

THE OPTIMIZATION OF DYNAMIC PROPERTIES OF BALL SCREW FEED DRIVES

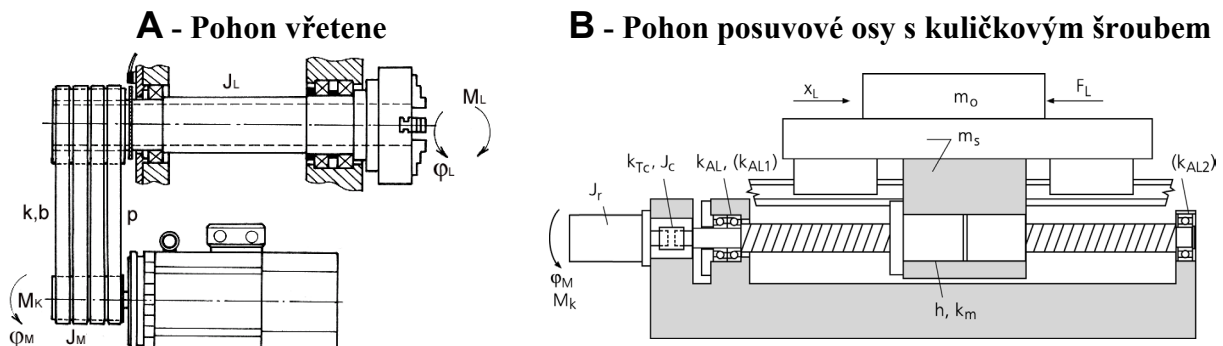
A. Bubák, P. Souček*

***Summary:** In this paper, dynamic properties of the ball screw feed drives are discussed first, and then the strategy of their optimization is described. The optimization process is explained on an example of feed drive axis with rotating ball screw and toothed belt transmission.*

1. Úvod

Při ladění regulátorů nepřímých pohonů pohybových os obráběcích strojů se výrobci mnohdy nedaří dosáhnout kýžených parametrů kvality regulace a dynamiky pohybové osy. Častou příčinou tohoto stavu je fakt, že pohybová osa nemá pro tyto parametry z mechanického hlediska dispozice. Cílem dlouhodobého výzkumu prováděného ve VCSVTT je vývoj simulačních modelů a optimalizačních postupů pro návrh pohybových os obráběcích strojů, které by toto riziko minimalizovaly.

Nepřímé pohony pohybových os obvykle mívají dynamické vlastnosti dvojhmotové soustavy, což velmi usnadňuje úvahy o jejich řízení a optimalizaci. Typické příklady takových pohonů a nejjednodušších verzí jejich modelů jsou uvedeny v následujícím přehledu:



Dvojhmotový model soustavy



Pohybové rovnice

$$\begin{bmatrix} J_M & 0 \\ 0 & J_L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_M \\ \ddot{\varphi}_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -kp \\ -kp & kp^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_M \\ \varphi_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_k \\ M_L \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} J_M & 0 \\ 0 & m_L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_M \\ \ddot{x}_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -kp \\ -kp & kp^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_M \\ x_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_k \\ F_L \end{bmatrix}$$

* Ing. Antonín Bubák, Doc. Ing. Pavel Souček, DrSc.: Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii, fakulta strojní, ČVUT v Praze; Horská 3; 128 03 Praha 2; tel.: +420.221 990 900, fax: +420.221 990 999; e-mail: a.bubak@rcmt.cvut.cz, p.soucek@rcmt.cvut.cz

k je tuhost mechanické vazby redukována na hnací hmotu, p je celkový převod pohonu.

Zatímco pohon vřetene je jednoznačně dvojhmotový systém, takže při sestavování pohybových rovnic lze použít přímo parametrů mechanických komponent, pohon posuvové osy s kuličkovým šroubem je systém obecně vícehmotový. Parametry náhradního dvojhmotového modelu J_M , m_L , k je třeba získat kondenzací modelu vícehmotového viz např. lit. [3] a [4]. Další úvahy týkající se pohonů posuvů kuličkovými šrouby se budou opírat o pohybové rovnice platné pro případ B.

