklicky absolutní odměřování** v sobě uchovává část informace o poloze. Prakticky to znamená, že po zapnutí řídícího systému vyhodnotíme polohu v rámci jednoho tzv. kroku odměřování, ale nevíme ve kterém kroku se snímač nachází. Např. při kroku odměřování 2 mm nevíme, zda se pohon nachází na souřadnici 0,7 mm nebo 2,7 mm nebo 4,7 mm atd. Typickým představitelem jsou všechny typy induktivního odměřování.

U strojů vybavených inkrementálním nebo cyklicky absolutním odměřováním je proto z výše uvedených příčin nutné po zapnutí řídícího systému najet do tzv. **referenčního bodu**, od kterého pak řídící systém počítá všechny vzdálenosti.

**Absolutní odměřování** je systém, který v sobě uchovává úplnou informaci o poloze koncového členu mechanismu. Jednou z možností realizace tohoto systému jsou vícestopé fotoelektrické snímače, jejichž výstupem je binární číslo udávající polohu. Jiný způsob používá několika (zpravidla tří) induktivních snímačů vázaných mechanickým převodem tak, že např. pro zdvih 10 m je krok prvního snímače 2 mm, krok druhého snímače 300 mm a krok třetího snímače 10.000 mm. Jako první stopa resp. první snímač může být použit prvek lineárního odměřování.

Absolutní odměřování je poměrně nákladné, a používá se především pro zařízení, kde je nezbytné znát skutečnou polohu ihned po zapnutí systému (bez najíždění do referenčních bodů). Typickým příkladem takových zařízení jsou roboty pohybující se ve složitém okolí - např. montážní roboty v automobilkách - kde je možnost kolize při najíždění do referenčních bodů.

Z hlediska konstruktéra je vcelku jedno, použije-li fotoelektrický nebo induktivní snímač. Oba typy odměřování jsou funkčně naprosto rovnocenné. Induktivní snímače jsou odolnější vůči vlivům prostředí (oleje, řezné kapaliny) a v porovnání s fotoelektrickými snímači snesou hrubší zacházení

a větší otřesy. Nevýhodou induktivních snímačů je poněkud složitější elektronika pro vyhodnocení jejich signálu.

Pro obráběcí stroje a manipulátory je rovněž lhostejné, zda je použité odměřování inkrementální nebo cyklicky absolutní.

K rozhodování při volbě mezi přímým a nepřímým odměřováním je třeba poznamenat, že je zcela mylná představa, že velké vůle v převodech mezi motorem a koncovým členem mechanismu lze vykompenzovat přímým odměřováním. Takový pohon by byl s největší pravděpodobností zcela nepoužitelný, protože při běžné velikosti polohového zesílení ($K_v$ = 15 až 25 1/s) bude pomalu kmitat s rozkmitem zhruba stejným, jako je vůle v převodech. Tyto tzv. pomalé kmity lze sice potlačit snížením polohového zesílení ale následkem toho se sníží přesnost pohonu a jeho hysterese bude opět zhruba odpovídat vůli v převodech.

Pokud ze závažných důvodů není možné vůli v převodech zmenšit, je lepší použít nepřímé odměřování od prvku, který není zatížený nadměrnou vůlí (např. motor), a chyby v poloze vznikající při najíždění na souřadnici zleva a zprava kompenzovat programem řídícího systému. Moderní systémy kompenzují tyto chyby automaticky na základě vložení velikosti vůle do strojních konstant při prvním uvádění do chodu.

U přímého odměřování je také velmi důležité správné umístění na stroji - blíže viz 3.11. (Umístění pohonného prvku a odměřování).

## 3. MECHANIKA POHONŮ

### 3.1. Zásady pro návrh mechaniky polohového servopohonu

Jak již bylo zmíněno, konstruktér návrhem mechanické části stroje rozhodujícím způsobem ovlivňuje výslednou kvalitu pohonu. Při návrhu mechanické části pohonů posuvů jde v podstatě o dodržení následujících čtyř požadavků:

1) **Minimální vůle** v kinematickém řetězci mezi motorem a koncovým členem mechanismu (např. suportem) a minimální vůle v kinematickém řetězci mezi motorem a odměřovacím prvkem.
Celková hysterese v polohové smyčce pohonu (vůle a ztráta pohybu vlivem pasivních odporů a konečné tuhosti) menší než 20 (max. 40) inkrementů odměřování (zpravidla 0,01 resp. 0,02 mm).

2) **Maximální tuhost** celého mechanismu pohonu včetně prvků odměřování.
Vlastní frekvence mechanických částí pohonu (např. suport na pružině uložení šroubu) větší než 50 Hz (min. 30 Hz).

3) **Malé pasivní odpory.**
**Poměr tření za klidu a za pohybu** co nejmenší, ideálně menší nebo rovný jedné (max. 1,2).
**Celkové pasivní odpory** redukované na hřídel motoru menší než 20 % (max. 40 %) trvalého točivého momentu motoru.

4) **Přiměřený moment setrvačnosti** mechanické části pohonu vzhledem k motoru (blíže viz část 4.3.2.). Celkový moment setrvačnosti zátěže (bez momentu setrvačnosti motoru) redukovaný na hřídel motoru menší než 120 % (max. 300 %) momentu setrvačnosti motoru.

Pořadí, v jakém jsou požadavky na mechaniku uvedeny, odpovídá míře jejich účinku na výsledné vlastnosti servopohonu. Rozhodující vliv má velikost vůle v pohonu, zatímco působení momentu setrvačnosti je méně výrazné. První tři požadavky jsou do jisté míry protichůdné, protože zmenšování vůlí a zvětšování tuhosti má zpravidla za následek zvětšení pasivních odporů. Zvětšení tuhosti také často vede ke zvětšení momentů setrvačnosti.

Dodržení mezí parametrů uvedených u jednotlivých požadavků, by mělo stačit i k realizaci velmi přesného pohonu (viz tab.2). Překročením doporučených mezních hodnot parametrů zhoršujeme vlastnosti pohonu.

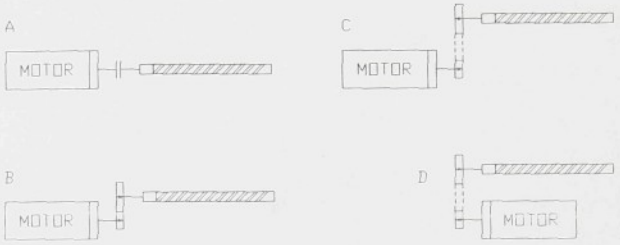
Pokud nenavrhujeme pohon pro velmi přesný stroj, je možné využívat i minima resp. maxima uvedená v závorkách. Překročení některé mezní hodnoty uvedené v závorce může mít za následek vážné nedostatky ve funkci pohonu popřípadě zcela nefungující pohon.

## 3.2. Kinematika polohových servopohonů

Kinematické uspořádání mechanické části závisí na určení pohonu.

### 3.2.1. Pohony posuvů

Používají převážně konstrukce schematicky znázorněné na obr.13.




Obr.13 - Kinematické uspořádání pohonů posuvů

Z hlediska dosažitelných parametrů je nejlepší přímé spojení motoru se šroubem - obr.13a. Pro spojení motoru a šroubu se užívají speciální spojky (tuhé v krutu a poddajné v ohybu - viz 3.8.3. a 3.8.4.), které vyrovnávají menší nesouosti mezi motorem a šroubem.

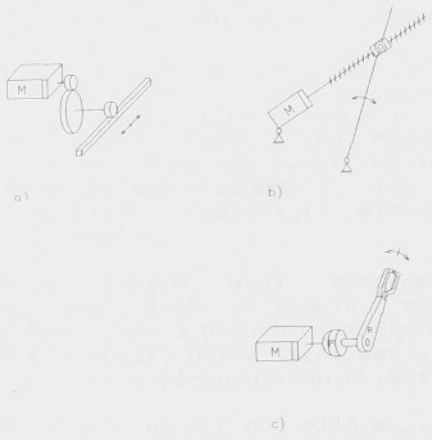
Velmi často je používán převod ozubenými řemeny (obr.13cd a 3.8.2.), jehož hlavní výhodou je tichý chod v porovnání s převodem ozubenými koly a malé nároky na přesnost polohy motoru vůči šroubu. Kvalitní, správně předepnutý ozubený řemen tvoří dostatečně tuhý převod vyhovující většině NC strojů.

Použití převodů, zvláště řemenových, často pomáhá vyřešit konstrukční problémy vznikající např. při přejíždění konců vedení, kdy může překážet rozměrný posuvový motor. Elegantní je varianta d), kdy lze motor vestavět do lože a tak podstatně zmenšit obrys stroje. V každém případě je ale třeba zachovat možnost proudění vzduchu kolem motoru kvůli chlazení. Pokud je obtížný přístup k motoru (zpravidla uspořádání dle obr.11d), je vhodné použít bezkartáčové pohony.

Dalším důvodem pro používání převodů do pomala (většinou v rozmezí 1:1,5 až 1:3) je snaha využívat maximální otáčky motorů, které dnes běžně dosahují 2000 až 6000 ot/min. Při takovém návrhu vyjdou menší a tím i levnější motory.

### 3.2.2. Lineární souřadnice manipulátorů

jsou nejčastěji konstruovány v uspořádání s pastorkem a hřebenem podle obr.14a. Převod mezi motorem a hřídelí pastorku bývá 1:5 až 1:10 do pomala. Protože nároky na přesnost nejsou vysoké (tab.2), není většinou nutné vymezovat vůle v ozubení. Pro kratší pojezdy (např. do 2 m) lze použít kuličkový šroub.




Obr.14 - Kinematika pohonů manipulátorů.

Rotační souřadnice robotů a manipulátorů lze řešit např. podle obr.14b nebo 14c. Při uspořádání c) je nutné, aby převodovka P měla velký převodový poměr při dobré účinnosti a malých vůlích. Většinou jsou používány planetové, cykloidní nebo harmonické převodovky (viz 3.8.).

V poslední době byly také navrženy speciální motory s velmi vysokým točivým momentem a nízkými otáčkami (zhruba do 300 ot/min), které je možné spojit přímo s poháněným rotačním členem (např. rameno robota).

### 3.2.3. Přesné rotační souřadnice

představují nejnáročnější aplikaci polohových servopohonů. Obtížnost řešení vyplývá z toho, že pokud např. u otočného stolu o průměru 1000 mm požadujeme na obvodu přesnost 0,02 mm, musíme základní přírůstek odměřování zvolit alespoň

poloviční ($x_1$ = 0,01 mm), lépe ale pětinový až desetinový (0,004 až 0,002 mm). Obvod stolu $\pi D$ = 3141 mm, takže kruh musíme rozdělit na nejméně

$$n = \frac{\pi \cdot D}{X_1} = \frac{\pi \cdot 1000}{0,01} = 314\ 159 \quad \text{přírůstků}$$

$X_1$ ... základní přírůstek odměřování na obvodu stolu.

Dnes běžně používané nejmenší dělení je buď 360.000 inkr/ot (0,001 deg) nebo 720.000 inkr/ot (0,0005 deg).

Pohon tohoto druhu je možno řešit dvojím způsobem. Buď použijeme přímý náhon rotační souřadnice a pak jsme problémy přenesli do oblasti regulace pohonu. Dnešní velmi kvalitní pohony totiž dokáží rozdělit kruh běžně na 20.000 dílů a zde žádáme přírůstek více než desetkrát menší. S pohony tohoto druhu u nás nejsou zkušenosti, lze však předpokládat, že jejich regulátory využívají mikroprocesorovou techniku a adaptivní regulaci.

Použijeme-li převod mezi motorem a koncovým členem mechanismu např. 1:20 do pomala, nároky na vlastní pohon budou podobné jako u posuvů (otáčka motoru bude dělena na 18.000 inkrementů), ovšem problémy s pohonem jako celkem jsme tímto řešením přesunuli do oblasti mechaniky.

Při dělení otáčky na 360.000 dílů musíme zajistit, že vůle v pohonu nepřesáhnou 10 až 20 inkrementů (0,01 až 0,02 stupně). Výroba tak přesného převodu často není možná a je tedy nutné vůle v převodu vymezit. Nejjednodušší vymezení vůle pomocí dělených kol předepnutých v záběru pružinami má velkou nevýhodu v tom, že předepínací síla musí odpovídat plnému točivému momentu. Převod tedy pracuje stále pod plným zatížením, odebírá poměrně značný ztrátový výkon a více se opotřebovává.

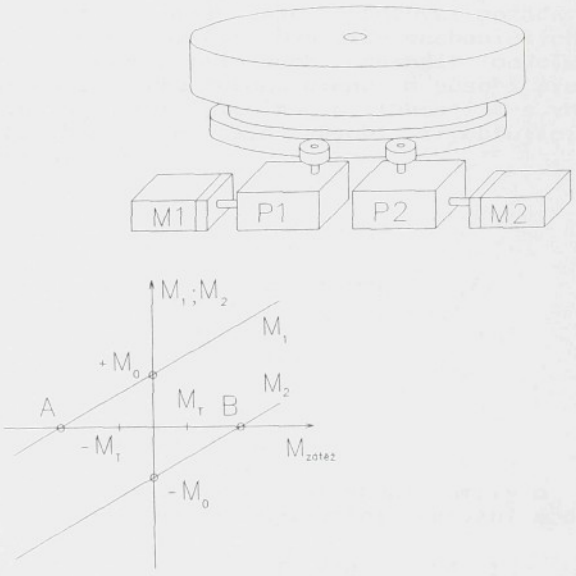
Další možné řešení využívá schopnost moderních řídících systémů (viz též část 2.4.) vyrovnávat vůli v převodech. Takový pohon má nepřímé odměřování od motoru nebo od některého hřídele převodu - např. při použití šnekového převodu od šneku. Pro dosažení dobrých výsledků je nezbytné, aby převody mezi koncovým členem mechanismu a hřídelí, od níž se odměřuje, byly velmi přesně vyrobeny, aby velikost vůle v převodech kolísala co nejméně.

Funkčně velmi dobré, ale konstrukčně poněkud složité řešení schematicky znázorňuje obr.15. Do ozubeného věnce otočného stolu zabírají dva pastorky poháněné vlastními motory M1 a M2 přes převodovky P1 a P2. Řízení takové dvojice pohonů není ovšem běžně nabízeno a jeho dodávku je třeba dohodnout s výrobcem.

Řízení obou motorů může být uspořádáno např. tak, že řídící pohon s motorem M1 pracuje v polohové smyčce a závislý pohon s motorem M2 pouze nastavuje svůj točivý moment v závislosti

na momentu motoru M1 - viz diagram na obr.15 znázorňující závislost točivých momentů obou motorů na vnějším zatěžujícím točivém momentu.

Při nulové vnější zátěži vyvíjejí oba motory moment stejné velikosti ale opačného znaménka ± $M_0$. V nezatíženém stavu je vůle vymezena momentem, který musí být větší, než celkový moment pasivních odporů, tedy $M_0 > M_T$. Při působení kladného vnějšího momentu točivý moment řídícího motoru M1 roste. Točivý moment závislého motoru M2 rovněž roste, ale ze záporné hodnoty, takže předpětí v převodu klesá z hodnoty $M_0$ až na nulu (bod B). V tomto bodě se změní znaménko momentu motoru M2 a při dalším růstu zátěže již oba motory působí ve stejném smyslu. Při záporném zatěžujícím momentu je funkce pohonu obdobná. Vidíme tedy, že zatížení převodů sice neklesá pod hodnotu $M_0$, je však zhruba pětkrát menší než při vymezení vůle pružinami, a proto se odpovídajícím způsobem zmenší také ztrátový výkon a opotřebení.




Obr.15 - Vymezení vůlí v převodu pomocí dvou spřažených pohonů.

Závislost momentů obou motorů na vnějším zatěžujícím točivém momentu znázorněná na obr.15 není samozřejmě jediná možná a jiné systémy tohoto druhu pracují podobně.

Je-li přesnou rotační souřadnicí pohon vřetena, je úloha o to obtížnější, že vedle velmi přesného polohování musí pohon zvládat také vysoké rychlosti - běžně 6000 ot/min a více. Aby byla dosažena minimální vůle, často se místo klasických

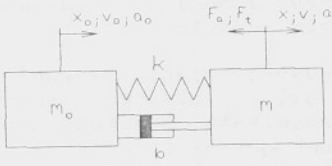
převodů ozubenými koly používají řemenové převody (plochý, "Multi-V" a ozubený řemen).

Řemenice mají vlastní uložení, aby tah řemenů neprohýbal vřeteno. Použití plochých nebo "Multi-V" řemenů není při jejich dostatečné tuhosti na závadu, protože odměřujeme přímo natočení vřetena. U ozubených řemenů je třeba uvážit, zda při vysokých rychlostech nebudou nadměrně hlučné.

Ideální řešení představuje přímý náhon vřetena průvlekovým asynchronním motorem. Je ale použitelné jen pro aplikace nevyžadující velké točivé momenty, jako jsou např. soustružnická centra pro práci z tyče. I tak je pro zmenšení rozměrů motor často chlazen řeznou kapalinou nebo olejem.

### 3.3. Dynamika mechanické části pohonů

Mechanika stroje je součástí polohové smyčky servopohonu (viz obr.2), a proto musí také vyhovovat požadavkům na dynamiku členů polohové smyčky. Dynamiku mechanických členů lze prakticky ve všech případech nahradit modelem dle obr.18, kde na hmotu mechanického členu m působí předchozí mechanický člen $m_0$ přes pružinu o tuhosti k s vnitřním tlumením b. Na hmotu m dále působí zrychlující síla $F_a = m.a$ a třecí síla $F_t$.




Obr.18 - Model mechanického členu

Zanedbáme-li třecí síly a zpětné ovlivnění hmoty $m_0$ hmotou m, pak diferenciální rovnice popisující chování modelu je zřejmě

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = (x_0 - x).k + \left[ \frac{dx_0}{dt} - \frac{dx}{dt} \right].b \qquad (6)$$

Přenos modelu v Laplaceově transformaci pak je

$$F(s) = \frac{x(s)}{x_0(s)} = \frac{1 + \frac{b}{k} s}{1 + \frac{b}{k} s + \frac{m}{k} s^2} = \frac{1 + \frac{b}{k} s}{1 + 2\xi \frac{s}{\Omega} + \frac{s^2}{\Omega^2}} \qquad (7)$$

Analogické vztahy samozřejmě platí pro rotační systémy, kde jsou na místě hmotností a ostatních veličin momenty setrvačnosti J, torzní tuhost $\varkappa$ a torzní tlumení $\beta$. Výsledný výraz (7) je ovšem stejný.