Přenosová matice soustavy má tvar

$$\mathbf{G}(j\omega) = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\varphi_M(j\omega)}{M_k(j\omega)} & \frac{\varphi_M(j\omega)}{F_L(j\omega)} \\ \frac{x_L(j\omega)}{M_k(j\omega)} & \frac{x_L(j\omega)}{F_L(j\omega)} \end{bmatrix} = \frac{1}{m_R} \begin{bmatrix} -p^2 \cdot \frac{\frac{\omega^2}{\omega_M^{*2}} - \frac{2\zeta_M}{\Omega} j\omega - 1}{\omega^2 \left(\frac{\omega^2}{\Omega^2} - \frac{2\zeta}{\Omega} j\omega - 1 \right)} & p \cdot \frac{\frac{2\zeta}{\Omega} j\omega + 1}{\omega^2 \left(\frac{\omega^2}{\Omega^2} - \frac{2\zeta}{\Omega} j\omega - 1 \right)} \\ p \cdot \frac{\frac{2\zeta}{\Omega} j\omega + 1}{\omega^2 \left(\frac{\omega^2}{\Omega^2} - \frac{2\zeta}{\Omega} j\omega - 1 \right)} & - \frac{\frac{\omega^2}{\omega_L^{*2}} - \frac{2\zeta_L}{\Omega} j\omega - 1}{\omega^2 \left(\frac{\omega^2}{\Omega^2} - \frac{2\zeta}{\Omega} j\omega - 1 \right)} \end{bmatrix} \quad (1)$$

kde ω_M^* , ω_L^* jsou antirezonanční frekvence ζ_M , ζ_L a ζ poměrná tlumení

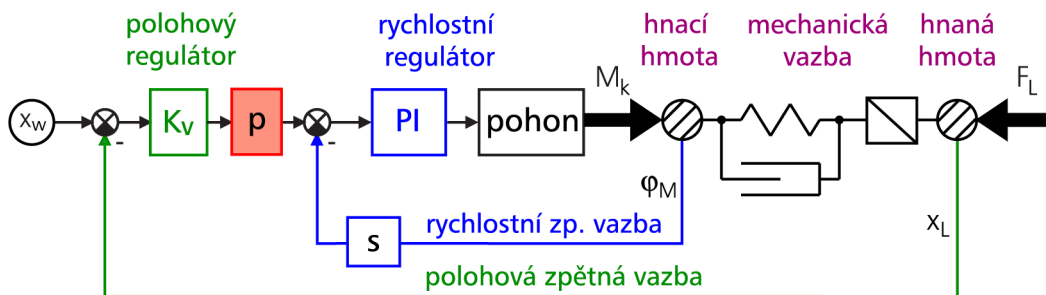
$$\omega_M^* = \sqrt{\frac{kp^2}{m_L}}, \quad \omega_L^* = \sqrt{\frac{k}{J_M}}, \quad \zeta_M = \frac{\omega_M^*}{\Omega} \zeta, \quad \zeta_L = \frac{\omega_L^*}{\Omega} \zeta, \quad \zeta \doteq 0,001 \sim 0,05 \quad (2)$$

a Ω je vlastní frekvence dvojhmotové soustavy. Antirezonanční frekvence ω_M^* , ω_L^* fyzikálně odpovídají vlastním frekvencím systému při zablokovaném pohybu hmoty hnací resp. hnané.

2. Mechanické faktory limitující zvyšování propustného pásma regulace

Disproporce pohybů hnací a hnané hmoty

Jedno z nejdůležitějších principiálních omezení regulace dvojhmotové soustavy vyplývá ze samotného způsobu jejího řízení, které je tradičně realizováno kaskádně, tj. polohovou zpětnou vazbou odvozenou od pohybu hmoty hnané a podřízenou vazbou rychlostní odvozenou od pohybu hmoty hnací viz schéma na obr. 1. Přepočítání pohybů je realizováno vynásobením polohové odchylky hodnotou celkového převodu p , který je považován za konstantní. Tento předpoklad však platí jen pro velmi omezený rozsah pohybů, jak bude ukázáno dále.



Obr. 1: Schéma kaskádní polohové regulace dvojhmotové soustavy

Z prvků matice $\mathbf{G}(j\omega)$ lze za podm. $F_L=0$ odvodit vztah pro přenos mezi pohybem hnané a hnací hmoty (3), který lze za obvyklé platnosti $\Omega/2\zeta \gg \omega_M^*$ dále zjednodušit na tvar (4)

$$p(j\omega) = \frac{\varphi_M(j\omega)}{x_L(j\omega)} = -p_{stat} \frac{\frac{\omega^2}{\omega_M^{*2}} - \frac{2\zeta_M}{\omega_M^*} j\omega - 1}{\frac{2\zeta}{\Omega} j\omega + 1}, \quad (3)$$

$$p(j\omega) \doteq -p_{stat} \frac{\frac{\omega^2}{\omega_M^{*2}} - \frac{2\zeta_M}{\omega_M^*} j\omega - 1}{1} \quad (4)$$

resp. při zavedení činitele naladění $\eta = \omega / \omega_M^*$

$$p(j\omega) = \frac{\varphi_M(j\omega)}{x_L(j\omega)} \doteq p_{stat} (1 - \eta^2 + j2\zeta_M\eta). \quad (5)$$

Získaný přenos, přesněji jeho absolutní hodnotu $|p(j\omega)|$, lze chápat jako převodový poměr. Jeho frekvenčně proměnná hodnota je zřejmá z grafu frekvenční charakteristiky na obr. 2. Při velmi nízkých hodnotách frekvencí pohybu hnací hmoty ($\eta < 0,1$) je vliv přenosu druhého řádu zanedbatelný a přibližně platí, že $|p(j\omega)| = p_{stat}$ (Pozn.: p_{stat} je nyníšší označení pro kinematickou hodnotu převodového poměru v obr. 1 značenou p).

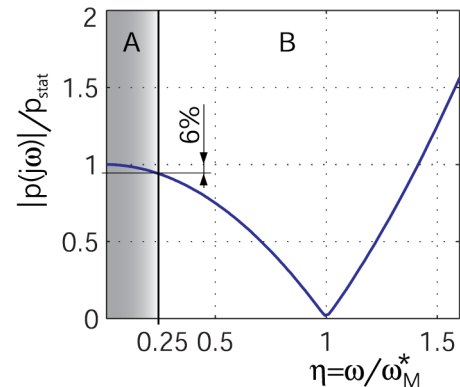
Při vyšších frekvencích oscilací, které jsou systému vnucovány zvyšováním zesílení ve smyčkách, dochází k vzájemné disproporcii pohybů obou hmot. Rychlost měřená na hmotě hnací po vynásobení převodem p_{stat} neodpovídá skutečné rychlosti hmoty hnané. Signál výchytky a rychlosti kaskádní regulace tím přestává být vázán pouhou integrací. Regulace takového systému se vyznačuje neustálým zápasem obou smyček, který nemá rovnovážného stavu a z hlediska požadavků na rovnoměrnost chodu pohonu je nepřijatelný. Zesílení polohové smyčky K_v se proto ladí na takovou úroveň, aby její propustné pásmo frekvenčně nepřesáhlo poměrně vágně ohraničenou oblast přibližné rovnosti $|p(j\omega)| \doteq p_{stat}$.

Statisticky [2] vychází závislost mezi hodnotou ω_M^* pohybové osy a seřizovačem pohonu nastaveného zesílení K_v následující:

$$K_v \doteq 0,25 \cdot \omega_M^* \quad [1/s], \quad \text{platí pro } \omega_M^* < 628 \text{ rad/s (100 Hz)}^* \quad (6)$$

Z teorie servomechanismů je známo, že hodnota K_v je zároveň číselně rovna velikosti propustného pásma polohové smyčky (v rad/s). Oblast $|p(j\omega)| \doteq p_{stat}$ (v grafu na obr. 2 označená A) je tedy ohraničena hodnotami naladění $\eta \leq 0,25$, kterým podle vztahu (5) přísluší vzájemná odchylka převodových poměrů menší než 6%.

Pro řízení polohy hnané hmoty je samozřejmě žádoucí mít propustné pásmo polohové smyčky co nejvyšší. Vztah (6) ukazuje, že klíčem k němu je velikost úhlové frekvence ω_M^* , kterou je proto nutné považovat za jeden z hlavních optimalizačních parametrů.



Obr. 2: Frekvenčně závislá hodnota převodového poměru

* Vztah je shora omezen taktem polohové smyčky 1ms, který nedovoluje dosáhnout vyššího zesílení

Deformace mechanické vazby hnací a hnané hmoty

Dalším důležitým faktorem, na který je třeba upřít pozornost je deformace mechanické vazby mezi hnací a hnanou hmotou. Tu lze vyjádřit např. jako vzájemný rozdíl pohybu obou hmot vztahený na pohyb hmoty hnané, neboť od něj se vyžaduje proporciální chování. S využitím prvků přenosové matice $\mathbf{G}(j\omega)$ a podmínky $F_L=0$ platí:

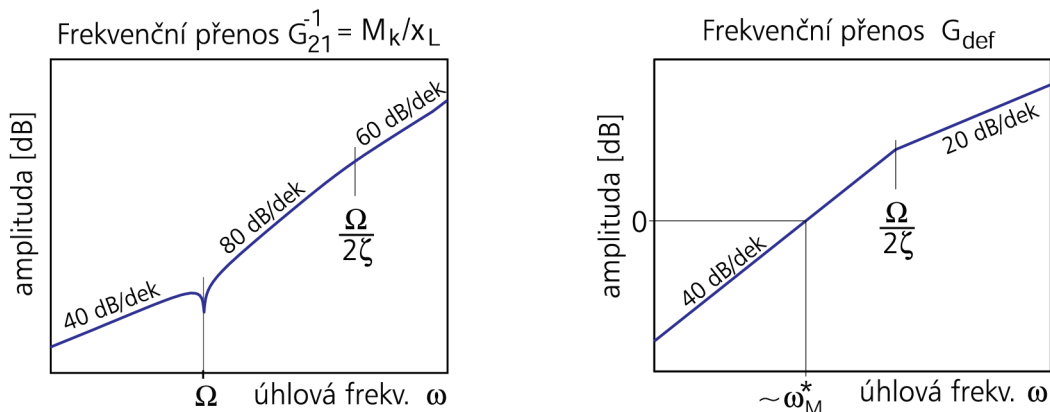
$$G_{def}(j\omega) = \frac{\varphi_M / p - x_L}{x_L} = \dots = -\frac{\omega^2}{\omega_M^{*2}} \frac{1}{\frac{2\zeta}{\Omega} j\omega + 1}, \quad G_{def}(j\omega) \doteq -\frac{\omega^2}{\omega_M^{*2}} \quad (7)$$

(Vztah lze opět díky $\Omega/2\zeta \gg \omega_M^*$ zjednodušit a uvažovat pouze jako derivační 2. řádu.)

Amplitudová charakteristika přenosu je na obr. 3 vpravo. Z ní je zřejmé, že relativní deformace mechanické vazby roste s druhou mocninou frekvence pohybu. Při frekvenci pohybu hmoty hnané právě ω_M^* bude maximální deformace mechanické vazby právě rovna amplitudě jejího pohybu. To vyplývá z faktu, že ω_M^* je nulovým bodem přenosu $G_{11} = \varphi_M/M_k$ ($\zeta_M \rightarrow 0$), takže při této frekvenci nekoná hnací hmota žádný pohyb. Mechanické prvky pohonové soustavy jsou tedy s rostoucí frekvencí pohybu vystaveny stále vyššímu namáhání.

Požadavek na velikost kroučícího momentu

Třetím aspektem, kterým má smysl se zabývat, je dimenzování motoru. Kroučící moment potřebný pro fiktivní udržení proporciálního pohybu (výchylinky) hnané hmoty je dán inverzním přenosem $G_{21}^{-1}(j\omega)$, jehož amplitudová frekvenční charakteristika je na obr. 3 vlevo. Ta se až do frekvence Ω , při které dochází ke vzájemné rezonanci kmitů obou hmot, chová jako derivační 2. řádu. U vyšších frekvencí kmitů se potřebná momentová amplituda zvyšuje s dekadou až desetitisíckrát, na což je třeba při dimenzování motoru brát zřetel.



Obr. 3: Amplitudové-frekvenční charakteristiky přenosů mezi kroučícím momentem motoru a výchylnky hnané hmoty (vlevo) resp. relativní deformace převodu dle (7) (vpravo)

Poznámky

Odstraníme-li principiální nedostatek stávajícího způsobu kaskádní regulace uzavřením rychlostní vazby od pohybu hmoty hnané, zbavíme se problému disproporce pohybů obou hmot, což by nám teoreticky mělo otevřít cestu k vyššímu propustnému pásmu polohové smyčky. Limitujícím faktorem však dále zůstane pevnost mechanické vazby. Kromě toho bude signál rychlosti obsahovat mechanické kmity konstrukce zesílené derivací, které mohou velmi nepříjemně ovlivnit kvalitu regulace. Při odvození rychlosti od pohybu hmoty hnací nehrají tyto kmity tak významnou roli, protože se průchodem mechanickým řetězcem pohonu (často s velkým převodem dopomala) výrazně ztlumí.