Mechanický prvek v polohové smyčce tedy představuje kmitavý člen o frekvenci $\Omega$ a tlumení $\xi$. Derivační člen v čitateli výrazu (7) je, jak se přesvědčíme dále, na poměrně vysoké frekvenci a polohovou smyčku výrazněji neovlivní. Poměrný útlum mechanických členů je malý, zpravidla

$$\xi < 0,1 \qquad (8)$$

Aby takto málo tlumený člen nepříznivě neovlivňoval polohovou smyčku, musí jeho vlastní frekvence splňovat podmínku

$$\left.\begin{aligned} f &= \frac{\Omega}{2\pi} \geq 50 \quad [\mathrm{Hz}] \\ f &= \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{resp.} \quad f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\varkappa}{J}} \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

m [kg] resp. J [kgm$^2$] .... hmotnost resp. moment setrvačnosti zátěže
k [N/m] resp. $\varkappa$[Nm/rad] ... tuhost resp. torzní tuhost uložení zátěže

Výjimečně lze připustit vlastní frekvenci 30 Hz. U velkých strojů tuto podmínku zpravidla nelze dodržet, protože by mechanika vycházela neúnosně předimensovaná. Musíme pak ale počítat s tím, že vlastnosti servopohonů budou odpovídajícím způsobem změněny - např. dosažitelné zesílení polohové smyčky bude menší než $K_V = 15$ [1/s].

Pokud reálné konstrukce větších obráběcích strojů vytvářejí vícehmotové systémy, které je nutno uvažovat při návrhu servopohonů, jedná se zpravidla o dvouhmotové soustavy. V obr.18 pak jednotlivé hmoty většinou představují:

$m_o$ ... Momenty setrvačnosti motoru, převodů a šroubu.
m .... Hmotnost suportu na axiální tuhosti šroubu včetně uložení

Trojhmotový systém - pokud by se vyskytl - by patrně měl následující uspořádání:

$m_o$ ... Moment setrvačnosti motoru.
$m_1$ ... Moment setrvačnosti převodů a šroubu na torzní tuhosti spojky nebo převodu.
m .... Hmotnost suportu na axiální tuhosti šroubu včetně uložení

Malé a střední stroje lze v naprosté většině považovat za systém s jednou soustředěnou hmotou.

**Poznámka:** Podmínka (9) není tak přísná, jak by se na první pohled zdálo. Celková tuhost šroubu s uložením redukovaná na pohyb suportu bývá běžně $1.10^8$ až $3.10^8$ [N/m] (100 až 300 N/um). Pro hmotnost suportu 1000 až 3000 [kg] je tedy podmínka (9) právě splněna:

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{(1 \text{ až } 3).10^8}{(1000 \text{ až } 3000)}} \doteq 50 \quad [Hz]$$

U malých a středních strojů je hmotnost suportu většinou spolehlivě pod uvedenou hranicí.

**Poznámka:** Frekvence zlomu, na které leží derivační člen z výrazu (7), je dána tlumením $\xi$ a vlastní frekvencí $\Omega$. Budeme-li uvažovat minimální vlastní frekvenci f = 30 Hz a maximální tlumení $\xi$ = 0,1, pak časová konstanta derivačního členu výrazu (7) bude

$$T_d = \frac{b}{k} = \frac{2\xi}{\Omega} = \frac{2\xi}{2\pi f} = \frac{0,1}{\pi.30} \doteq 0,0011 \quad [s]$$

což odpovídá frekvenci zlomu na logaritmické frekvenční charakteristice

$$f_d = \frac{1}{2\pi T_d} \doteq 150 \quad [Hz]$$

Je tedy zřejmé, že tento člen bude polohovou smyčku ovlivňovat minimálně.

Podrobnější rozbor dynamiky vícehmotových mechanických systémů se vymyká rozsahu této práce a lze jej nalézt např. v lit. (8) a (9).

### 3.4. Tuhost mechanických částí

Tuhost je veličina charakterizující závislost deformace daného členu na zatížení. V pohonech se jedná většinou buď o torzní tuhost

$$\mathcal{K} = \frac{dM_k}{d\varphi} \quad \left[\frac{Nm}{rad}\right] \qquad (10)$$

nebo o tuhost v tahu (tlaku)

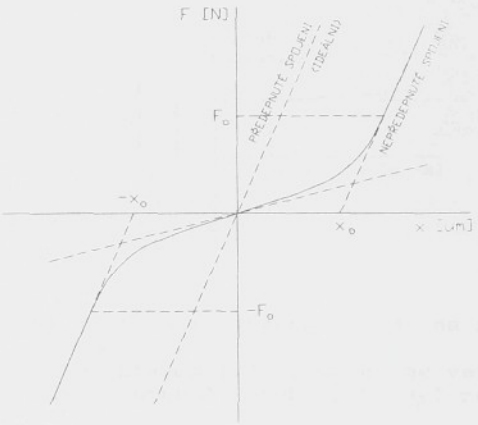
$$k = \frac{dF}{dx} \quad \left[\frac{N}{m}\right] \qquad (11)$$

Inversní veličinou k tuhosti je poddajnost

$$d = \frac{1}{k} \quad [m/N] \qquad \text{resp.} \qquad \delta = \frac{1}{\mathfrak{M}} \quad [rad/Nm] \qquad (12)$$

Tuhost reálných mechanismů zpravidla není konstantní, ale mění se se zatížením, jak ukazuje obr.19. Při malém zatížení je tuhost např. axiálního ložiska velmi malá, protože všechny valivé elementy nejsou stejně zatíženy a uplatňuje se menší tzv. styková tuhost. Při dosažení síly $F_o$ již všechny části ložiska přenášejí zátěž a strojní část opouští oblast proměnné tuhosti a přechází do oblasti konstantní tuhosti.

Proměnná tuhost má značný vliv na parametry pohonu: pásmo deformací $\pm x_o$ se projevuje jako vůle (viz 3.6.) a se změnou tuhosti se také mění vlastní frekvence mechaniky pohonu (vztah 9). Proto se součásti pohonů často předepínají silou $F_o$ a tak se zcela, nebo alespoň zčásti odstraní pásmo proměnné tuhosti při malých zatíženích. U pohonů posuvů se běžně předepíná spojení šroub - matice a axiální uložení šroubu. U axiálně oboustranně uložených šroubů kromě toho také bývá předepnut šroub na tah. - viz 3.9.




Obr.19 - Závislost deformace mechanického spojení na zatěžující síle.

### 3.5. Pasivní odpory

Pasivní (třecí) odpory vznikají ve všech mechanických částech pohonu a to i tam, kde jsou pohyblivé části uloženy valivě. Zvláště u předepnutých valivých elementů (viz 3.9.) nelze jejich pasivní odpory zanedbat.

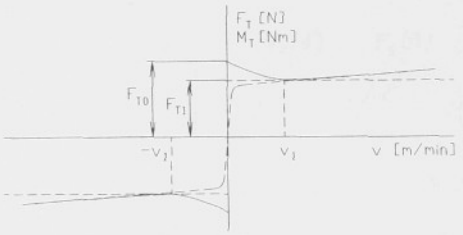
U kluzných uložení ve většině případů nejde o čisté Coulombské tření (čárkovaně) ale o závislost třecí síly (momentu) na rychlosti naznačenou na obr.20.

Jak je známo, části, které tvoří kluznou dvojici, za klidu do sebe "zapadnou" svými mikronerovnostmi a následkem toho je tření za klidu větší než za pohybu, kdy se kluzná dvojice dotýká jen vrcholky mikronerovností a začíná se tvořit mazací film (obr.20 - rychlost $v_1$). Při dalším zvětšování rychlosti pasivní odpory vlivem hydraulických odporů mírně rostou, což však činnosti servopohonů nijak nevadí.

Pro polohové servopohony je nejkritičtější oblast rychlosti $\pm v_1$, kde má závislost pasivních odporů na rychlosti zápornou směrnici. V této oblasti může docházet k nestabilitě pohybu - "kmitání" pohonu. Platí empirický vztah, že pro dobrou funkci polohových servomechanismů musí být poměr tření za klidu k minimu tření za pohybu menší než 1,2.

$$K_t = \frac{F_{t0}}{F_{t1}} \leq 1,2 \qquad (13)$$

Optimální pro funkci polohového servopohonu jsou hodnoty $K_t \leq 1$, což lze dosáhnout například obložením vodících ploch hmotami na bázi teflonu (např. TURCITE).




Obr.20 - Závislost velikosti kluzného tření na rychlosti.

Kromě omezení daného vztahem (13) limitujeme velikost součtu všech pasivních odporů přepočtených na hřídel motoru

$$M_{t\text{-}celk} \leq 0,2\ M_{trv} \quad (\max.\ 0,4\ M_{trv}) \qquad (14)$$

$M_{trv}$ [Nm] ... trvalý točivý moment motoru

Nedodržení této podmínky se projeví velmi pomalými reakcemi servopohonu na malé změny polohy řádu jednotek základních inkrementů - viz následující odstavec.

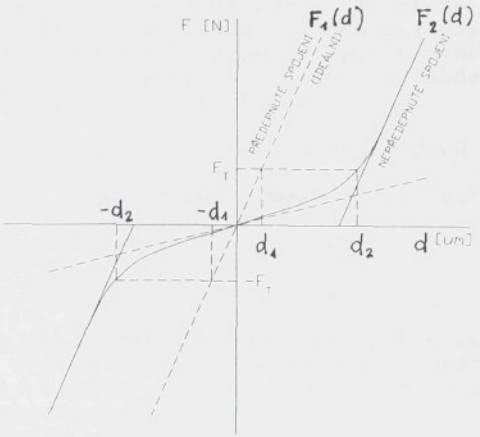
### 3.6. Ztráta pohybu vlivem konečné tuhosti a pasivních odporů

Připomeňme si diagram na obr.19, který znázorňuje závislost deformace mechanického spojení na působící síle. Takovou závislost naměříme na př. při měření tuhosti matice posuvového šroubu bez uvažování pasivních odporů.

Nyní předpokládejme, že jsme k matici připojili suport, u kterého vznikají ve vedení třecí síly ± $F_t$. Zakreslíme velikost třecích sil do diagramu 19 a tak získáme obr.21. Uvažujme, jaké bude chování této soustavy z hlediska pohonu s odměřováním od suportu.

Servopohon dostane např. povel provést posuv o jeden inkrement vpřed. Na výstupu diferenčního členu se objeví odpovídající napětí, pohon začne otáčet posuvovým šroubem ale suport se zatím vlivem třecích sil ve vedení nepohybuje. V soustavě šroub - suport proto vznikají síly závislé na deformaci "d" dané rozdílem mezi "teoretickou" polohou suportu danou jen převodem a natočením šroubu "$\varphi$" a skutečnou polohou suportu "x", ovlivněnou třením a tuhostí soustavy

$$d = \varphi \frac{h_s}{2\pi} - x \qquad (15)$$




Obr.21 - Vznik ztráty pohybu vlivem konečné tuhosti a pasivních odporů.

Velikost síly F působící na suport je přitom dána velikostí pružných deformací v soustavě šroub - matice, tedy funkcí $F_1(d)$ pro nepředepnuté spojení resp. funkcí $F_2(d)$ pro

ideálně předepnuté spojení (obr.21). Je zřejmé, že suport se pohne tehdy, když síla F bude větší než třecí síly $F_t$ a teprve v tomto okamžiku bude vyrovnána polohová odchylka a motor servopohonu se zastaví. Zadáme-li nyní povel k provedení posuvu o jeden inkrement zpět, motor se bude zřejmě otáčet v opačném směru tak dlouho, dokud v soustavě nevznikne síla (- F) větší než třecí síly (- $F_t$). Velikost deformací $d_1$ resp. $d_2$ nutných k vyvolání pohybu suportu odečteme v diagramu na obr.21. Úhel natočení servopohonu (převod mezi motorem a šroubem uvažujeme 1 : 1) nutný k překonání třecích sil je zřejmě

$$\varphi_T = \frac{2\pi}{h_s} \; (d_1 \text{ resp. } d_2) \qquad (16)$$

$d_1, d_2$ [mm] ... deformace nutná k vyvolání síly $F = F_t$
$h_s$ [mm/ot] ... stoupání posuvového šroubu

Z hlediska regulátorů pohonu je uvedené chování podobné stavu, kdy je v pohonu vůle o velikosti

$$2.x_t = 2.d_1 \quad \text{resp.} \quad 2.x_t = 2.d_2$$

Popsaná ztráta pohybu $2.x_t$ má také vliv na rychlost reakce pohonu při zadání malých přírůstků, což ilustruje následující příklad.

**PŘÍKLAD:** Pohon má polohové zesílení $K_v$ = 15 [1/s] a vykazuje ztrátu pohybu $2.x_t$ = 0,04 [mm]. Jestliže pohon ukončí pohyb v jednom směru a má přidat jeden přírůstek v druhém směru (např. při kruhové interpolaci při přechodu z kvadrantu do kvadrantu), pak rychlost, kterou se bude pohybovat v době než povel vykoná činí podle (2)

$$v = K_v \; . \; x_e = 20 \; . \; 0,001 = 0,02 \text{ [mm/s]}$$

a z toho doba, za kterou vymezí ztrátu pohybu

$$t = \frac{2x_t}{v} = \frac{0,04}{0,02} = 2 \text{ [s]}$$

Bude tedy trvat dvě sekundy, než pohon zareaguje na povel z řídícího systému. Je-li zadán větší přírůstek $x_e$, zvětšuje se tím rychlost pohybu a následkem toho se zkracuje doba vymezení ztráty pohybu.

Při nepřímém odměřování se ztráta pohybu projevuje jako vůle v pohonu. Na obr.21 je dobře patrné, jak se ztráta pohybu zmenší předepnutím.

Při *přímém odměřování* se příliš velká ztráta pohybu nebo vůle může projevit nelineárními ("pomalými") kmity servopohonu. Pak je třeba výrazně snížit zesílení např. na $K_v$ = 10 [1/s]. To je pochopitelně nežádoucí, stejně jako

příliš pomalé reakce pohonu na malé přírůstky. Proto se omezuje součet ztráty pohybu vlivem tření ($2.x_t$) a vůle v mechanismu ($x_v$ - viz následující odstavec 3.7.) vztahem

$$2.x_t + x_v \leq 10 \text{ [inkrement]} \qquad (17)$$

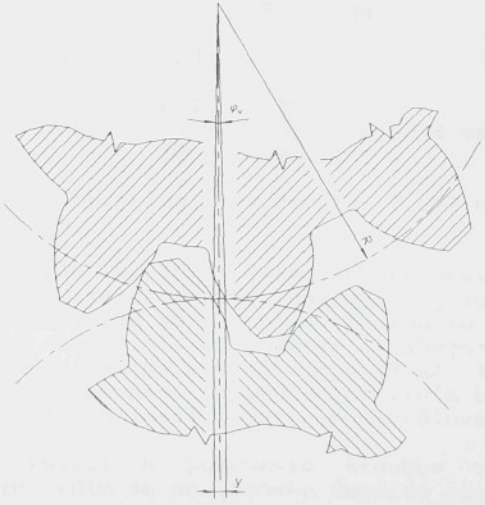
(maximálně 20 [inkrement])

Ztráta pohybu může samozřejmě vznikat kdekoliv, např. vlivem pasivních odporů posuvového šroubu a tuhosti převodu mezi motorem a šroubem.

**Poznámka**: Servopohon s přímým odměřováním se při dodržení podmínky (17) zpravidla chová tak, že motor (nikoliv suport) buď pomalu kmitá nebo se ustálí kdekoliv v rámci natočení šroubu $\pm \varphi_t$ (vztah 16).

### 3.7. Vůle v mechanismu posuvu

Řada mechanických zařízení - typicky ozubené převody - musí mít určitou provozní vůli, bez které nemůže fungovat. Vůle je možné zmenšit, nebo vymezit, jak již bylo zmíněno v části 3.2.3. (pohon přesné rotační souřadnice), ale v každém případě to znamená výraznou komplikaci mechaniky. Konstrukce by proto měla být, pokud možno, taková, aby vymezování vůlí nevyžadovala.



Obr.22 - Vůle v ozubení

Mechanické vůle přepočítáváme na pohyb koncového členu mechanismu a v případě, že v součtu se ztrátou pohybu vlivem tření (viz 3.6.) nepřekročí 10 až 20 inkrementů se jimi dále nezabýváme. Vůle v ozubení převodů zpravidla tyto hodnoty nepřesahují, jak vysvitne z následujícího příkladu.

**Poznámka**: To neplatí pro pohony kategorie "velmi přesný" - viz tab.2.

**PŘÍKLAD**: Na posuvovém šroubu o stoupání $h_S$ = 10 mm/ot je uloženo ozubené kolo o roztečném průměru D = 100 mm, vůle v ozubení je (dosti značná) y = 0,1 mm.

Jak plyne z obr.22, šroub se může v rámci vůle v ozubení natáčet o úhel, jehož velikost je zřejmě

$$\varphi_v \doteq \frac{y}{R} = \frac{2y}{D} \quad [rad]$$

Pro přepočet úhlového natočení šroubu na pohyb suportu platí

$$x_v = \varphi_v \frac{h_S}{2\pi} \quad [mm]$$

takže vzorec pro přepočet vůle "y" na poloměru "R" na pohyb suportu je

$$x_v \doteq \frac{y}{R} \cdot \frac{h_S}{2\pi} \quad [mm] \qquad (18)$$

Pro naše zadání tedy bude

$$x_v = \frac{0,1}{50} \cdot \frac{10}{2\pi} = 0,0032 \text{ mm}$$

což je při obvyklém inkrementu 0,001 mm méně než 4 inkrementy.

Ze vzorce (18) vyplývá známá skutečnost, že vliv vůle v ozubení na ztrátu pohybu suportu $x_v$ je nepřímo úměrný poloměru, na kterém vůle vzniká. Z tohoto důvodu má daleko větší význam např. vůle mezi perem a nábojem ozubeného kola, která vzniká na malém poloměru cca 20 až 40 mm. Proto jsou kola, spojky, řemenice a pod. zpravidla konstruovány pro svěrné spojení s hřídelí, které je bezvůlové (obr.27 a 28).

Vůli mezi maticí a posuvovým šroubem vymezujeme vždy, protože tato vůle se na pohybu suportu projeví přímo, bez jakékoliv redukce ($x_v$ = vůle mezi maticí a šroubem). Nutnost alespoň vymezit vůli (lepší je spojení šroub - matice předepnout) pak vede k tomu, že pro polohové servopohony prakticky připadá v úvahu pouze použití kuličkových posuvových šroubů.

### 3.8. Převody a spojky

Klasické pravidlo pro konstrukci pohonů posuvů "nejlepší převod je žádný převod" stále platí, ale jeho dodržování již není bezpodmínečné. Prvním důvodem pro častější používání převodů jsou vynikající vlastnosti pohonů s tranzistorovými měniči (v porovnání s tyristorovými pohony), které dovolují snížit nároky na mechaniku. Druhý důvod spočívá v tom, že moderní pohony běžně dosahují 2000 až 6000 ot/min. Při přímém spojení motoru se šroubem je tedy maximální rychlost pohonu často využita méně než na 50 %.

Otázka použití převodů u pohonů posuvů je tedy otevřená a záleží na konkrétní aplikaci, která hlediska převáží. Hlavní výhody obou řešení jsou:

Výhody převodů:
- Často dospějeme ke konstrukčně výhodnějšímu řešení (viz kapitolu 3.2.).
- Lépe využijeme maximální rychlost pohonu.
- Motor s převodem do pomala je rozměrově menší a levnější.

Výhody přímého spojení motoru a šroubu:
- Nejlepší vlastnosti pro polohové servopohony.
- Konstrukční jednoduchost.
- Nižší cena mechanických dílů mezi motorem a šroubem.

Výše uvedené úvahy se týkají lineárních souřadnic s posuvovými šrouby. U ostatních aplikací se bez převodů zpravidla neobejdeme a při jejich návrhu (stejně jako při návrhu jakékoli mechaniky polohového servopohonu) je nutno dodržet již zmíněné čtyři zásady (část 3.1.): Minimální vůle, maximální tuhost, malé pasivní odpory a přiměřený moment setrvačnosti.

Je-li nutný převod větší než dovoluje pár ozubených kol (zhruba 1:4), je na místě uvažovat o speciální převodovce určené pro polohové servomechanismy. Dnes jsou vyráběny tyto typy:

- Planetové (pro převod 1:3 až 1:12)
- Cykloidní (pro převod 1:10 až 1:70)
- Harmonické (pro převod 1:50 až 1:300).

Tyto převodovky mají vynikající účinnost - až 95 % - a lze je vyrobit s úhlovou vůlí 1 až 3 úhlové minuty na výstupním hřídeli. Převodovky lze navzájem spojovat, čímž vznikají dvojité případně i vícenásobné převodovky. Protože tyto převodovky mají souosou vstupní a výstupní hřídel, lze je spojovat přímo s motory. Některé firmy dodávají motory již smontované s převodovkou podle přání zákazníka.

### 3.8.1. Optimální převod

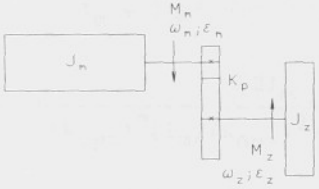
Jak uvidíme v páté kapitole zabývající se dimenzováním pohonů, zrychlení při rozběhu a zastavení často omezujeme z toho důvodu, že s daným momentem setrvačnosti motor prostě větší zrychlení nevyvine. Je proto vhodné provést optimalizaci převodu tak, aby s danými momenty setrvačnosti pohon dosáhl co největší zrychlení. Řešení úlohy je dlouho známé a je vcelku jednoduché.

Mějme mechanismus, jehož schéma je na obr.23. Motor s momentem setrvačnosti $J_m$ pohání přes převod, jehož převodové číslo

$$K = \omega_z / \omega_m$$

zátěž o momentu setrvačnosti $J_Z$. Provedeme-li redukci na hřídel motoru, pak celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru

$$J_{m\text{-}celk} = J_m + J_z K^2$$




Obr.23 - Schéma k výpočtu optimálního převodu

Momenty setrvačnosti kol převodu přitom zahrneme do $J_m$ a $J_Z$. Chceme maximalizovat úhlové zrychlení zátěže, které je zřejmě

$$\varepsilon_z = K \cdot \varepsilon_m = K \frac{M_m}{J_{mcelk}} = \frac{K M_m}{J_m + J_z K^2} \qquad (19)$$

Hledáme maximum funkce $\varepsilon_z(K)$, položíme tedy derivaci funkce rovnou nule

$$\frac{d \varepsilon_z}{dK} = M_m \frac{J_m - J_z K^2}{(J_m + J_z K^2)^2} = 0 \qquad (20)$$

Jmenovatel ve vztahu (20) je u reálných zařízení vždy různý od nuly stejně jako moment motoru $M_M$, takže po úpravě dostaneme známý vzorec pro optimální převod

$$K_{opt} = \sqrt{\frac{J_m}{J_z}} \quad [1] \qquad (21)$$

Při převodu $K_{opt}$ platí, že moment setrvačnosti motoru je roven momentu setrvačnosti zátěže redukovanému na hřídel motoru $J_m = J_{zred}$. Samozřejmě na hřídeli zátěže platí $J_{mred} = J_z$.

Celkem jednoduše lze odvodit závislost dosažitelného zrychlení na odchylce od optimálního převodu. Závislost znázorníme v poměrných veličinách $\varepsilon_z / \varepsilon_{zopt}$ a $K/K_{opt}$. S použitím (19) obdržíme

$$\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_{zopt}} = \frac{\dfrac{K\,M_m}{J_m + J_z K^2}}{\dfrac{K_{opt}\,M_m}{J_m + J_z (K_{opt})^2}} = \frac{K}{K_{opt}} \frac{J_m + J_z (K_{opt})^2}{J_m + J_z K^2}$$

Nyní postupnou úpravou a dosazováním (21)

$$\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_{zopt}} = \frac{K}{K_{opt}} \frac{J_m + J_z (J_m/J_z)}{J_m + J_z K^2} =$$

$$= \frac{K}{K_{opt}} \frac{2J_m}{(K_{opt})^2 [J_m/(K_{opt})^2 + J_z (K/K_{opt})^2]} =$$

$$= \frac{2J_m\, K/K_{opt}}{(K_{opt})^2 [J_z + J_z (K/K_{opt})^2]} =$$

$$= \frac{2J_m\, K/K_{opt}}{(K_{opt})^2 J_z [1 + (K/K_{opt})^2]} = \frac{2J_m\, K/K_{opt}}{J_m [1 + (K/K_{opt})^2]}$$

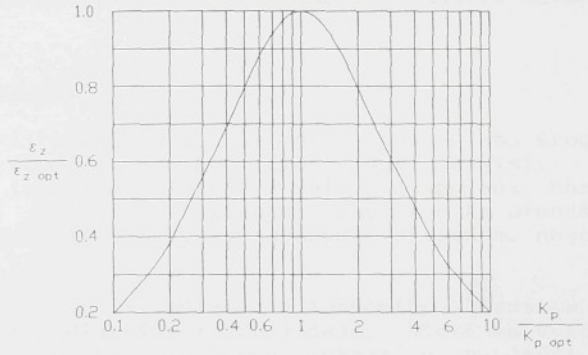
obdržíme žádaný vztah

$$\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_{zopt}} = \frac{2\, K/K_{opt}}{1 + (K/K_{opt})^2} \qquad (22)$$

kde $\varepsilon_z$ [rad/s$^2$] je maximální zrychlení zátěže dosažitelné při obecné velikosti převodového čísla K;
$\varepsilon_{zopt}$ [rad/s$^2$] je maximální zrychlení zátěže dosažitelné při optimálním převodovém čísle $K_{opt}$.

Grafické znázornění funkce (22) na obr.24 jednak potvrzuje, že nalezený extrém je skutečně maximum funkce, jednak může sloužit pro rychlý odhad změny dosažitelného zrychlení v případech, kdy se navržený převod odchyluje od optimální hodnoty.

Je zjevné, že maximum křivky je poměrně ploché, takže při $K = 0,7.K_{opt}$ resp. $K = 1,4.K_{opt}$ se zrychlení zmenší jen asi o 5 %. Pak ale funkce začíná prudce klesat a např. při $K = 0,25.K_{opt}$ nebo $K = 4.K_{opt}$ dosáhneme již jen poloviční zrychlení v porovnání s optimální hodnotou. Jednoduchá kontrola převodu podle vzorce (21) je tedy nanejvýš účelná, i když v řadě případů nebude možné z konstrukčních důvodů optimální převod přesně dodržet.




Obr.24 - Závislost maximálního zrychlení pohonu na odchylce od optimálního převodu

### 3.8.2. Převod ozubeným řemenem

Tento poměrně nový typ převodu má řadu výhod: vysokou účinnost, velkou dovolenou obvodovou rychlost, přenos pohybu bez prokluzu, nízkou hlučnost, není třeba jej mazat a nemá prakticky žádné nároky na údržbu. Pro tyto vlastnosti se převody ozubenými řemeny velmi často používají i v mechanice polohových servopohonů.

Při konstrukci však je třeba brát v úvahu specifické vlastnosti ozubených řemenů, mezi které patří zejména to, že vnášejí do pohonu necitlivost, hysteresi a poměrně velkou poddajnost. Aby tyto nežádoucí vlastnosti nepřesáhly únosnou míru je nutné, aby řemen měl dostatečné montážní předpětí.

**PŘÍKLAD**: Pro lepší představu uvádíme naměřené hodnoty převodu s ozubeným řemenem šíře 50 mm s doporučenou předepínací silou 200 N. Při tomto předpětí lze očekávat následující vlastnosti (údaje jsou přepočteny na pohyb suportu při stoupání šroubu 10 mm/ot):

- Hysterese nastavení polohy 5 um
- Statická tuhost převodu 3000 N/um,

což jsou zcela vyhovující hodnoty.

Při poklesu předepínací síly na 50 N klesne tuhost převodu v závislosti na typu řemenu dva- až čtyřikrát a hysterese nastavení polohy vzroste na 10 um, což už pro polohové servopohony není vhodné.

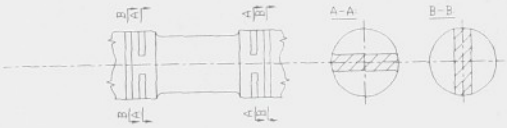
Je tedy zřejmé, že výhody ozubených řemenů se mohou projevit jen tehdy, je-li správnému předpětí řemenu věnována patřičná pozornost jak při konstrukci, tak při montáži. Údaje o předpětí ve vztahu k tuhosti a hysteresi výrobci bohužel zpravidla neudávají, a je nutné je stanovit měřením.

### 3.8.3. Spojky

Zvolíme-li přímé spojení motoru a posuvového šroubu, musíme použít vhodnou spojku, která musí zajistit co nejvyšší torsní tuhost a minimální vůli ve spojení hnací a hnané hřídele. Dále se vyžaduje, aby spojka přenášela minimum radiálních sil a tedy vyrovnávala případnou nesouosost obou hřídelí.

Konstrukci spojky můžeme z funkčního hlediska rozdělit na tři části: Hlavní (střední) část, která má vysokou torsní tuhost a nízkou ohybovou tuhost a na části pro spojení s hnací a hnanou hřídelí. Velmi často se používá lamelová spojka, jejíž střední část tvoří ocelové lamely stažené šrouby mezi hnanou a hnací část.

Jiným řešením je tzv. membránová spojka. Činná část spojky je vytvořena rozřezáním střední části podle obr.25. Výhodou je vcelku snadná výroba a malý počet součástí. Nevýhodná je náchylnost k trvalým deformacím a množství ostrých hran, které svým vrubovým účinkem snižují únavovou pevnost spojky.




Obr.25 - Příklad konstrukčního řešení střední části spojky

Střední část tohoto typu spojek (např. na obr.25) v podstatě tvoří hřídel se dvěma klouby - obr.26. Toto uspořádání, kdy mezi dvěma ohybově poddajnými částmi je krátký tuhý úsek je velmi důležité pro správnou funkci, protože jen taková spojka vyrovná také mimoběžnost hřídelí. Při uspořádání s jedním kloubem by při mimoběžných nebo rovnoběžných hřídelích ve spojení vznikaly značné síly, které by kromě namáhání ložisek způsobovaly také nerovnoměrný chod pohonu.

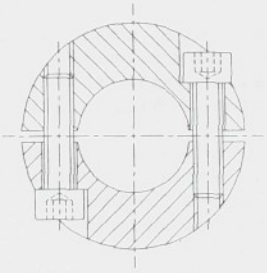
Spojení mezi spojkou a hnanou resp. hnací hřídelí musí být svěrné, aby byl zaručen bezvůlový přenos pohybu a aby nedocházelo k poklesu tuhosti v oblasti malých zatížení (styková tuhost). Nestačí tedy použít např. lícované pero. Příklady svěrných spojení jsou v následující části.

Obr.26 - Schéma kinematiky střední části spojky

### 3.8.4. Svěrná spojení nábojů a hřídelí

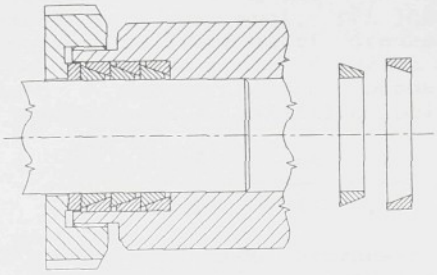
Jak již bylo řečeno v předchozí části 3.7., z hlediska vůlí v pohonu je nejvýhodnější konstruovat náboje ozubených kol, spojek a řemenic pro svěrné spojení s hřídelí. Uveďme dva příklady takových konstrukcí.

Na obr.27 je řez děleným nábojem, kde je svěrná síla vyvozována stažením obou částí náboje šrouby. Toto řešení dovoluje použít pero v případech, kdy je nutná jednoznačná orientace náboje vůči hřídeli. Nevýhodou znázorněného uspořádání je nutnost rozříznutí resp. odfrézování části náboje, což může mít za následek deformaci spojovacího dílu.



Obr.27 - Příklad svěrného spojení náboje a hřídele

Jiná konstrukce bezvůlového spojení je na obr.28, kde jsou kroužky s kuželovými styčnými plochami vtlačovány převlečnou maticí do dutiny náboje. Utažením matice dojde k roztažení vnějších a stlačení vnitřních kroužků a tím ke bezvůlovému spojení hřídele a náboje. Tento typ spojení zpravidla nepoužívá pero.



Obr.28 - Příklad svěrného spojení náboje a hřídele

### 3.9. Posuvové šrouby a jejich uložení

Návrh posuvového šroubu je sice součástí konstrukčního řešení stroje, ale jeho parametry ovlivňují servopohony tak výrazně, že je nutné se jimi zabývat i při dimenzování pohonů. Není výjimkou případ, kdy na základě výpočtu pohonu je nutné upravit návrh šroubu.

**Poznámka**: Hovoříme-li o "šroubu", popřípadě o "posuvovém šroubu", jedná se vždy o kuličkový šroub. Jiné typy posuvových šroubů (např. trapezový) jsou pro polohové servomechanismy zcela nevhodné pro značné pasivní odpory a potíže s vymezením vůlí.

**Průměr šroubu** je určen požadavky na tuhost a únosnost. Tyto parametry s průměrem šroubu rostou, současně se však také zvětšuje moment setrvačnosti (se čtvrtou mocninou průměru!), třecí momenty a tím také oteplení při rychloposuvu.

**Stoupání šroubu** je vhodné volit co největší, protože s rostoucím stoupáním jednak roste průměr kuliček a tím únosnost šroubu, jednak klesá oteplení. Příčinou je to, že třecí moment je zhruba úměrný průměru šroubu a prakticky nezávislý na stoupání. Při menším stoupání se šroub točí rychleji a tím roste třecí výkon, který se mění v teplo. Často se volí stoupání šroubu $h_S$ = 10 mm/ot. Důvodem je možnost přímého spojení šroubu a standardního fotoelektrického snímače s dělením 10.000 imp/ot.

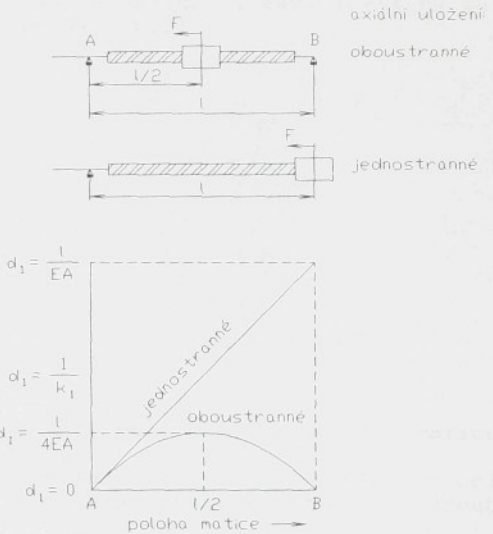
Mechanický řetězec šroub - matice - suport tvoří pružinu, na které je uložen suport. Hlavní složky tuhosti této pružiny jsou tuhost šroubu v tahu a v krutu, tuhost spojení posuvového šroubu a kuličkové matice a tuhost axiálního uložení šroubu. Spojení mezi kuličkovou maticí a suportem zpravidla předpokládáme absolutně tuhé (poddajnost je rovná nule).

**Tuhost šroubu v tahu** (tlaku) je první složkou celkové tuhosti řetězce šroub - matice - suport. Jak plyne ze známých vztahů pro deformaci, při jednostranném axiálním uložení poddajnost zatížené části šroubu závisí lineárně na poloze matice a mění se podle diagramu na obr.30. Nejmenší tuhost šroubu v tomto případě odpovídá poloze matice v největší vzdálenosti od axiálního ložiska a platí pro ni vztah

$$k_1 = \frac{F}{\Delta 1} = \frac{EA}{1} \frac{1}{10^6} \quad \left[\frac{N}{um}\right] \qquad (23)$$

$E = 2{,}05.10^{11}$ [N/m$^2$] ... modul pružnosti v tahu pro ocel
A [m$^2$] ..... průřez jádra šroubu
1 [m] ..... délka šroubu mezi axiálními ložisky

Při oboustranném axiálním uložení má šroub nulovou poddajnost při nulové vzdálenosti matice od ložiska A resp. B. V průběhu zdvihu se poddajnost mění podle křivky, jejíž maximum leží uprostřed délky šroubu - viz obr.30.