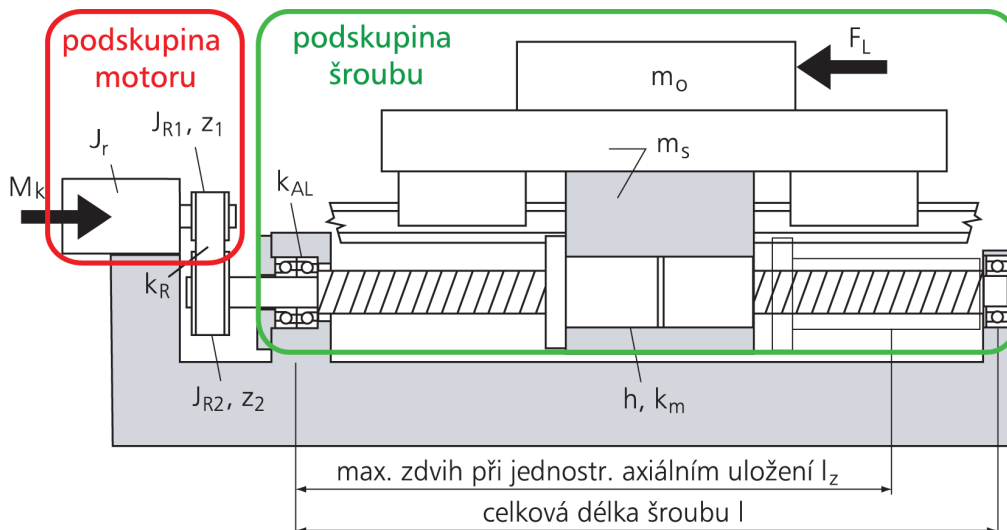
Pokud by byla rychlostní i polohová vazba uzavírána od pohybu hmoty hnací, problém disproporce pohybů odpadne také. Nevýhoda tohoto řešení však spočívá mj. v tom, že s rostoucím propustným pásmem polohové smyčky se bude v důsledku změny převodového poměru zvětšovat v rozporu s požadavkem amplituda kmitů hmoty hnané. Při frekvenci ω_M^* by dokonce nastalo její intenzivní rezonanční kmitání. Dále by nebyla zajištěna dokonalá statická tuhost stavění polohy hnané hmoty.

3. Strategie optimalizace

V kapitole 2 bylo ukázáno, že důležitým parametrem pro optimalizaci návrhu pohonové soustavy pohybové osy je hodnota frekvence ω_M^* , která by měla být maximalizována. Druhým dosud nezmiňným parametrem je dosažitelné zrychlení hnané hmoty $a_{L,max}$. Potřeba jeho optimalizace vyplývá ze samotné definice zrychlení jako časové změny hybnosti.

Představme si např. mechanickou soustavu pohonu vřetene, kde hnaná hmota rotuje konstantní rychlostí ω_L . Změna rychlosti jejího pohybu je možná pouze působením kroučícího momentu na hmotu hnací. Při dostatečné zásobě řemenic bychom mohli měnit převodový poměr a současně zjišťovat, jak to ovlivní dobu trvání přechodového děje změny rychlosti při stále stejném časovém průběhu kroučícího momentu. Za dynamicky nejkvalitnější bychom pak zcela jistě zvolili tu variantu, při které byla změna rychlosti nejkratší. Její vlastnosti vyniknou i v případě, kdy je časový průběh zrychlení zadán. Zvolená varianta jej totiž realizuje s nejmenším impulzem kroučícího momentu; její provoz proto vychází z hlediska příkonu potřebného pro zrychlení nejkonomičtější. Přednosti nalezené varianty se uplatní i při regulaci soustavy. Velikost propustného pásma rychlostní i polohové smyčky totiž přímo koreponduje s rychlostí přechodových dějů. Naše varianta má z mechanického hlediska ty nejlepší schopnosti rychlých přechodových dějů dosáhnout. U ostatních variant by bylo nutné tento jejich nedostatek dohánět zvýšeným silovým působením motoru.

V předchozí úvaze byla optimalizace zrychlení prezentována jako funkce převodového poměru a momentu setrvačnosti řemenic. Změnou těchto parametrů však dochází také ke změně frekvence ω_M^* , jak vyplývá z definičního vztahu (2). Oba parametry jsou tedy navzájem velmi úzce svázány a proto je nutné je optimalizovat zároveň.



Obr. 4: Schéma pohonu posuvové osy s rotujícím kuličkovým šroubem a vloženým převodem ozubeným řemenem s vyznačenými podskupinami vázaných parametrů

Optimalizace dynamických vlastností pohonů s kuličkovými šrouby

Při návrhu pohonu lineární pohybové osy s kuličkovým šroubem se obvykle vychází z těchto základních údajů a požadavků:

- předpokládaná hmotnost zátěže (stůl s obrobkem, vřeteník apod.) – m_s , m_o
- zdvih posuvové osy a konstrukční délka kuličkového šroubu – l
- požadované zrychlení zátěže – a_{Lmax}
- maximální posuvová rychlost zátěže – v_{Lmax}
- maximální hodnota trvalé (řezné) síly působící na zátěži – F_{Lmax}
- požadovaná hodnota rychlostního zesílení – K_v

Výběr mechanických komponent bývá obvykle na rozhodnutí konstruktéra. To vytváří prostor pro optimalizaci jejich vlastností.

Mechanickou konstrukci pohybové osy s kuličkovým šroubem je pro optimalizaci vhodné rozdělit na dvě *podskupiny* (obr. 4), jejichž parametry bývají vzájemně svázány. První z nich je podskupina kuličkového šroubu zahrnující tyto komponenty a jejich charakter. parametry:

- kuličkový šroub (průměr šroubu – d , stoupání šroubu – h);
- kuličková matice (styková tuhost matice – k_m , popř. moment setrvačnosti matice J_m);
- radiální-axiální ložiska v uložení šroubu resp. matice (axiální tuhost ložiska – k_{ALi} , moment setrvačnosti vnitřního kroužku ložiska – J_{Li}).