Obr.30 - Závislost poddajnosti zatížené části posuvového šroubu na poloze matice

Minimální tuhost uprostřed délky šroubu pak je zřejmě

$$k_1 = \frac{F}{\Delta 1} = \frac{4EA}{1} \frac{1}{10^6} \quad \left[\frac{N}{um}\right] \qquad (24)$$

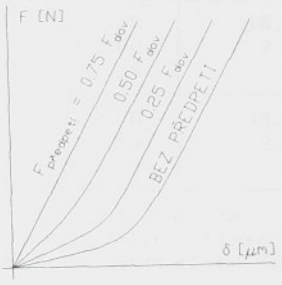
Pro potřeby výpočtů při návrhu servopohonů budeme používat většinou tyto hodnoty minimální tuhosti dané vzorci (23) resp. (24). K poddajnosti šroubu v tahu se přičítá poddajnost v krutu (výpočet viz lit.9).

**Tuhost spojení šroub - matice** je další složkou celkové tuhosti. Tuhost **předepnutého spojení** lze odhadnout podle přibližného empirického vztahu

$$k_2 \doteq n . \mathcal{K} . D_s \quad [N/um] \qquad (25)$$

n [1] ... počet závitů jedné poloviny matice
(n = 1,5; 2,5; 3,5; 5,5; 7,5)
$\mathcal{K}$ = 5 [N/mm/um] ... koeficient úměrnosti odvozený z údajů o tuhosti uvedených v literatuře TOS Kuřim.
$D_s$[mm] .. průměr šroubu

Vzorec (25) platí jen pro předpětí větší než 0,75 $F_{dov}$, kdy je závislost lineární. Při menších předpětích je třeba počítat se zmenšenou tuhostí (tzv. styková tuhost) při malých zatíženích. Příklad průběhu deformace ve spojení kuličkového šroubu a matice v závislosti na zatěžující síle a na předpětí je na obr.31.




Obr.31 - Průběh deformace dvojice šroub - matice

**Tuhost axiálních ložisek** je třetí složkou celkové tuhosti šroubu. Pro jednostranné axiální uložení šroubu samozřejmě platí

$$k_3 = k_{LA} \quad \text{resp.} \quad k_3 = k_{LB} \qquad (26)$$

$k_{LA}$; $k_{LB}$ [N/um] ... tuhost axiálních ložisek

Při oboustranném uložení šroubu se tuhosti ložisek sčítají a platí

$$k_3 = k_{LA} + k_{LB} \qquad (27)$$

Je samozřejmé, že nepředepnutá valivá axiální ložiska mají při malých zatíženích také proměnnou tuhost a závislost

jejich deformace na zatěžující síle je podobná jako na obr.31 pro spojení kuličkové matice a šroubu. Z toho důvodu se axiální ložiska rovněž předepínají.

**Poznámka:** Kromě předepnutí axiálních ložisek a kuličkové matice se často předepíná také šroub na tah. Předepnutí šroubu v tomto případě nemá za účel zvyšování tuhosti při malých zatíženích, ale při vzniku tepelných deformací zamezuje nebo zmenšuje namáhání šroubu na vzpěr.

Pro ilustraci uvádíme tabulku tuhostí a třecích momentů často používaných typů axiálních ložisek.

| Průměr šroubu $D_S$ [mm] | Parametr | Ložiska s kosoúhlým stykem řada ZKLN | Axiální jehlová ložiska ZARN lehká řada | Axiální jehlová ložiska ZARN těžká řada |
|---|---|---|---|---|
| 40 | C [N] | 23.400 | 35.500 | 80.000 |
| | $K_L$ [N/um] | 850 | 1.900 | 3.000 |
| | $M_T$ [Nm] | 0,25 | 0,55 | 1,6 |
| 50 | C [N] | 34.500 | 48.000 | 108.000 |
| | $K_L$ [N/um] | 1.000 | 2.400 | 3.400 |
| | $M_T$ [Nm] | 0,35 | 0,8 | 2,2 |
| 63 | C [N] | 37.500 | 60.000 | 135.000 |
| | $K_L$ [N/um] | 1.250 | 2.900 | 3.900 |
| | $M_T$ [Nm] | 0,45 | 1,1 | 3,0 |

C [N] .... statická únosnost ložiska
$K_L$ [N/um] . tuhost předepnutého ložiska
$M_T$ [Nm] ... třecí moment předepnutého ložiska

Tab.3 - Parametry axiálních ložisek INA

Je zřejmé, že předimensování šroubu a ložisek, t.j. volba většího průměru $D_S$ a/nebo těžší řady uložení sice zvětšuje tuhost, ale také - a to dosti výrazně - pasivní odpory. Zvětšení pasivních odporů pak přináší zvětšení ztráty pohybu (3.6.) a zvětšení motoru. Při výběru konstrukčních prvků je proto nutné zvážit, zda případné zvýšení tuhosti stojí za zhoršení těchto parametrů.

**Celková axiální tuhost šroubu s uložením** je tedy určena minimální hodnotou tuhosti vlastního šroubu $k_1$ (vztah 23 nebo 24), tuhostí spojení šroubu a matice $k_2$ (25) a tuhostí axiálních ložisek $k_3$ (vztah 26 nebo 27) (Předpokládáme tuhost spojení kuličkové matice se suportem a tuhost převodu nebo spojky mezi motorem a šroubem tak velkou, že ji není třeba uvažovat).

Protože jde o sériové uspořádání pružných členů, sčítají se deformace resp. poddajnosti a výsledná celková axiální tuhost šroubu s uložením bude

$$k_{s\text{-}celk} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}} \qquad (28)$$

Výslednou tuhost $k_{s\text{-}celk}$ použijeme při výpočtu vlastní frekvence koncového členu mechanismu (suportu) (vztah 9) a při výpočtu ztráty pohybu vlivem pasivních odporů.

**PŘÍKLAD**: Mějme šroub o průměru 50 mm, délky 1000 mm, s maticí o 3,5 závitech, oboustranně axiálně uložený v ložiskách řady ZKLN (s kosoúhlým stykem).

Nejmenší tuhost šroubu v polovině zdvihu bude podle (24)

$$k_1 = \frac{4EA}{1} \frac{1}{10^6} = \frac{4.2{,}05.10^{11}.1{,}42.10^{-3}}{1.10^6} = 1160 \quad [N/um]$$

Tuhost předepnutého spojení šroubu a matice (25)

$$k_2 = n.\pi.D_s = 3{,}5.5.50 = 875 \quad [N/um]$$

a tuhost axiálního uložení podle (27) a tab.3

$$k_3 = k_{LA} + k_{LB} = 1000 + 1000 = 2000 \quad [N/um]$$

Celková tuhost šroubu s uložením pak podle (28) je

$$k_{s\text{-}celk} = \frac{1}{1/k_1 + 1/k_2 + 1/k_3} = 4.10^8 \ [N/m] = 400 \ [N/um]$$

Z příkladu vyplývají dvě skutečnosti:

1. Často vyhovuje uložení šroubu v ložiskách s kosoúhlým stykem, protože jejich tuhost je značně vyšší než tuhost spojení šroub - matice (zde 2,5krát). Použití např. lehké řady jehlových ložisek ZARN by v našem příkladu přineslo zvětšení **celkové** tuhosti jen na $k_{s\text{-}celk} = 450$ [N/um] při více než dvojnásobném zvětšení pasivních odporů.

2. Změna tuhosti vlivem změny polohy matice - obr.30 - se na celkové tuhosti projeví málo. V našem příkladu celková tuhost u ložiska ($1/k_1 = 0$) stoupne na cca 600 N/um. Pojížděním suportu se tedy tuhost mění vůči střední hodnotě 500 N/um v pásmu ± 20 %. Změna vlastní frekvence vlivem tohoto "přelaďování" je ještě menší, protože ve výrazu (9) se tuhost vyskytuje pod odmocninou. Změny tuhosti v pásmu ± 20 % v našem příkladu tedy způsobí změny vlastní frekvence jen zhruba ± 10 %.

### 3.10. Přímočará vedení

Přímočará vedení působí na činnost servomechanismů pasivními odpory a někdy také nepřesností pohybu (příčením). O pasivních odporech jsme podrobně pojednali v části 3.5. a 3.6., nepřesností pohybu se týká následující část 3.11.

Charakteristika tření ve vedení rozhodujícím způsobem ovlivňuje rovnoměrnost malých posuvových rychlostí, a proto jsou dnes vodicí plochy navrhovány většinou s obložením speciálními hmotami, jako valivá vedení nebo jako kombinovaná valivá a kluzná vedení. Hydrostatická vedení jsou používána málo a jen u velmi těžkých nebo u velmi přesných strojů. Měřící stroje často užívají aerostatická vedení (na vzduchovém polštáři).

Hlavním cílem všech zmíněných konstrukcí je především snížení poměru tření za klidu a za pohybu (vztah 13), čímž se podstatně zlepší rovnoměrnost malých rychlostí posuvu. Zmenšení absolutní velikosti třecích sil už nemá takovou důležitost, i když je také žádoucí (snížení ztráty pohybu - část 3.6.).

Velikost pasivních odporů v přímočarých vedeních je většinou nutné odhadnout, nejlépe porovnáním se strojem podobné konstrukce a velikosti se stejným uspořádáním vodících ploch. Není-li takové porovnání možné, lze třecí síly odhadnout podle hmotnosti suportu

$$F_t \cong k_t \cdot m_z \qquad (29)$$

$k_t$ [N/kg] .. konstanta úměrnosti závislá na druhu vedení
$k_t = 0,5$ hydrostatická vedení
$k_t = 1$ .. vedení s obložením na bázi teflonu (TURCITE) a valivá vedení
$k_t = 2$ .. ostatní vedení
$m_z$ [kg] .... hmotnost suportu

Uvedené hodnoty koeficientu $k_t$ platí v ideálním případě. Nepřesnou montáží nebo chybnou technologií výroby mohou pasivní odpory vzrůst na několikanásobnou hodnotu.

Veličina $k_t$ je empirická konstanta úměrnosti, která neodpovídá hodnotám koeficientů tření používaným klasickou mechanikou. Třecí odpory ve vedení totiž nevznikají jen působením normálného tlaku vyvozeného vlastní vahou suportu, ale hlavně vlivem vymezení vůlí až předpětím vedení, a proto se hodnota $k_t$ řádově liší od koeficientu tření.

Vzorec (29) používáme i pro šikmá vedení, protože třecí síly závisí hlavně na silách vznikajících vymezením vůlí ve vodících plochách a tyto síly jsou zhruba úměrné velikosti suportu.

### 3.11. Umístění pohonného prvku a odměřování

Většina koncových členů mechanismu má určitý sklon ke "křížení", což znamená, že délka (úhel) pohybu vykonaného v ose pohonného prvku resp. odměřování není totožná s délkou (úhlem) pohybu vykonaného v uložení mechanismu.

Typickým příkladem je suport obráběcího stroje (obr.32). Není-li správně umístěn posuvový šroub pak dráha ujetá v ose šroubu Š není shodná s drahami ujetými v osách vedení A a B. Výsledkem je úhlové natočení suportu, jenž způsobuje nezanedbatelnou nepřesnost obrábění a zvětšení pasivních odporů příčením.

Je-li suport vybaven přímým odměřováním, bývá "křížení" příčinou pomalého kmitání servopohonu. Mechanismus vzniku tohoto kmitání lze vysvětlit na obr.32. Předpokládejme, že odměřování je umístěno u vodicí plochy B (označeno OZ 2) a suport bude mít tendenci ke klopení kolem osy procházející vodicí plochou B. Dojde-li k odchylce jediného inkrementu, suport se dá do pohybu, ale na stavu odměřování se to neprojeví, neboť suport se zatím jen natáčí kolem osy procházející vodicí plochou B. V místě odměřování se suport dá do pohybu teprve tehdy, když je natočení maximální. V tomto okamžiku jsou ale natočením suportu zvětšené pasivní odpory, takže v místě odměřování zpravidla dojde k přejezdu žádané polohy, to způsobí pohyb pohonu v opačném smyslu, suport se začne natáčet v opačném smyslu atd. - vznikají tzv. pomalé kmity servopohonu. Odchylky od žádané hodnoty v místě odměřování při tom činí jen několik inkrementů, zatímco v blízkosti vodicí plochy A mohou odchylky činit několik setin milimetru. Z hlediska pohonu a řídícího systému se tedy mechanika stroje chová stejně, jako kdyby v pohonu byla vůle.

Aby bylo křížení mechanismů polohových servopohonů omezeno na minimum, je třeba kromě obvyklých konstrukčních opatření umístit pohonný prvek tak, aby nevznikaly klopné síly a/nebo momenty. Nejvyšší nároky na přesnost jsou při dokončovacích operacích, kdy jsou řezné síly minimální, a proto pro výpočty umístění pohonného prvku postačí uvažovat jen pasivní odpory a případná nevyvážení mechanismu.

Z našeho příkladu na obr.32 vyplývá, že ve vedení B, kde je suport veden i stranově, budou větší pasivní odpory - $F_{TB} > F_{TA}$. Pokud nemá dojít ke křížení suportu, musí být zřejmě v rovnováze momenty třecích sil vůči ose šroubu

$$F_{TA} \cdot a = F_{TB} \cdot b \qquad (30)$$

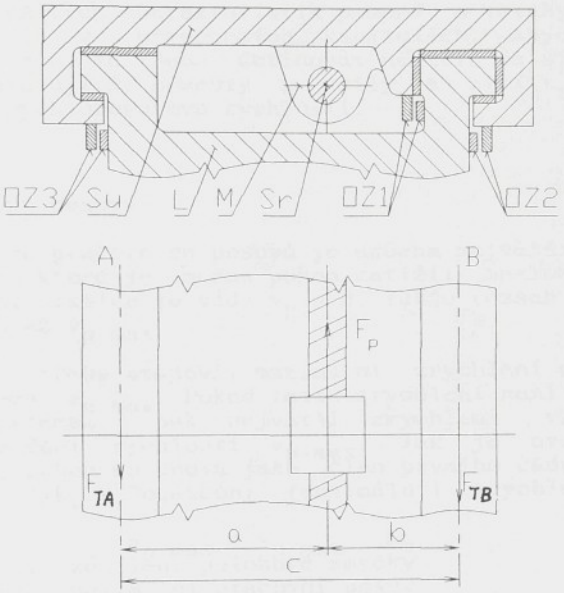
Současně platí pro posuvovou sílu rovnováha sil

$$F_P = F_{TA} + F_{TB} \qquad (31)$$

Z těchto vztahů lze při použití $c = a + b$ odvodit vzorce pro stanovení vzdálenosti "a" resp. "b"

$$a = \frac{F_{TB}}{F_P} c \quad \text{resp.} \quad b = \frac{F_{TA}}{F_P} c \qquad (32)$$

Bude-li na suport vedle třecích sil působit ještě nevývažek $F_G$, bude řešení poněkud složitější. Cíl však zůstává stejný: minimalizovat točivé momenty působící na suport.




Obr.32 - Umístění šroubu a odměřovacího zařízení

Z předešlých úvah vyplývá, že příčinou pomalého kmitání polohového servopohonu může být i nevhodně umístěné odměřování. Obecně platí, že čím menší je vzdálenost mezi pohonným prvkem a odměřovacím zařízením, tím je pohon odolnější proti vzniku kmitů vlivem křížení koncového členu mechanismu.

Vrátíme-li se k našemu příkladu na obr.32, pak nejlepší umístění je v místě označeném OZ 1. Toto umístění ale zpravidla přináší konstrukční obtíže, a proto se odměřování často umisťuje do polohy označené OZ 2. Poloha OZ 3 je nejméně vhodná.

Uvedená pravidla jsou nadřazená zásadě umístění odměřování co nejblíže řeznému procesu. Je to proto, že výše popsané pomalé kmity, které skutečně nelze odstranit jinak než odstraněním křížení koncového členu mechanismu, zcela znemožní normální používání stroje. Naproti tomu umístěním odměřování do těsné blízkosti např. posuvového šroubu stále

ještě získáváme automatickou kompenzaci deformací šroubu vlivem zatížení a tepelných dilatací. Případné chyby vznikající křížením suportu lze v principu kompenzovat jako vůli v pohonu (viz odst. 2.4.).

## 4. PARAMETRY A VZTAHY POUŽÍVANÉ PŘI NÁVRHU SERVOPOHONŮ

Většinu důležitých charakteristik pohonů a vztahy mezi nimi jsme probrali v předchozích kapitolách. Abychom mohli navrhnout pohon, je třeba definovat některé další veličiny, zejména zatěžující momenty a síly a zvolit maximální pracovní a rychloposuvové rychlosti.

### 4.1. Pracovní posuvy

Horní hranice pracovních posuvů je určena největší rychlostí $v_{p\text{-}max}$, při které je možno pohon zatížit maximální řeznou silou. Dolní hranice je vždy $v_p = 0$, takže rozsah pracovních posuvů je 0 až $v_{p\text{-}max}$.

Současně je třeba stanovit maximální zrychlení při pracovních posuvech $a_{p\text{-}max}$. Pokud toto zrychlení není generováno řídícím systémem, pak největší zrychlení vznikne při skokovém zadání rychlosti $v_{p\text{-}max}$. Jak je uvedeno ve 2.kapitole, pohon se chová jako člen prvního řádu s časovou konstantou $1/K_v$. Počáteční (maximální) zrychlení tedy má hodnotu

$$a_{p\text{-}max} = v_{p\text{-}max} \cdot K_v \qquad (33)$$

$K_v$ [1/s] ..... zesílení polohové smyčky
$v_{p\text{-}max}$ [m/s] . maximální pracovní posuv

Zrychlení pohybu suportů obráběcích strojů a jejich manipulačních zařízení se zpravidla pohybuje v mezích

$$a_{p\text{-}max} = 0{,}25 \text{ až } 2 \ [m/s^2] \qquad (34)$$

Nižší zrychlení neúnosně prodlužují dobu potřebnou k vykonání programovaných pohybů, vyšší zrychlení zatěžují stroje silami, které mohou časem zhoršit jejich přesnost nebo mohou vyvolat nežádoucí pohyby manipulovaných součástí.

V počátcích rozvoje NC techniky byly pracovní posuvy zadávány skokem a řízený rozběh byl generován jen u rychloposuvů. Důvodem pro toto řešení byla jeho jednoduchost a to, že rychlosti pracovních posuvů nepřesahovaly 2 m/min. Dnes však u strojů určených pro obrábění lehkých slitin keramickými řeznými materiály dosahují pracovní rychlosti běžně 6 m/min (t.j. 0,1 m/s). Při obvyklé velikosti zesílení polohové smyčky by pak při skokovém zadání rychlosti vycházela mezní hodnota zrychlení

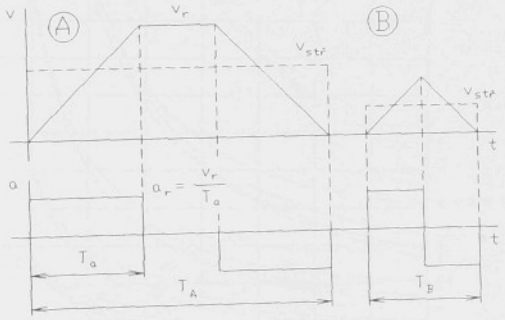
$$a_p = v_p \cdot K_v = 0{,}1 \cdot 20 = 2 \quad [m/s^2]$$

Z toho důvodu moderní řídící systémy CNC řídí rozběh pohonů v celém rozsahu pracovních posuvů. Velikost zrychlení je pak nezávislá na programované rychlosti a uživatel může jeho hodnotu volit podle svých potřeb změnou příslušné strojní konstanty systému.

## 4.2. Rychloposuvy

Číslicově řízené obráběcí stroje jsou značně nákladná zařízení, a proto je nutné, aby měly co nejvyšší výrobní výkon. Cesty ke zvyšování výrobního výkonu jsou známé a patří mezi ně mimo jiné také zkracování časů potřebných pro pohyb rychloposuvem. Dnešní obráběcí stroje dosahují běžně rychloposuvy 6 až 15 m/min, vyskytují se ale i vyšší hodnoty - až 60 m/min. Rychlosti manipulátorů s pojezdy delšími než 2 m jsou ještě vyšší - 30 až 120 m/min.

Údaje o velikosti rychloposuvu bývají využívány ke komerčnímu zdůraznění kvalit stroje, avšak jejich technicky zdůvodněná velikost je zcela jednoznačně omezena dále uvedenými jednoduchými vztahy.




Obr.33 - Rampový průběh rychlosti při rozběhu a zastavení

Při často užívaném rampovém průběhu rychlostí při rozběhu a zastavení mohou nastat dva případy - viz obr.33.

A) Pohon dosáhne maximální rychlost $v_r$.
B) Dráha pojezdu je příliš krátká a pohon při daném zrychlení maximální rychlost $v_r$ nedosáhne.

Ze vztahů pro rovnoměrně zrychlený pohyb lze odvodit, že mezní vzdálenost, při které pohon právě dosáhne rychlost $v_r$ je dána vztahem

$$x_{mez} = \frac{(v_r)^2}{a_r}$$

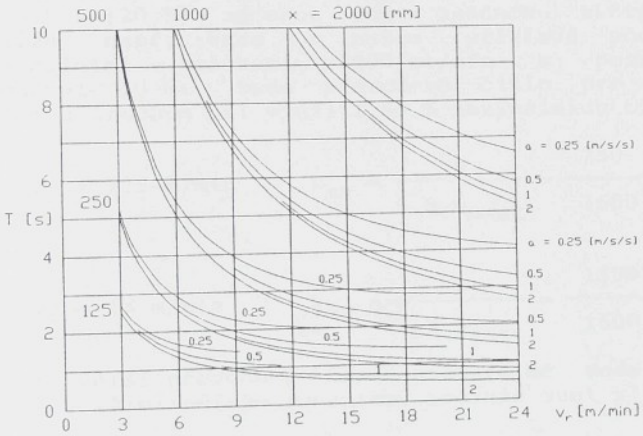
Pro dobu pojezdu pak platí

$$\text{A)} \quad x \geq x_{mez} \qquad T_A = \frac{x}{v_r} + \frac{v_r}{a_r} \qquad (35)$$

$$\text{B)} \quad x \leq x_{mez} \qquad T_B = 2\sqrt{\frac{x}{a_r}}$$

Z této úvahy vyplývá, že pro velikost rychloposuvu platí omezení

$$v_R \leq v_{MEZ} = \sqrt{a_R \cdot x_{MAX}} \qquad (36)$$




Obr.34 - Doba pojezdu jako funkce dráhy, rychlosti a zrychlení při rampovém rozjezdu a zastavení

Návrh pohonu na větší rychlost nemá smysl, protože při daném zrychlení nelze dosáhnout rychlost vyšší než $v_{MEZ}$. Pro ilustraci jsou na obr.34 uvedeny závislosti doby pojezdu na dráze, rychlosti a zrychlení. Z obrázku je zřejmé, že čas pro překonání dané vzdálenosti zpočátku s rostoucí rychlostí rychle klesá. Blížíme-li se však k mezní rychlosti $v_{MEZ}$, zkracování doby pojezdu je stále méně výrazné.

**PŘÍKLAD:** Navrhujeme pohon pro suport se zdvihem x = 250 mm. Přípustné zrychlení je a = 0,25 $m/s^2$.

Podle vzorců (36) a (35) vypočteme

$$v_{mez} = \sqrt{a_r \cdot x_{max}} = \sqrt{0,25 \cdot 0,25} = 0,25 \ [m/s] = 15 \ [m/min]$$

$$T_B = 2 \sqrt{\frac{x}{a_r}} = 2 \sqrt{\frac{0,25}{0,25}} = 2 \ [s]$$

Zvolíme-li poloviční rychloposuv

$$v_r = 0,125 \ [m/s] = 7,5 \ [m/min]$$

bude doba přestavení

$$T_A = \frac{x}{v_r} + \frac{v_r}{a_r} = \frac{0,25}{0,125} + \frac{0,125}{0,25} = 2 + 0,5 = 2,5 \ [s]$$

Zdvojnásobením rychlosti rychloposuvu tedy získáme úsporu jen 0,5 s (20 %) za cenu dosti značného zvětšení motoru. Jestliže např. bude v našem příkladě použit motor s maximálními otáčkami 2000 ot/min a posuvový šroub o stoupání 10 mm, bude převodové číslo pro převod mezi motorem a šroubem při využití 80 % maximálních otáček:

- pro $v_r$ = 7,5 m/min $\quad K_{ms} = \frac{n_s}{0,8 . n_{mmax}} = \frac{750}{1600} = 0.46875$

- pro $v_r$ = 15 m/min $\quad K_{MS} = \frac{n_s}{0,8 . n_{mmax}} = \frac{1500}{1600} = 0.9375$

Dvakrát větší převodové číslo samozřejmě vede k motoru s dvakrát větším točivým momentem, protože musí platit

$$M_m \geq M_{s\text{-}celk} \cdot K_{ms}$$

($M_{s\text{-}celk}$ [Nm] je celkový zatěžující moment na šroubu).
Takový motor bude větší, hmotnější a dražší, měnič pro jeho řízení bude mít zpravidla větší maximální proud (a pak také vyšší cenu) a následkem toho budou větší i tlumivky a síťový transformátor. Vidíme tedy, že cena za takové zvětšení rychloposuvu může být poměrně vysoká. Při tom výše odvozené dvacetiprocentní zkrácení pojezdového času platí jen pro maximální zdvih 250 mm. Střední dráha bude zpravidla poloviční a jak snadno vypočteme, na dráze x = 125 mm je už časový rozdíl jenom 6 %:

$$T_A(v = 7,5 \ m/min) = \frac{0,125}{0,125} + \frac{0,125}{0,25} = 1,5 \quad [s]$$

$$T_B \ (v = 15 \text{ m/min}) = 2 \sqrt{\frac{0,125}{0,25}} = 1,41 \qquad [s]$$

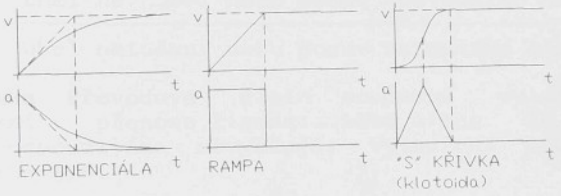
Praktickou aplikací uvedených úvah je např. to, že soustružnické stroje mívají u kratších příčných souřadnic rychloposuvy menší než u podélných suportů.

Má-li ale zkrácení pojezdového času prvořadou důležitost, využijeme samozřejmě všechny možnosti i za cenu zvětšení pohonů. Určité zkrácení pojezdových časů dosáhneme také zvětšením zrychlení - viz obr.34.

Při rozběhu a zastavení se kromě rampového průběhu rychlosti nyní stále častěji používají tzv. "S" křivky. Jsou to většinou klotoidy (lineární změna zrychlení) nebo křivky odvozené z harmonických funkcí. Protože u "S" křivek nedochází ke skokovým změnám zrychlení, je možné v porovnání s rampovým rozjezdem docílit kratší doby přestavení při menších rázech při rozběhu a zastavení.

Exponenciální rozběh (nejfrekventovanější typ v počátcích vývoje NC strojů) se již téměř nepoužívá pro své nevýhody - ráz na začátku přechodového děje a dlouhou dobu, potřebnou k dosažení žádané rychlosti.

Zmíněné typy rozběhů jsou na obr.35.




Obr.35 - Některé rozběhové funkce

### 4.3. Přepočty zatížení a setrvačných hmot

Tyto přepočty jsou všeobecně známé, autor ale pokládá za užitečné uvést jejich stručnou rekapitulaci.

Používané mechanismy mají většinou kinematiku odpovídající některému z dále uvedených obrázků. V podstatě se vždy jedná o převod rotačního nebo lineárního pohybu motoru na rotační nebo lineární pohyb koncového členu mechanismu. Zřejmě připadají v úvahu všechny čtyři kombinace uvedené v následující tabulce.

| Pohyb motoru | Pohyb konc. členu mech. | Příklad |
|---|---|---|
| Rotační | Rotační | Roboty |
| | Lineární | Posuvy, roboty, obr.36 a 37 |
| Lineární | Rotační | |
| | Lineární | Posuvy, roboty |

Tab.4 - Možné kombinace kinematiky servomechanismů

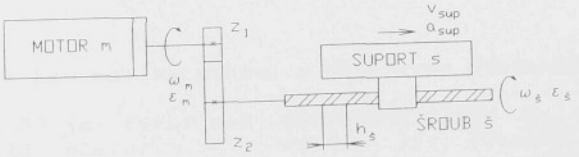
Varianta rotační - lineární může být řešena s posuvovým šroubem (obr.36) nebo s pastorkem a hřebenem (obr.37). Uspořádání lineární - rotační (inversní k uspořádání na obr.37) je možné, ale jeho použití v polohových servomechanismech autor nezaznamenal.

### 4.3.1. Převodový poměr

Tuto základní veličinu zde definujeme vždy jako tzv. převodové číslo

$$K_{jk} = \frac{\text{úhel natočení nebo posuv výstupního členu K}}{\text{úhel natočení nebo posuv vstupního členu J}} \qquad (37)$$

**Poznámka**: Převodové číslo současně vyjadřuje konstantu zesílení v přenosu kinematického členu. To je také důvod, proč nepoužíváme obvyklejší vyjádření převodového poměru jako i = 1/K.




Obr.36 - Kinematika pohonu s posuvovým šroubem

Vztah (37) samozřejmě platí také pro rychlosti a zrychlení, tedy např.

$$K_{jk} = \frac{\varphi_k}{\varphi_j} = \frac{\omega_k}{\omega_j} = \frac{\varepsilon_k}{\varepsilon_j}$$

nebo

$$K_{mn} = \frac{\varphi_n}{x_m} = \frac{\omega_n}{v_m} = \frac{\varepsilon_n}{a_m} \qquad (38)$$

Na obr.36 je tedy převodové číslo mezi motorem a šroubem

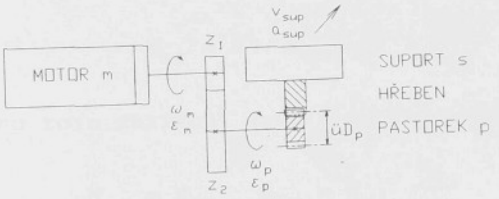
$$K_{ms} = \frac{\varphi_s}{\varphi_m} = \frac{z_1}{z_2} \quad [1] \qquad (39)$$

$z_1$, $z_2$ ... počty zubů ozubených kol nebo průměry řemenic

Převod mezi šroubem a suportem vyjadřuje převodové číslo

$$K_{sz} = \frac{x_z}{\varphi_s} = \frac{h_s}{2\pi} \quad [m/rad] \qquad (40)$$

$h_s$ [m/ot] ... stoupání šroubu




Obr.37 - Kinematika pohonu s pastorkem a hřebenem

Na obr.37 je výraz pro převodové číslo $K_{mp}$ mezi motorem a hřídelí pastorku dán vztahem (39). Převodové číslo mezi hřídelí pastorku a koncovým členem mechanismu (suport)

$$K_{ps} = \frac{x_z}{\varphi_p} = \frac{\pi D_p}{2\pi} = \frac{D_p}{2} \quad [m/rad] \qquad (41)$$

$D_p$ [m] ... roztečný průměr pastorku

### 4.3.2. Přepočet zatěžujících sil a momentů

Pro výpočet zatěžujících sil a momentů jednotlivých členů kinematického řetězce mechanismu musíme provést přepočet neboli redukci zatížení na příslušný člen. Při definici převodového čísla podle (37) obecně platí

$$Z_{j\text{-red}} = Z_k \cdot K_{jk} \qquad (43)$$

$Z_{j\text{-red}}$ .. zatížení členu "J", vzniklé zatížením členu "K" silou (momentem) $Z_k$
$Z_k$ ..... dané zatížení členu "K"
$K_{jk}$ ..... převodové číslo pro převod mezi členy "J" (vstupní člen) a "K" (výstupní člen).

Vztah je dán rovnováhou sil v mechanismu, ale lze jej také odvodit např. z toho, že výkon redukovaného zatížení na členu "J" vzniklý působením momentu (síly) na člen "K" musí být roven (při nulových ztrátách) výkonu na členu "K":

$$N_j = M_j \cdot \omega_j = F_k \cdot v_k = N_k \qquad (44)$$

a z toho

$$M_j = F_K \frac{v_k}{\omega_j} = F_k \cdot K_{jk} \qquad (45)$$

Při uspořádání podle obr.36 se tedy zatížení suportu silou F projeví na šroubu jako točivý moment

$$M_{sz} = F \cdot K_{sz} = F \cdot \frac{h_s}{2\pi} \quad [Nm] \qquad (46)$$

Na motoru toto zatížení vyvolá točivý moment

$$M_{mz} = M_{sz} \cdot K_{ms} = F \cdot \frac{h_s}{2\pi} \cdot \frac{z_1}{z_2} \quad [Nm] \qquad (47)$$

Třecí moment šroubu zatíží motor momentem

$$M_{tms} = M_{ts} \cdot K_{ms} = M_{ts} \cdot \frac{z_1}{z_2} \quad [Nm] \qquad (48)$$

Při uspořádání podle obr.37 bude platit pro hřídel pastorku

$$M_{pz} = F \cdot K_{pz} = F \cdot \frac{D_p}{2} \quad [Nm] \qquad (49)$$

Tomu odpovídá moment na motoru

$$M_{mz} = F \cdot K_{mp} \cdot K_{pz} = F \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{D_p}{2} \quad [Nm] \qquad (50)$$

### 4.3.3. Přepočet setrvačných hmot

Vedle redukce zatížení při návrhu pohonů běžně používáme redukci setrvačných hmot. Jde o výpočet, při kterém nahrazujeme skutečné setrvačné hmoty náhradním setrvačným zatížením na zvoleném členu mechanismu. Pro redukci setrvačných hmot platí známý vzorec

$$J_{j\text{-red}} = J_k \, (K_{jk})^2 \qquad (51)$$

$J_{j\text{-red}}$ .. Setrvačná zátěž $J_K$ redukovaná na člen "J".
$J_k$ ..... Skutečná setrvačná zátěž na členu "K".
$K_{jk}$ ..... Převodové číslo mezi členy "J" a "K".