Druhou podskupinou je sestava motoru zahrnující

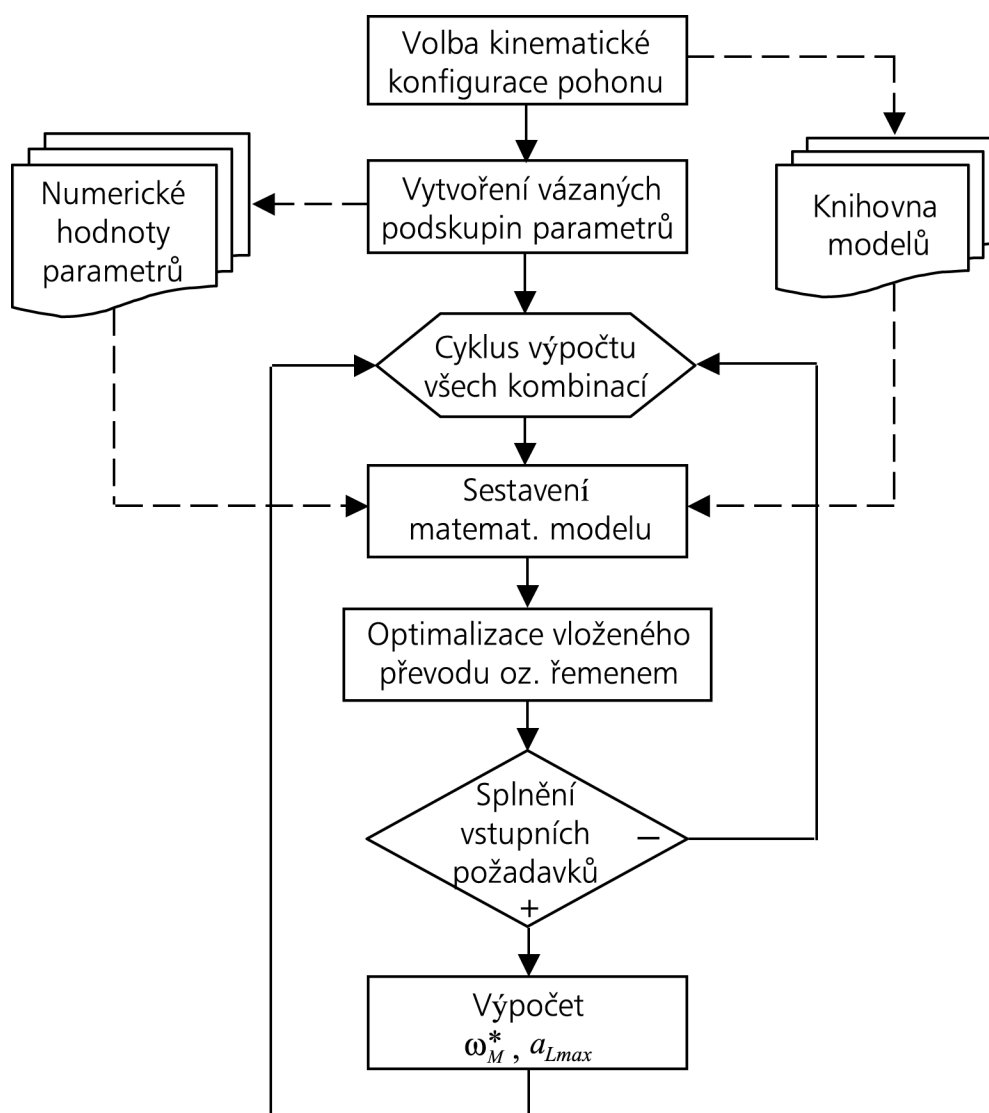
- motor (moment setrvačnosti rotoru – J_r , maximální trvalý a špičkový krouticí moment, maximální otáčky)
- spojka (moment setrvačnosti spojky – J_c , torzní tuhost spojky – k_{Tc}) popř. vložený převod ozubeným řemenem (moment setrvačnosti hnací řemenice – J_{Rl} , tahová tuhost řemene – k_R)

K podskupinám vázaných parametrů je třeba vytvořit několik *sestav* numerických hodnot podle údajů v katalogích výrobců. Na této diskrétní množině parametrů pak probíhá optimalizační proces. Příklady sestav obou podskupin vytvořené pro kinematickou konfiguraci rotujícího jednostranně axiálně uloženého kuličkového šroubu (obr. 4) jsou uvedeny v následujících tabulkách:

Sestavy numerických hodnot pro podskupinu šroubu							
označení	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
průměr šroubu d [mm]	40	40	40	40	50	50	50
stoupání šroubu h [mm]	5	10	15	40	10	20	50
styk. tuhost matice k_m [N/ μ m]	1500	1600	800	700	1900	1300	1100
axiální tuhost ložiska k_{AL} [N/ μ m]	2600	2600	2600	2600	3000	3000	3000

Sestavy numerických hodnot pro podskupiny motoru		
označení	M1	M2
max. moment motoru [Nm]	17,8	27,9
max. otáčky motoru [ot/min]	3500	4000
moment setrvačnosti motoru J_r [kg.m ²]	0,29.10 ⁻³	0,44.10 ⁻³
moment setrvačnosti hnací řemenice J_{Rl} [kg.m ²]	0,13.10 ⁻³	0,24.10 ⁻³
počet zubů hnací řemenice z_l	25	25
tuhost řemene délky 1 m [N]	1377.10 ³	2416.10 ³

Princip nalezení optimální varianty pohonu spočívá ve vyhodnocení všech kombinací vzniklých ze zadaných sestav numerických hodnot podskupin motoru a šroubu. Součástí vyhodnocení, které je schématicky popsáno algoritmem na obr. 5, může být kromě výpočtu optimalizovaných parametrů ω_M^* , a_{Lmax} také výpočet maximální posuvové rychlosti zátěže, maximální trvalé síly na zátěži, kontrola nepřekročení kritických otáček šroubu případně další kontrolní výpočty, které jsou všechny symbolicky zahrnuty v bloku „splnění vstupních požadavků“.



Obr. 5: Algoritmus optimalizačního procesu

V případě připojení motoru ke šroubu vloženým převodem ozubeným řemenem je třeba v každém cyklu optimalizovat jeho převodový poměr změnou poloměru hnané řemenice tak, aby se maximalizovalo dosažitelné zrychlení a_{Lmax} dané kombinace. V uvedeném příkladě rotujícího jednostranně axiálně uloženého kuličkového šroubu platí pro zrychlení zátěže vztah

$$a_L = \frac{q \cdot h}{(J_r + J_{R1})q^2 + J_S + J_{R2} + m_L h^2} M_k, \quad (8)$$

kde q je převodový poměr převodu ozubeným řemenem, h je stoupání šroubu [m/rad], J_S moment setrvačnosti šroubu a J_{R2} moment setrvačnosti hnané řemenice. Ten je užitečné vyjá-

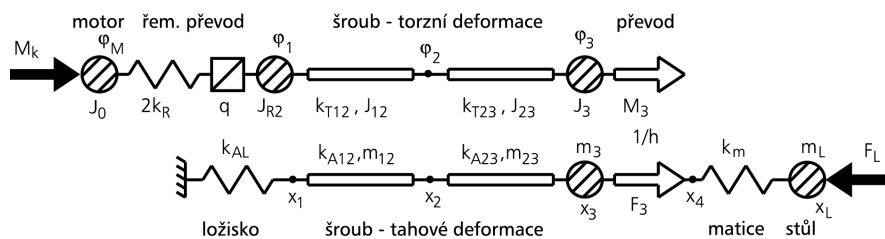
dřít jako funkci převodu q , momentu setrvačnosti hnací řemenice J_{R1} , hustot materiálů obou řemenic ρ_2, ρ_1 a exponentu n , který může kolísat mezi 3 (pro věncový tvar) a 4 (válec):

$$J_{R2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} J_{R1} \cdot q^n . \quad (9)$$

Optimální hodnota převodového poměru q se pak určí z podmínky $\partial a_L / \partial q = 0$.

Pro výpočet frekvence ω_M^* se používá podrobného vícehmotového modelu zvolené konfigurace pohybové osy (viz např. obr. 6). Dvojhmotový model soustavy ve formě, v jaké byl prezentován v kapitole 1, je možné získat vhodnou kondenzační metodou v geometrické oblasti; podrobněji viz lit. [3] a [4]. Pro samotný proces optimalizace není dvojhmotový model potřebný. Jeho jistý význam spočívá v tom, že někteří výrobci servopohonů (tj. synchronních motorů a měničů) ve svých katalogích uživatelům doporučují, aby při návrhu dbali na to, že poměr hmoty hnací ku redukované hmotě hnané by měl být přibližně 1:1. To vyplývá ze známé vlastnosti dvojhmotové soustavy, která při tomto poměru dosahuje maximálního zrychlení hnané hmoty. Při návrhu pohonu vřetene (typická dvojhmotová soustava) je jasné, že dělicí čarou poddajnosti oddělující hmotu hnanou a hnací je právě řemen, takže konstruktér si může tento poměr zkontrolovat. V případě návrhu pohonu s kuličkovým šroubem však pomyslné rozdělení na dvě hmoty zřejmé není. Často tak dochází k tomu, že do hmoty hnací je zahrnuta pouze setrvačnost motoru a do hmoty hnané všechny ostatní rotující i posuvné hmoty. Tím se návrh pohonu většinou stane zcela zcestným.