Vztah (51) lze odvodit ze zákona o zachování energie. Aby redukovaná zátěž skutečně nahrazovala účinky skutečné zátěže, musí platit např.

$$E_j = \frac{1}{2} J_{j\text{-red}} \, (\omega_j)^2 \approx E_k = \frac{1}{2} m_k \, (v_k)^2$$

a z toho

$$J_{j\text{-red}} = m_k \frac{(v_k)^2}{(\omega_j)^2} = m_k \, (K_{jk})^2$$

Je-li tedy "m" hmotnost suportu na obr.36, pak redukovaný moment setrvačnosti příslušející hmotě "m" na jednotlivých hřídelích je

Na šroubu: $$J_{sz\text{-red}} = m \, K_{sz}^2 = m \left[\frac{h_s}{2\pi}\right]^2 \qquad (52)$$

Na motoru: $$J_{mz\text{-red}} = m \, (K_{ms} \, K_{sz})^2 = m \left[\frac{z_1}{z_2} \frac{h_s}{2\pi}\right]^2 \qquad (53)$$

Redukci momentu setrvačnosti šroubu $J_S$ na hřídel motoru provedeme podobně

Na motoru: $$J_{ms\text{-red}} = J_s \, K_{ms}^2 = J_s \left[\frac{z_1}{z_2}\right]^2 \qquad (54)$$

Celkový moment setrvačnosti např. na hřídeli motoru pak bude dán součtem redukovaných momentů šroubu a zátěže a momentu setrvačnosti vlastního motoru $J_M$:

Na motoru: $$J_{m\text{-celk}} = J_m + J_{ms\text{-red}} + J_{mz\text{-red}} \qquad (55)$$

Podobně při uspořádání podle obr.37 budou redukované momenty setrvačnosti zátěže (suportu)

Na pastorku: $$J_{pz\text{-red}} = m \, K_{pz}^2 = m \left[\frac{D_p}{2}\right]^2 \qquad (56)$$

Na motoru: $$J_{mz\text{-}red} = m\,(K_{mp}\,K_{pz})^2 = m\left[\frac{z_1}{z_2}\,\frac{D_p}{2}\right]^2 \qquad (57)$$

**PŘÍKLAD**: Mějme pohon v uspořádání podle obr.36, přičemž pro jednotlivé členy mechanismu platí:

- suport: hmotnost $m = 500$ kg
  pasivní odpory $F_t = 1000$ N
- šroub: stoupání $h_s = 10$ mm/ot $= 0,01$ m/ot
  moment setrvačnosti $J_s = 0,0048$ kgm$^2$
  (šroub ø50 mm o délce 1 = 1000 mm)
- převod mezi motorem a šroubem $K_{ms} = 0,5$
  (1:2 do pomala)
- moment setrvačnosti motoru $J_m = 0,0089$ kgm$^2$
  (Mezomatic HG 71C, trvalý moment 10 Nm)

Naším úkolem je vypočíst, jaké počáteční zrychlení může mechanismus dosáhnout, je-li maximální moment motoru $M_{m\text{-}max} = 20$ Nm.

Pro jednotlivý výpočet je v principu lhostejné, zda momenty a síly budeme redukovat na hřídel motoru a vypočtené úhlové zrychlení přepočteme na pohyb suportu, nebo zda redukci provedeme na suport a zrychlení vypočteme přímo. V praxi ale často porovnáváme řešení s různými motory, a proto **silové a setrvačné zatížení mechanismu vždy redukujeme na hřídel motoru.** Při volbě motoru pak máme k disposici přímo hodnoty zatížení motoru.

Podle (47), dosadíme-li třecí sílu $F_t$, je třecí moment zátěže redukovaný na hřídel motoru

$$M_{tmz} = F_t\,\frac{h_s}{2\pi}\,K_{ms} = 1000\,\frac{0,01}{2\pi}\,0,5 \doteq 0.8 \quad [\text{Nm}]$$

Podobně třecí moment šroubu s uložením redukovaný na hřídel motoru je podle (48)

$$M_{tms} \doteq M_{ts}\,K_{ms} = 5\,.\,0,5 = 2,5 \quad [\text{Nm}]$$

Celkový třecí moment na hřídeli motoru je tedy

$$M_{tm\text{-}celk} = M_{tmz} + M_{tms} = 0,8 + 2,5 = 3,3 \quad [\text{Nm}]$$

Dále vypočteme podle (53) a (54) redukované momenty setrvačnosti

$$J_{mz} = m\left[K_{ms}\,\frac{h_s}{2\pi}\right]^2 = 500\left[0,5\,.\,\frac{0,01}{2\pi}\right]^2 \doteq 0,00032 \quad [\text{kgm}^2]$$

$$J_{ms} = J_s\,K_{ms}^2 = 0,0048\,.\,0,5^2 \doteq 0.0012 \quad [\text{kgm}^2]$$

Celkový moment setrvačnosti na hřídeli motoru je tedy

$$J_{m\text{-}celk} = J_m + J_{ms} + J_{mz}$$

$$= 0,0089 + 0,0012 + 0,00032 = 0.01042 \quad [kgm^2]$$

Příklad dobře ilustruje vliv převodů na zatížení motoru. Třecí síla na suportu představuje jen 24 % celkových pasivních odporů a poměrně značná hmotnost suportu (500 kg) se na hřídeli motoru prakticky téměř neprojeví.

Počáteční zrychlení motoru vypočteme ze známého vztahu

$$\varepsilon_M = \frac{M_{zrychl}}{J_{m\text{-}celk}} = \frac{M_{m\text{-}max} - M_{tm\text{-}celk}}{J_{m\text{-}celk}} =$$

$$= \frac{20 - 3,3}{0,01042} = 1602,7 \quad [rad/s^2]$$

a z toho dosažitelné počáteční zrychlení na suportu

$$a_z = \varepsilon_m K_{ms} K_{sz} = 1602,7 \cdot 0,5 \cdot \frac{0,01}{2\pi} \doteq 1,2 \quad [m/s^2]$$

### 4.4. Zatěžující síly a točivé momenty

Síly a momenty, kterými jsou zatěžovány servomechanismy zpravidla přepočítáváme na posuvový šroub nebo na hřídel hnacího pastorku. Tento postup je výhodný proto, že stoupání šroubu resp. průměr pastorku jsou určeny konstrukčními hledisky a při návrhu pohonu se již zpravidla nemění. Při výpočtu variant pohonu s různými motory a převody pak vycházíme ze zatížení redukovaného na šroub resp. pastorek.

V této části uvádíme definici složek zatížení pohonu, které budeme používat v dalších kapitolách.

#### 4.4.1. Pasivní odpory

Pasivní odpory jsou síly a momenty vznikající pohybem mechanismu. Prakticky připadají v úvahu odpory vznikající Coulombským a viskosním třením.

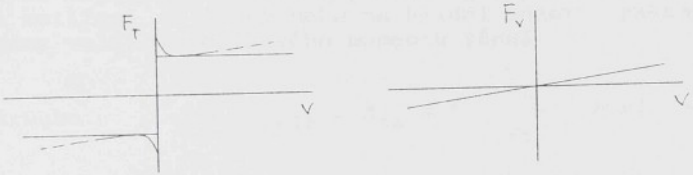
**Coulombské (suché) tření** má charakteristiku naznačenou na obr.39a a lze je popsat vztahem

$$F_{tc} = k_c \, F_n \, \text{sign}(v) \tag{58}$$

$F_{tc}$ [N] ..... třecí síla
$k_c$ [1] ..... koeficient suchého tření
$F_n$ [N] ..... síla normálná k třecí ploše (přítlak)
sign(v) [1] .. funkce signum: pro v > 0 sign(v) = 1
pro v < 0 sign(v) =-1

Jak již bylo zmíněno v části 3.4. (obr.20), třecí odpory při malých rychlostech často stoupají a jejich charakteristika pak má tvar naznačený na obr.39a čárkovaně.

**Poznámka**: Při nulové rychlosti vztah (58) neplatí zcela přesně, protože při zastavení by teoreticky v mechanismu měla zůstat zachována třecí síla odpovídající poslednímu směru pohybu, zatímco sign(0) = 0. Prakticky ale vlivem různých nelinearit a driftu pohonů může být v mechanismu po zastavení jakákoli síla v intervalu $[+F_{tc}; -F_{tc}]$.




a) Coulombské tření b) Viskosní tření

Obr.39 - Charakteristiky pasivních odporů

**Viskosní (kapalinné) tření** vzniká mezi povrchy oddělenými vrstvou kapaliny - např. maziva - a je úměrné rychlosti pohybu, což lze vyjádřit vztahem

$$F_{tv} = k_v \, v \tag{59}$$

$F_{tv}$ [N] ..... třecí síla
$k_v$ [Ns/m] .... koeficient viskosního tření
v [m/s] ..... rychlost vzájemného pohybu třecích ploch

Charakteristika viskosního tření je na obr.39b. V praxi se uvedené typy pasivních odporů většinou vyskytují společně, jak je čárkovaně znázorněno na obr.39a (kombinace viskosního tření a suchého tření s vyšším třením za klidu).

Hlavní složky pasivních odporů u běžných pohonů posuvů jsou zpravidla

- moment tření šroubu s uložením
- třecí síly vznikající ve vedení suportů.

Obecně o vlivu tření na vlastnosti mechanismů pojednávají části 3.5. a 3.6.

**Momenty tření šroubu a jeho uložení** lze většinou nalézt v dokumentaci příslušného výrobce (Momenty tření některých axiálních ložisek INA jsou v tab.3). V případech, kdy tyto údaje nelze získat, se dobře osvědčuje hrubý odhad daný vztahem

$$M_{ts}\ [Nm] \approx D_s\ [cm] \qquad (60)$$

$M_{ts}$ [Nm] ... Třecí moment šroubu s předpjatou maticí a s předpjatým axiálním uložením.
$D_s$ [cm] .... Jmenovitý průměr šroubu.

Šroub o průměru 50 mm tedy bude mít třecí moment přibližně 5 Nm.

**Poznámka:** Vztah (60) platí pro šroub s plně předepnutými axiálními ložisky ZARN a s plně předepnutou kuličkovou maticí. Při malém nebo nulovém předepnutí klesne třecí moment až na 50 % hodnoty dané vztahem (60).

Pasivní odpory při návrhu pohonu přepočítáváme stejně jako jiná zatížení na šroub nebo na hřídel hnacího pastorku a tím získáme velikost **celkového momentu tření**

na šroubu:
$$M_{ts\text{-}celk} = M_{ts} + F_t \frac{h_s}{2\pi} \quad [Nm] \qquad (61)$$

na pastorku:
$$M_{tp\text{-}celk} = M_{tp} + F_t \frac{D_p}{2} \quad [Nm] \qquad (62)$$

$M_{ts}$ resp. $F_T$ viz (60) resp. (29)
$M_{tp}$ [Nm] ... moment tření hřídele pastorku s uložením
$h_s$ [m/ot] .. stoupání posuvového šroubu
$D_p$ [m] ..... průměr pastorku

Odpovídající kinematická schémata jsou na obr.36 a 37.

### 4.4.2. Nevývažek

Šikmé a svislé suporty nebývají dokonale vyváženy a u menších hmotností se někdy ani nevyvažují. Na obr.40 je schema šikmého suportu o hmotnosti $m_z$. Suport je vyvažován silou $F_v$, která je na obrázku vyvozena protizávažím o hmotnosti $m_v$. Vyvážení bývá také řešeno pomocí hydraulického válce.

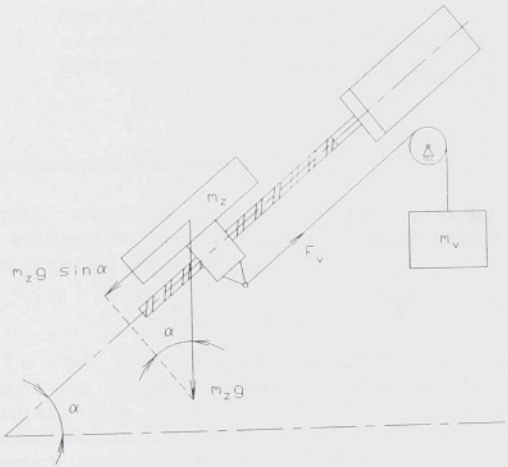
Z obr.40 snadno odvodíme, že složka nevyváženosti působící ve směru pohybu šroubu je

$$F_g = m_z\ g\ \sin\alpha - F_V \quad [N] \qquad (63)$$

Moment nevývažku působící na šroub pak je

$$M_{gs} = F_g \frac{h_s}{2\pi} = (m_z \, g \, \sin\alpha - F_v) \frac{h_s}{2\pi} \quad [Nm] \qquad (64)$$

$g = 9{,}81$ [m/s$^2$] (tíhové zrychlení)
$m_z$ [kg] ..... hmotnost suportu
$\alpha$ [deg] .... úhel sklonu suportu
$F_v$ [N] ..... vyvažovací síla
$h_s$ [m/ot] ... stoupání šroubu




Obr.40 - Schéma vyvážení šikmého suportu

### 4.4.3. Klidové zatížení

Tento termín označuje stav, kdy pohon má nulovou rychlost a tedy na něj působí jen třecí síly a nevývažek. Výsledný klidový točivý moment na šroubu má dvě složky, a to moment nevývažku $M_{gs}$ (64) a celkový moment tření $M_{ts\text{-}celk}$ (61). Jak jsme se již zmínili, celkový moment tření může mít při nulové rychlosti jakoukoliv velikost v rámci intervalu $<- M_{ts\text{-}celk}; + M_{ts\text{-}celk}>$. Pro potřeby dimenzování však budeme uvažovat vždy jeho maximální hodnotu.

**Klidový moment** na šroubu tedy je

$$M_{0s} = M_{gs} \pm M_{ts\text{-}celk} \quad [Nm] \qquad (65)$$

Znaménko třecího momentu závisí na směru pohybu.

### 4.4.4. Maximální zatížení při ustálené rychlosti

Pohon v tomto stavu je zatížen klidovým zatížením, maximální řeznou silou a viskosním třením při maximální rychlosti, která připadá v úvahu při maximální řezné síle. Stále se jedná o statické zatížení, bez působení zrychlujících sil.

**Maximální statický pracovní moment** na šroubu tedy je

$$M_{ps\text{-}max} = M_{0s} + (F_r + F_{tv}) \frac{h_s}{2\pi} \quad [Nm] \qquad (66)$$

$F_r$ [N] ... maximální řezná síla
$F_{tv}$ [N] ... viskosní tření (viz 59) při maximální rychlosti připadající v úvahu při $F_r$.

### 4.4.5. Dynamické zatížení

vzniká při rozběhu a zastavení pohonu. Obecně je dáno celkovým momentem setrvačnosti redukovaným na hřídel motoru a úhlovým zrychlením motoru

$$M_{dm} = J_{m\text{-}celk} \cdot \varepsilon_M \quad [Nm] \qquad (67)$$

Na rozdíl od statických momentů je zde vhodné provést redukci až na hřídel motoru, protože do celkového momentu setrvačnosti je třeba zahrnout i motor. Pro obvyklé kinematické schema pohonu posuvu z obr.36 je celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru (viz též vztahy 53 a 54)

$$J_{m\text{-}celk} = J_m + J_p + J_s K_{ms}^2 + m_z \left[K_{ms} \frac{h_s}{2\pi}\right]^2 \qquad (68)$$

$J_m$, $J_p$ resp. $J_s$ [$kgm^2$] ... moment setrvačnosti motoru, převodu resp. šroubu
$m_z$ [kg] ... hmotnost suportu
$K_{ms}$ [1] ... převodové číslo mezi motorem a šroubem
$h_s$ [m] .... stoupání šroubu

Maximální zrychlení na hřídeli motoru při pracovních posuvech resp. rychloposuvech

$$\varepsilon_{pm} = \frac{a_p}{K_{ms} h_s / 2\pi} \quad [rad/s^2] \qquad (69)$$

resp.

$$\varepsilon_{rm} = \frac{a_r}{K_{ms} h_s / 2\pi} \quad [rad/s^2] \qquad (70)$$

$a_p$ resp. $a_r$ [$m/s^2$] ... maximální zrychlení koncového členu mechanismu při pracovních posuvech resp. při rychloposuvech.

**Maximální pracovní moment** na motoru je pak dán součtem dynamického momentu (67) a maximálního statického pracovního momentu (66) přepočteného na hřídel motoru

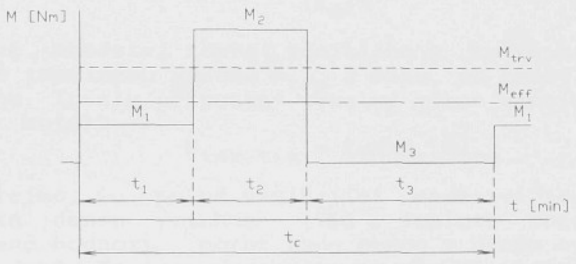
$$M_{pm\text{-}max} = J_{mc}\,\varepsilon_{pm} + M_{ps\text{-}max}\,K_{ms} \quad [Nm] \quad (71)$$

Podobně **maximální moment při rychloposuvu**

$$M_{rm\text{-}max} = J_{mc}\,\varepsilon_{rm} + M_{rs\text{-}max}\,K_{ms} \quad [Nm] \quad (72)$$

### 4.4.6. Efektivní zatížení

V případech, kdy známe s dostatečnou přesností pracovní cyklus stroje, lze pohon navrhovat podle efektivního zatížení. Motor pak může po určitou dobu pracovat pod vyšším než trvalým zatížením, jak je naznačeno na obr.41.




Obr.41 - Příklad pracovního cyklu pohonu.

Při tomto režimu je třeba dodržet podmínky:

a) Zatížení momentem vyšším než trvalý nesmí překročit tzv. maximální dobu zapnutí $T_{z\text{-}max}$.
b) Poměr doby zapnutí $t_z$ k celkové době cyklu $t_c$ nesmí překročit dovolenou hodnotu tzv. zatěžovatele $\xi$. (Obvyklé značení $\varepsilon$ zde neužíváme pro možnost záměny s úhlovým zrychlením).

**Maximální doba zapnutí** $T_{z\text{-}max}$ je doba, za kterou se motor při daném točivém momentu ohřeje z 20°C na dovolenou teplotu danou tepelnou odolností izolace vinutí. Dnes používané motory (s výjimkou většiny rychloběžných, t.j. diskových motorů typu Servalco a typu Minertia) mají poměrně značnou hmotnost a tedy i značnou tepelnou setrvačnost, což vede k tomu, že např. při dvojnásobku trvalého točivého momentu se $T_{z\text{-}max}$ pohybuje v řádu desítek minut. Příklad průběhu závislosti $T_{z\text{-}max}$ na točivém momentu motoru je na obr.42.

**Poznámka:** Moderní motory užívají izolace tříd F (do 100°C) nebo H (do 125°C).

**Efektivní točivý moment** $M_{eff}$ je další veličina, kterou používáme při výpočtech tepelného zatížení motoru. Je to moment, jehož tepelné účinky jsou stejné, jako tepelné účinky při daném zatěžovacím cyklu. Oteplení motoru je, jak známo, dáno prakticky výhradně ztrátami na ohmických odporech vinutí. Vznikající teplo je úměrné elektrickému výkonu na ohmickém odporu vinutí, který je dán součinem napětí na ohmickém odporu a proudu tímto odporem

$$N_{tep} = U \cdot I = R \cdot I^2 \qquad (73)$$

Podle Ohmova zákona $U = R\,I$, takže tepelný výkon lze také vyjádřit jako součin ohmického odporu a druhé mocniny proudu, jak je uvedeno v druhé části vztahu (73). Točivý moment cize buzeného motoru je přitom úměrný proudu kotvou motoru $M = K_m\,I$, takže lze psát

$$N_{tep} = R\,\frac{M^2}{(K_m)^2} = konst.\ M^2 \qquad (74)$$

Celkové množství tepla vzniklého v kotvě motoru je potom úměrné tepelnému výkonu $N_{tep}$ a času, po který je tento výkon vyvíjen. Trvale přípustný tepelný výkon určuje trvalý točivý moment motoru

$$N_{tep\text{-}trv} = konst.\ M_{trv}^2 \qquad (75)$$

Je zřejmé, že pokud vznikající množství tepla nepřekročí hodnotu danou vztahem (76) a teplota motoru nepřekročí dovolené hodnoty, motor bude možno v daném cyklu provozovat dlouhodobě. To lze pro cyklus na obr.41 zapsat vztahem

$$konst.\ M_{trv}^2\ t_c \geq konst.(M_1^2\ t_1 + M_2^2\ t_2 + M_3^2\ t_3) \qquad (76)$$

Po úpravě dostaneme vztah

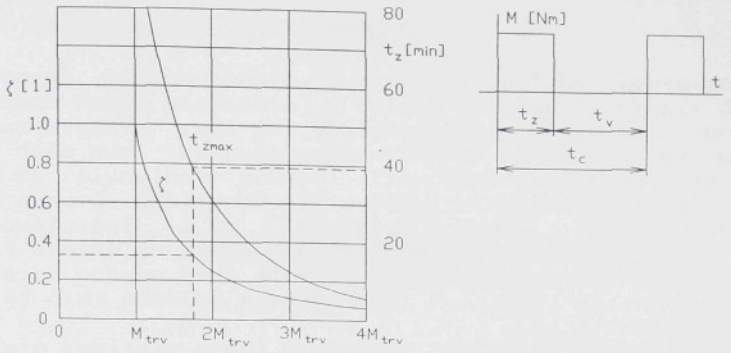
$$M_{trv} \geq \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3}{t_c}} \qquad (77)$$

Pravou stranu vztahu (77) nazýváme efektivním momentem. Tento vztah lze zobecnit, takže s použitím předcházejících úvah pro obecný cyklus musí platit

$$M_{trv} \geq M_{eff} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \ldots + M_n^2 t_n}{t_c}} \qquad (78)$$

$$t_c = t_1 + t_2 + \ldots + t_n$$

**Poznámka:** Pokud jsou časy působení momentů převyšujících trvalý moment srovnatelné s příslušnou dobou zapnutí $t_{z\text{-}max}$ a pokud se efektivní moment blíží trvalému momentu, je třeba zkontrolovat, zda teplota motoru během cyklu nepřekročí dovolené hodnoty.




Obr.42 - Závislost zatěžovatele a doby zapnutí na točivém momentu.

**Zatěžovatel** $\xi$ je definován jako poměr mezi dobou $t_z$, kdy je motor zatížen momentem $M_Z$ a celkovou dobou cyklu $t_c$. Doba $t_Z$ je přitom maximální doba, která ještě dovoluje trvalý provoz v tomto cyklu. Během doby vypnutí $t_v = t_c - t_z$ je motor nezatížen. Příklad průběhu zatěžovatele $\xi$ v závislosti na točivém momentu je rovněž na obr.42.

Zatěžovatel lze vypočíst ze vztahu pro mezní hodnotu efektivního momentu (76) dosazením $M_z = M_1$ a $t_z = t_1$. Přitom $M_v = M_2 = 0$, takže platí

$$M_{trv}^2 \, t_c = M_z^2 \, t_z \tag{79}$$

Z definice zatěžovatele a s použitím (79) pak

$$\xi = \frac{t_z}{t_c} = \left[\frac{M_{trv}}{M_z}\right]^2 \tag{80}$$

## 5. STANOVENÍ VELIKOSTI POHONU

Obecně řečeno, pohon pro řízení polohy libovolného mechanismu musí především v celém rozsahu rychlostí disponovat dostatečným točivým momentem pro překonání vnějších sil a dále musí vyhovět požadavkům na přesnost regulace polohy a na plynulost pohybu. Pro dosažení parametrů obvyklých u posuvů číslicově řízených strojů (základní přírůstek odměřování 1 um, přesnost 3 um, rychloposuvy 15 až 20 m/min) je třeba dodržet podmínky uvedené ve 3. kapitole. Návrh pohonu není složitý, ale vzájemné vazby jeho parametrů jej činí poněkud nepřehledný.

Tato kapitola uvádí prakticky používaný postup návrhu pohonu posuvu NC obráběcího stroje. Postup výpočtu i uváděné meze parametrů byly stanoveny ve VÚOSO a ověřeny při návrhu řady NC strojů. Údaje uváděné v literatuře jsou v podstatě shodné. Popsaný postup lze využít i při návrhu jiných polohových servomechanismů.

U vzorců v této kapitole jsou uváděny doporučené meze některých parametrů jako např.

$$f_0 \geq 50 \text{ Hz} \quad (\text{min. } 30 \text{ Hz})$$

Doporučené meze se snažíme dodržet. Pokud ale nenavrhujeme pohon pro velmi přesný stroj, je možné využívat i minima resp. maxima uvedená v závorkách. Překročením doporučených mezí parametrů zhoršujeme vlastnosti pohonu. Překročení minima resp. maxima uvedeného v závorce může způsobit závažné nedostatky ve funkci servomechanismu nebo i zcela znemožnit jeho řádnou činnost.

### 5.1. Zadání úlohy

Základem návrhu polohového servomechanismu je kinematické schema pohonu a řízené části stroje. V případě pohonů posuvů se nejčastěji jedná o uspořádání dle obr.36, kde je suport stroje poháněn kuličkovým posuvovým šroubem. Mezi motorem a šroubem může být převod (viz část 3.2.1. a 3.8.). Pro návrh pohonu musíme znát následující veličiny:

- $F_r$ [N] - Maximální řezná síla
- $F_t$ [N] - Třecí síla ve vedení. Velikost je většinou nutno odhadnout, nejlépe porovnáním se strojem stejné velikosti se stejným uspořádáním a materiálem vodících ploch. Není-li to možné, užijeme vzorec (29) v odst. 3.10.
- $F_g$ [N] - Maximální síla způsobená nevyvážením suportů, které se nepohybují vodorovně (nevývažek). Vzorec (64) v odst. 4.4.2.
- $\alpha$ [deg] - Sklon suportu.
- $m_z$ [kg] - Hmotnost suportu.
- $x_{max}$ [m] - Největší zdvih suportu.

- $v_r$ [m/s] - Návrhová rychloposuvová rychlost (viz 4.2.).
- $v_p$ [m/s] - Max. pracovní rychlost (největší rychlost, při které připadá v úvahu zatížení řeznou silou $F_R$).
- a [m/s$^2$] - Max. zrychlení při rozběhu a zastavení (viz 4.2.).

Před zahájením výpočtů autor vřele doporučuje provést kritický rozbor hodnot $F_r$, $F_t$, $F_g$, $v_r$, $v_p$, a zrychlení "a". Pracovníci, zadávající tyto parametry, totiž většinou nemohou zcela přesně odhadnout vliv zadaných veličin a to může vést k předimenzování pohonů. Přitom někdy malá změna některého parametru dovolí např. použití motoru o menším průměru, což může příznivě ovlivnit konstrukci stroje např. zmenšením vzdálenosti mezi upínací plochou stolu a posuvovým šroubem. Menší motor je také levnější.

## 5.2. Volba rychloposuvové rychlosti

Volba velikosti rychloposuvu má zásadní vliv na dimenzování pohonu. Jak jsme si ukázali v odst. 4.2., zcela jednoznačně nemá smysl, aby návrhová velikost rychloposuvu překročila mezní hodnotu $v_{mez}$. Tato veličina je obecně funkcí

$$v_{mez} = v_{mez}[x_{max}, a(t)]$$

a např. pro konstantní zrychlení (rampový rozběh a doběh - viz (36) v odst. 4.2.) platí

$$v_{mez} = \sqrt{a.x_{max}} \qquad [m/s] \qquad (81)$$

Pro jiné používané průběhy rychlosti při rozběhu a zastavení lze odvodit podobné vztahy.

Přibližujeme-li se k mezní rychlosti podle (81), čas potřebný k přestavení suportu klesá stále méně - viz obr.34 pro rozběh/doběh s konstantním zrychlením. Je tedy nutné střízlivě uvážit, do jaké míry je vhodné např. dvojnásobné zvětšení návrhové rychloposuvové rychlosti (a následkem toho většinou také dvojnásobné zvětšení velikosti motoru) pro několikaprocentní zkrácení času přestavení suportu.

**Poznámka:** Úvaha v předchozím odstavci platí pro maximální zdvih suportu. Při pojezdu na menší vzdálenost je zkrácení času ještě menší nebo i nulové.

## 5.3. Volba posuvového šroubu.

Jako další krok při návrhu servopohonu zvolíme průměr a stoupání kuličkového šroubu (u manipulačních zařízení někdy průměr hnacího pastorku). Návrh šroubu (pastorku) je sice součástí konstrukčního návrhu stroje, avšak jeho parametry přímo ovlivňují pohony. Proto je třeba volit tyto strojní

skupiny také s ohledem na požadavky pohonů. Otázkami tuhosti a pasivních odporů šroubů se podrobně zabývá část 3.9.

**Průměr šroubu.** Minimální průměr posuvového šroubu je dán zatěžujícími silami $F_r$, $F_t$, a $F_g$. Postup výpočtu udává podrobně literatura výrobců šroubů. Při návrhu je třeba mít na zřeteli, že se zvětšujícím se průměrem sice roste tuhost šroubu, současně však také rostou pasivní odpory a moment setrvačnosti.

**Stoupání šroubu** volíme co největší (pro snížení oteplení šroubu). Každý průměr šroubu je, jak známo, vyráběn s několika hodnotami stoupání (např. pro ø50 mm je možné volit zpravidla z hodnot 8; 10; 12; 16 a 20 mm/ot). V případech, kdy je snímač odměřování spojen přímo se šroubem, se často volí stoupání 10 mm/ot. Standardní snímač s dělením 10.000 impulsů/ot pak dává 1 impuls na 0,001 mm.

**Maximální otáčky šroubu** vypočteme podle vzorce

$$n_{rs} = v_r / h_s \quad [ot/min] \qquad (82)$$

$v_r$ [mm/min] ... rychlost rychloposuvu
$h_s$ [mm/ot] .... stoupání šroubu

Na tomto místě návrhu provádíme první kontrolu, a to sice zda nepřekračujeme

- Maximální otáčky šroubu udané výrobcem;
- Kritické otáčky (zpravidla jen u šroubů delších než 1500 mm).

Pokud nastane některý z uvedených případů, máme následující možnosti:

- Zvětšit stoupání šroubu a tím snížit jeho otáčky;
- Zvětšit průměr šroubu a tím zvýšit kritické otáčky;
- Snížit rychlost rychloposuvu.

**Celková tuhost šroubu** s uložením (předpokládáme řádově vyšší tuhost spojení matice se suportem) je dána vzorcem

$$k_{sc} = \frac{1}{1/k_1 + 1/k_2 + 1/k_3} \quad [N/m] \qquad (83)$$

Při čemž podle části 3.9. určíme hodnoty

$k_1$ [N/m] ... Souhrnná tuhost šroubu v tahu/tlaku a v krutu - viz (23) nebo (24).
$k_2$ [N/m] ... Tuhost spojení šroub - matice - (25).
$k_3$ [N/m] ... Tuhost uložení šroubu (26) nebo (27).

Celková tuhost podle (83) musí vyhovět vztahu pro vlastní frekvenci hmoty suportu na pružině uložení. Pro malé a střední stroje požadujeme

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_{sc}}{m_z}} \geq 50\ [Hz] \quad (min.\ 30\ Hz) \qquad (84)$$

$m_z$ [kg] ... hmotnost suportu s nehmotnějším obrobkem

U strojů s přímým odměřováním musí celková tuhost ještě vyhovovat podmínce pro ztrátu pohybu vlivem pasivních odporů.

$$v_t = \frac{2.F_t}{k_{sc}} \leq 5.10^{-6}m = 5\ um \quad (max.\ 10\ um) \qquad (85)$$

$F_t$ [N] ... tření ve vodících plochách

Ztráta pohybu (85) se sčítá s mechanickými vůlemi a pro konstrukci to je dosti přísná podmínka, jak ukáže následující příklad.

**PŘÍKLAD:**
Celková tuhost šroubu $K_{sc} = 1.10^8$ [N/m] = 100 [N/um];
Hmotnost suportu $m_z = 250$ [kg];
Odhad třecích sil pro vedení s teflonovým obložením
$F_t = 1.m_z = 250$ [N]

Ztráta pohybu vlivem třecích sil je potom podle (85) na hranici dovolené hodnoty

$$v_t = \frac{2.250}{1.10^8} = 5.10^{-6}\ [m] = 5\ [um]$$

Jestliže návrh šroubu nevyhovuje podmínkám (84) a/nebo (85), bývá nejvhodnější zvýšit tuhost šroubu s uložením, k čemuž máme následující možnosti:
- Použít oboustranné uložení šroubu;
- Pokud je tuhost uložení šroubu výrazně menší než tuhosti ostatních členů ve výrazu (83), použijeme těžší řadu ložisek;
- Zvětšit průměr šroubu.

**Moment setrvačnosti šroubu** (není-li udán výrobcem) vypočteme podle známého vzorce

$$J_s = \frac{\pi\ D_s^4\ l}{32}\rho \doteq 770\ D_s^4\ l \quad [kgm^2] \qquad (86)$$

$D_s$ [m] ..... střední průměr šroubu
$l$ [m] celková délka šroubu
$\rho = 7850\ [kg/m^3]$ .... měrná hustota oceli

**Třecí moment šroubu** včetně uložení, pokud jej nelze určit přesněji z podkladů výrobců, stanovíme z přibližného vztahu (viz (60))

$$M_{ts}\ [Nm] \approx D_s\ [cm] \qquad (87)$$

## 5.4. Přepočet zadaných veličin na posuvový šroub

Tento přepočet je výhodný pro další postup návrhu pohonů, protože při změnách převodů a/nebo motoru už do návrhu šroubu a jeho uložení zpravidla nezasahujeme.

**Otáčky šroubu** při rychloposuvu podle (82)

$$n_{rs} = v_r/h_s \quad [ot/min] \qquad (88)$$

a při maximálním pracovním posuvu

$$n_{ps} = v_p/h_s \quad [ot/min] \qquad (89)$$

$v_r$ [mm/min] ... maximální rychloposuv
$v_p$ [mm/min] ... maximální pracovní posuv
$h_s$ [mm/ot] .... stoupání šroubu

**Celkový moment setrvačnosti zátěže** redukovaný na šroub (viz též (52)) činí

$$J_{sc} = J_s + m_z.K_{sz}^2 = J_s + m_z\left[\frac{h_s}{2\pi}\right]^2 \quad [kgm^2] \qquad (90)$$

$J_s$ [$kgm^2$] ... moment setrvačnosti šroubu (86)
$m_z$ [kg] ..... hmotnost suportu
$h_s$ [m/ot] ... stoupání šroubu

**Statické točivé momenty** na posuvovém šroubu jsme stanovili v části 4.4. Zde jen zopakujeme vzorce pro jejich výpočet.

**Celkový moment tření** je podle (61)

$$M_{ts\text{-}celk} = M_{ts} + F_t \frac{h_s}{2\pi} \quad [Nm] \qquad (91)$$

**Klidový moment** na šroubu je dán součtem momentu nevývažku (64) a celkového momentu tření (91), takže dle (65)

$$M_{0s} = M_{gs} \pm M_{ts\text{-}celk} =$$

$$= (m_z \; g \; \sin\alpha - F_v) \frac{h_s}{2\pi} \pm \left[ M_{ts} + F_t \frac{h_s}{2\pi} \right] \quad [Nm] \quad (92)$$

$m_z$ [kg] ..... hmotnost suportu;
$g = 9,81$ [m/s$^2$] ... tíhové zrychlení);
$\alpha$ [deg] ..... úhel sklonu suportu;
$F_v$ [N] ..... vyvažovací síla;
$h_s$ [m/ot] ..... stoupání šroubu;
$M_{ts}$ [Nm] ..... třecí moment šroubu s předpjatou maticí a s předpjatým axiálním uložením;
$F_t$ [N] ..... třecí síla ve vedení (viz 3.10. - (29)).

**Maximální statický pracovní moment** je podle (66) součtem klidového momentu a momentu vyvolaného řeznými silami a viskosním třením

$$M_{ps\text{-}max} = M_{0s} + (F_r + F_{tv}) \frac{h_s}{2\pi} \quad [Nm] \quad (93)$$

$F_r$ [N] ... maximální řezná síla
$F_{tv}$ [N] ... viskosní tření (viz (59)) při maximální rychlosti připadající v úvahu při $F_R$.

### 5.5. Volba převodu a motoru

Nyní, když máme stanoveny zatěžující momenty a momenty setrvačnosti zátěže můžeme přistoupit k volbě převodu a motoru.

#### 5.5.1. Volba převodu

Jak již bylo řečeno, přímé spojení motoru se šroubem představuje nejkvalitnější řešení pohonu posuvu a navrhujeme je především pro stroje s nejvyššími požadavky na přesnost. U běžných NC strojů můžeme mezi motor a šroub vložit převod s ozubeným řemenem nebo s čelními ozubenými koly. Velikost převodů (pro pohony posuvů) zpravidla volíme v rozmezí 1 : 1 až 1 : 4 tak, abychom využili 70 až 80 % maximálních otáček motoru. Převod mezi motorem a šroubem (pastorkem) bude tedy omezen na hodnoty

$$1 \geq K_{ms} \geq \frac{n_{rs}}{0,8 \; n_{m\text{-}max}} \geq 0,25 \quad (94)$$

$n_{rs}$ [ot/min] ... otáčky šroubu při rychloposuvu
$n_{m\text{-}max}$ [ot/min] ... maximální otáčky motoru

Regulační pohony pro posuvy obráběcích strojů jsou dnes nabízeny většinou v několika otáčkových řadách, s maximálními otáčkami zpravidla 1500 - 2000 - 3000 - 4000 - 6000 ot/min.

Při přímém spojení motoru se šroubem volíme tedy maximální otáčky motoru

$$n_{m\text{-}max} \geq 1{,}2\ n_{rs} \qquad (94a)$$

Pokud použijeme převod, volíme jeho velikost podle vztahu (94) s přihlédnutím k hodnotě optimálního převodu (viz část 3.8.1.)

$$K_{opt} = \sqrt{\frac{J_M}{J_Z}} \quad [1] \qquad (95)$$

$J_m$ [kgm$^2$] ... moment setrvačnosti motoru
$J_z$ [kgm$^2$] ... celkový moment setrvačnosti zátěže **redukovaný na šroub resp.hřídel pastorku.**

Volba vyšší otáčkové řady zpravidla vede k menšímu a tedy levnějšímu motoru.

### 5.5.2. Stanovení momentu setrvačnosti motoru

Velikost motoru (tedy jeho točivý moment a moment setrvačnosti) volíme tak, aby byly splněny dále uvedené nerovnosti, jejichž účel byl podrobně objasněn ve 3. kapitole.

**Celkový moment setrvačnosti zátěže** redukovaný na hřídel motoru nemá podstatně převyšovat moment setrvačnosti motoru. Motor tedy volíme tak, aby

$$J_m \geq 0{,}8\ J_{sc}\ K_{ms}^2 \qquad (96)$$

(V krajním případě $J_m \geq 0{,}3\ J_{sc}\ K_{ms}^2$)

$J_m$ [kgm$^2$] ... moment setrvačnosti motoru
$J_{sc}$ [kgm$^2$] ... celkový moment setrvačnosti zátěže redukovaný na šroub resp. hřídel pastorku.
$K_{ms}$ [1] ..... převod mezi motorem a šroubem resp. pastorkem.

Nedodržení (96) vede k těžkostem při kontrole dynamiky - viz následující část 5.6. Pro méně náročné pohony (např. pro regálový zakladač) je přípustný podstatně horší poměr momentů setrvačnosti - např.

$$J_m = 0{,}1\ J_{sc}\ K_{ms}^2$$

**Poznámka**: Povšimněte si, že při $J_m = J_{sc}\ K_{ms}^2$ je převod právě roven optimálnímu převodu (95).

### 5.5.3. Stanovení točivého momentu motoru

V následujících řádcích uvedeme podmínky, kterým musí vyhovovat trvalý a maximální točivý moment motoru.

**Celkové pasivní odpory** redukované na hřídel motoru nemají převýšit 20 % (40 %) trvalého momentu motoru. Nedodržení této podmínky často způsobuje tzv. pomalé kmitání pohonu (viz též 3.5. a (91). Trvalý moment tedy musí vyhovovat podmínce

$$M_{trv}(n_m=0) \geq M_1 = 5\ M_{ts\text{-}celk}\ K_{ms} \qquad (97)$$

(V krajním případě $M_{trv}(n_m=0) \geq M_1 = 2{,}5\ M_{ts\text{-}celk}\ K_{ms}$)

$M_{trv}(n_m=0)$ [Nm] ... Trvalý moment motoru při nulové rychlosti
$M_{ts\text{-}celk}$ [Nm] ..... Celkový moment tření redukovaný na posuvový šroub (pastorek) viz (91)
$K_{ms}$ [1] ..... Převod mezi motorem a šroubem (pastorkem).

**Klidový točivý moment** $M_{0s}$ - viz (92) - musí být vždy menší než trvalý moment motoru, protože pohon je tímto momentem zatížen prakticky po celou dobu provozu. Tuto podmínku můžeme zapsat následujícím vztahem

$$M_{trv}(n_{rm}=n_{rs}/K_{ms}) \geq M_2 = M_{0s}\ K_{ms} \qquad (98)$$

$M_{trv}(n_{rm}=n_{rs}/K_{ms})$ [Nm] ... Trvalý moment motoru při rychloposuvu
$M_{0s}$ [Nm] ..... Klidový točivý moment.

**Maximální statický pracovní moment** na šroubu (pastorku) je podle (66 resp. 93) součtem klidového momentu a momentu vyvolaného řeznými silami a viskosním třením při maximální pracovní rychlosti. Pokud požadujeme, aby pohon mohl být trvale zatěžován tímto momentem, musí platit

$$M_{trv}(n_{pm}=n_{ps}/K_{ms}) \geq M_{3A} = M_{ps\text{-}max}\ K_{ms} \qquad (99)$$

**Poznámka:** Vzhledem k velké přetížitelnosti servomotorů pro posuvy je možné volit $M_{trv} = M_2$ resp. $M_{trv} = M_{3A}$. Lze připustit i malé (cca 5 %) překročení $M_2$ resp. $M_{3A}$.

V případech, kdy zatížení maximálním statickým momentem nemá trvalý charakter a je možné přesně stanovit průběh pracovního cyklu, můžeme zvolit motor s trvalým momentem menším než $M_{3A}$. Pro tyto případy volíme

$$M_{max}(n_{pm}=n_{ps}/K_{ms}) \geq M_{3B} = 1{,}3\ M_{ps\text{-}max}\ K_{ms} \qquad (100)$$

$M_{trv}(n_{pm}=n_{ps}/K_{ms})$ [Nm] ... Trvalý moment při maximální pracovní rychlosti
$M_{max}(n_{pm}=n_{ps}/K_{ms})$ [Nm] ... Maximální moment při maximální pracovní rychlosti
$M_{ps\text{-}max}$ [Nm] ..... Maximální statický pracovní moment

Koeficient 1,3 ve vztahu (100) zajišťuje dostatečnou rezervu točivého momentu pro regulační zásahy.

Pokud zvolíme trvalý moment motoru menší než $M_{3A}$, je nutné kontrolovat efektivní zatížení pohonu - viz část 4.4.6.

**Poznámka**: Ve vztazích (97) až (100) jsou točivé momenty uvedeny jako funkce otáčivé rychlosti motoru. To samozřejmě platí jen pro stejnosměrné pohony, protože točivé momenty bezkartáčových pohonů jsou na otáčkách nezávislé. Zápis

$$M_{trv}(n_{pm}=n_{ps}/K_{ms}) \quad [Nm]$$

tedy znamená, že uvažujeme trvalý moment přípustný při maximální pracovní rychlosti, kdy je rychlost motoru

$$n_{pm} = n_{ps}/K_{ms} \quad [ot/min]$$

$n_{pm}$ [ot/min] ... Otáčivá rychlost motoru při maximální pracovní rychlosti
$n_{ps}$ [ot/min] ... Otáčivá rychlost šroubu při maximální pracovní rychlosti

### 5.5.4. Volba motoru

Nyní známe všechny potřebné parametry pro výběr motoru:

- Maximální otáčky motoru $n_{m-max}$ jsme zvolili v části 5.5.1.
- Trvalý točivý moment motoru musí vyhovovat vztahům (97) až (99), což znamená, že je $M_{trv}$ větší než kterýkoli z momentů $M_1$, $M_2$ a $M_{3A}$.
- Pokud se rozhodneme pro trvalý moment menší než $M_{3A}$, pohon musí vyhovět podmínce (100) a kontrole efektivního zatížení pohonu.
- Moment setrvačnosti vybraného motoru by měl vyhovovat podmínce (96).

## 5.6. Kontrola dynamických stavů pohonu

Podmínkám uvedeným v předchozí části zpravidla vyhovuje několik variant pohonů, u nichž je třeba prověřit zatížení v dynamických stavech při rozběhu a zastavení.

Nejprve je třeba zjistit maximální zrychlení motoru při rozběhu a zastavení. Při pracovních posuvech platí

$$\varepsilon_{pm} = \frac{a_p}{K_{ms}\, h_s/2\pi} \quad \left[\frac{rad}{s^2}\right] \qquad (101)$$

Podobně při rychloposuvu

$$\varepsilon_{rm} = \frac{a_r}{K_{ms}\ h_s/2\pi} \quad \left[\frac{rad}{s^2}\right] \qquad (102)$$

Moment setrvačnosti celého mechanismu redukovaný na hřídel motoru

$$J_{m\text{-}celk} = J_m + J_{sc}\ K_{ms}^2 = J_m + J_s\ K_{ms}^2 + m_z(K_{ms}\ h_s/2\pi)^2 \qquad (103)$$

Maximální dynamický moment, kterým je motor zatížen při rozběhu **při pracovních posuvech**, je dán součtem dynamického točivého momentu a maximálního statického pracovního momentu (viz 99)

$$M_{dpm\text{-}max} = J_{m\text{-}celk}\ \varepsilon_{pm} + M_{ps\text{-}max}\ K_{ms} \qquad (104)$$

Podobně maximální dynamický moment **při rychloposuvu**

$$M_{drm\text{-}max} = J_{m\text{-}celk}\ \varepsilon_{rm} + M_{0s}\ K_{ms} \qquad (105)$$

Maximální točivý moment motoru tedy musí vyhovět následujícím dvěma podmínkám. **Při pracovních posuvech**

$$M_{max}(n_{pm}) \geq 1{,}2\ M_{dpm\text{-}max} \qquad (106)$$

**Při rychloposuvech** pak

$$M_{max}(n_{rm}) \geq 1{,}2\ M_{drm\text{-}max} \qquad (107)$$

Koeficient 1,2 ve vztazích (106) a (107) zajišťuje bezpečnost výpočtu.

Význam symbolů ve vztazích (101) až (107):

$a_p$ resp. $a_r$ [$m/s^2$] ... Max. zrychlení při rozběhu na pracovní posuvy resp. rychloposuvy
$h_s/2\pi$ [m/rad] Převod mezi šroubem a suportem
$J_m$ [$kgm^2$] .... Moment setrvačnosti motoru
$J_{sc}$ [$kgm^2$] .... Celkový moment setrvačnosti zátěže redukovaný na šroub
$K_{ms}$ [1] ..... Převod mezi motorem a šroubem
$m_z$ [kg] ..... Hmotnost suportu.
$M_{0s}$ [Nm] ..... Klidový točivý moment.
$M_{ps\text{-}max}$ [Nm] .. Maximální statický pracovní moment
$n_{pm}$ resp. $n_{rm}$ [ot/min] Rychlost motoru při maximálním pracovním posuvu resp. při rychloposuvu

**Poznámka**: Maximální dovolený točivý moment motoru $M_{max}(n_{pm})$ resp. $M_{max}(n_{rm})$ při otáčkách $n_{pm}$ resp. $n_{rm}$ zjistíme z diagramů pracovní oblasti motoru (příklady jsou na obr.9 - 11).

Pokud nejsou splněny podmínky (106) a/nebo (107) a nelze zvětšit velikost motoru (případně zvětšení velikosti motoru nevede k jejich splnění) je třeba snížit zrychlení $a_p$ resp. $a_r$ nebo některou jinou složku zatížení motoru.

V případech, kdy se stroj bude často rozbíhat a zastavovat s dynamickými momenty většími než trvalý točivý moment motoru, je nutné zkontrolovat efektivní zatížení pohonu.

Pokud zjistíme, že zadání vyhovuje více velikostí pohonů, rozhodujeme se podle dalších hledisek (konstrukčních, ekonomických apod.).

## LITERATURA


01) Houša, J. a kol.: Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů. SNTL, Praha 1985.

02) Kolman, Z.: Stejnosměrné tranzistorové pohony posuvů. Výzkumná zpráva VÚOSO V-3904, Praha 1984.*

03) Kolman, Z.: Střídavé pohony posuvů. Kurs ČSVTS VÚOSO, Praha 1985.*

04) Prchlík, V.: Směrnice pro navrhování servosmyček obráběcích strojů,zejména s elektrickými stejnosměrnými pohony. Výzkumná zpráva VÚOSO V-3040, Praha 1977.*

05) Prchlík, V.- Vurm, V.: Směrnice pro navrhování servosmyček obráběcích strojů. Výzkumná zpráva VÚOSO V-3040, Praha 1977.*

06) Skalla, J.- Vurm, V.: Předpisy pro sestavování servosystémů NC obráběcích strojů. Výzkumná zpráva VÚOSO V-2777, Praha 1974.*

07) Skalla, J.: Regulační pohony obráběcích strojů. Kurs ČSVTS VÚOSO, Praha 1984.*

08) Souček, P.: Servomechanismy. Skriptum ČVUT, fakulta strojní, Praha 1984.

09) Souček, P.: Pohony výrobních zařízení. Skriptum ČVUT, fakulta strojní, Praha 1994.

10) Tlustý, J.- Zelený, J.: Číslicově řízené obráběcí stroje SNTL, Praha 1962.

11) Vávra, Z.: Elektrohydraulické servopohony pro číslicově řízené obráběcí stroje. Skriptum strojní fakulty VUT, Brno 1973.

12) Vávra, Z.: Dynamika elektrohydraulických pohonů posuvů NC obráběcích strojů. (Kandidátská disertační práce). VÚOSO, Praha 1977.*

13) Drehstromantriebe MAC mit modularem Regelverstärker TDM Firemní publikace Indramat GmbH, Lohr/Main 1985.

14) Lager für Gewindetriebe
Firemní publikace INA, 1988.

15) Recirkulační kuličkové šrouby.
Firemní publikace TOS Kuřim, 1988.

16) Směrnice pro zkoušky prototypů obráběcích strojů.
Publikace TPT 013, TST Praha.**

17) Souvislé číslicové řízení obráběcích strojů.
Publikace TPT 025, TST Praha.**

18) Výzkumné zprávy VÚOSO.*

19) Firemní literatura ABB,AEG,Allen Bradley,Alsthom Parvex, Baumüller, Bosch, Contraves, Fanuc, Gettys, Harmonic Drive, Heidenhain, Hyper-Loop, Inland, Kraus Maffei, Lorenz, Mannesmann Rexroth Indramat, Mavilor, MEZ Brno, Mitsubishi Electric, Moog, Okuma, Sercos, Servalco, Siemens, Stromag, TOS Kuřim, Yaskawa.

**Poznámka:**

*) VÚOSO: bývalý Výzkumný ústav obráběcích strojů a obrábění. Nyní VÚOSO, a.s., Na Žertvách 24, Praha 8.

**) TST: bývalý koncern Továrny strojírenské techniky.

## SEZNAM OZNAČENÍ VELIČIN

| | |
|---|---|
| $a$ | zrychlení |
| $a_p$ | zrychlení při pracovních posuvech |
| $a_{p\text{-}max}$ | maximální zrychlení při pracovních posuvech |
| $a_r$ | zrychlení při rychloposuvech |
| $d$ | deformace |
| $D$ | průměr |
| $D_p$ | průměr pastorku |
| $D_s$ | průměr šroubu |
| $E$ | modul pružnosti v tahu pro ocel ($2{,}05.10^{11}$ [N/m$^2$]) |
| $F$ | síla |
| $F_n$ | normálná síla k třecí ploše (přítlak) |
| $F_r$ | řezná síla |
| $F_t$ | třecí síla |
| $F_{tc}$ | Coulombské tření |
| $F_{tv}$ | viskosní tření |
| $F_v$ | vyvažovací síla |
| $g$ | tíhové zrychlení (9,81 [m/s$^2$]) |
| $h_s$ | stoupání posuvového šroubu |
| $J$ | moment setrvačnosti |
| $J_m$ | moment setrvačnosti motoru |
| $J_p$ | moment setrvačnosti převodu |
| $J_s$ | moment setrvačnosti šroubu |
| $J_{sc}$ | celkový moment setrvačnosti zátěže redukovaný na šroub |
| $J_z$ | moment setrvačnosti zátěže |
| $k$ | tuhost |
| $K_d$ | konstanta diferenčního členu |
| $k_{f\text{-}dyn}$ | frekvenční dynamická tuhost |
| $K_{jk}$ | převodové číslo pro převod mezi členy "J" a "K" |
| $K_{ms}$ | převodové číslo mezi motorem a šroubem |
| $K_{opt}$ | optimální převodové číslo |
| $k_{r\text{-}dyn}$ | rázová dynamická tuhost |
| $K_t$ | poměr tření za klidu k minimu tření za pohybu |
| $k_v$ | koeficient viskosního tření |
| $K_v$ | zesílení polohové smyčky. |

| | |
|---|---|
| $M$ | točivý moment |
| $M_{0s}$ | klidový točivý moment. |
| $M_{max}(n_{pm})$ | maximální dovolený moment při maximální pracovní rychlosti |
| $M_{ps-max}$ | maximální statický pracovní moment |
| $M_{tp}$ | moment tření hřídele pastorku s uložením |
| $M_{trv}$ | trvalý točivý moment motoru |
| $M_{trv}(n_m=0)$ | trvalý moment motoru při nulové rychlosti |
| $M_{trv}(n_{pm})$ | trvalý moment při maximální pracovní rychlosti |
| $M_{trv}(n_{rm})$ | trvalý moment motoru při rychloposuvu |
| $M_{ts}$ | třecí moment šroubu |
| $M_{ts-celk}$ | celkový moment tření redukovaný na posuvový šroub |
| $m_z$ | hmotnost suportu |
| $n_{m-max}$ | maximální otáčky motoru |
| $n_{pm}$ | otáčky motoru při maximální pracovní rychlosti |
| $n_{ps}$ | otáčky šroubu při maximální pracovní rychlosti |
| $n_{rm}$ | otáčky motoru při maximálním rychloposuvu |
| $n_{rs}$ | otáčky šroubu při maximálním rychloposuvu |
| $v$ | rychlost |
| $v_p$ | pracovní rychlost |
| $v_{p-max}$ | maximální pracovní rychlost |
| $v_r$ | rychlost rychloposuvu |
| $w$ | žádaná poloha |
| $x$ | skutečná poloha |
| $x_e$ | polohová (sledovací) odchylka |
| $z_1$, $z_2$ | počty zubů ozubených kol nebo průměry řemenic |
| $\alpha$ | úhel sklonu suportu |
| $\delta$ | nerovnoměrnost chodu motoru |
| $\varepsilon$ | úhlové zrychlení |
| $\zeta$ | zatěžovatel |
| $\varkappa$ | torzní tuhost |
| $\xi$ | poměrné tlumení |
| $\varphi$ | úhlové natočení |
| $\omega$ | úhlová rychlost |
| $\Omega$ | přirozená frekvence kmitavého členu 2. řádu |