Prezentovaný optimalizační postup má tu další a nikoliv nepodstatnou vlastnost, že optimální varianta má zároveň k poměru 1:1 nejbližší (případná chyba je dána tím, že optimalizace probíhá pouze na diskrétní množině numerických hodnot).

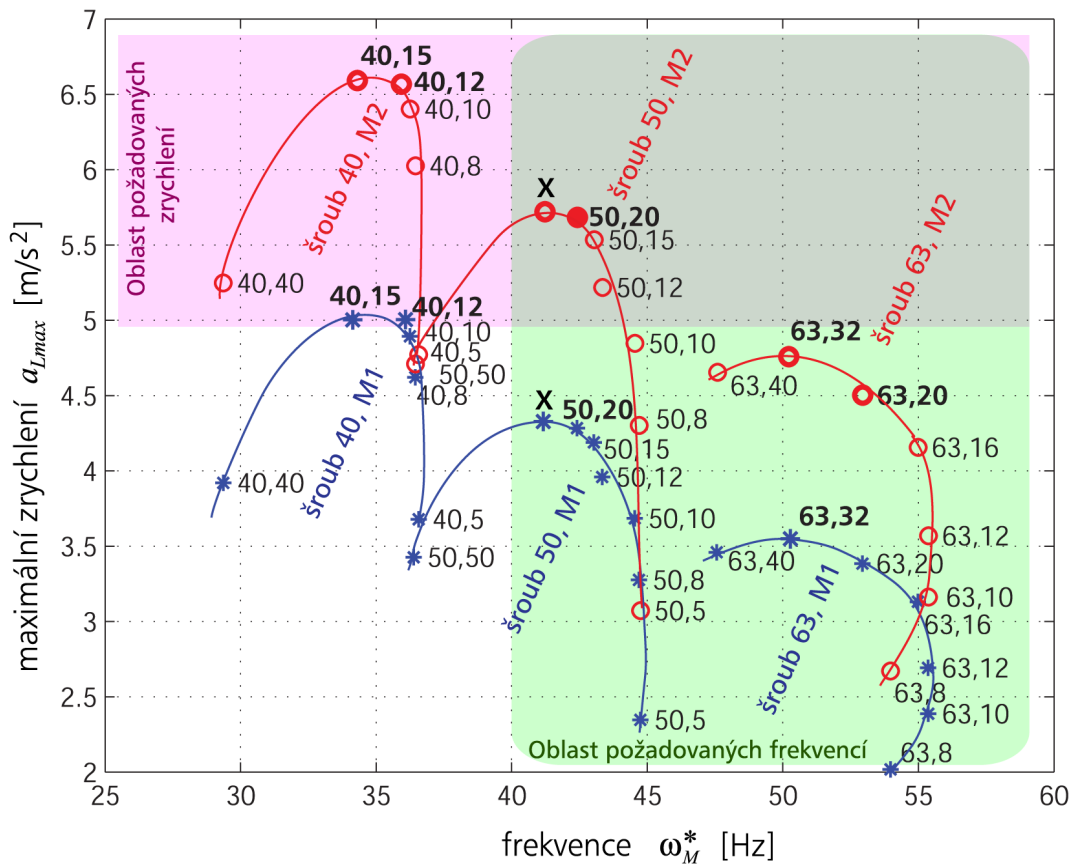


Obr. 6: Diskretizovaný model pohonu posuvové osy s rotujícím kuličkovým šroubem a vloženým převodem ozubeným řemenem (šroub je modelován konečnými prvky)

Výsledky výpočtů je vhodné vynášet v 2D grafech o souřadnicích ω_M^* , a_{Lmax} . Příklad grafu získaného pro zadané sestavy numerických hodnoty (podskupina šroubu byla rozšířena) je na obr. 7. Primární formou grafu je množina bodů. Ty je pro snazší orientaci účelné pospojovat podle stejného průměru šroubu a stejné sestavy podskupiny motoru. Každá takováto křivka je pak funkcí převážně stoupání šroubu (a stykové tuhosti kuličkové matice, která je se stoupáním proměnná). V oblasti jejího maxima leží kandidáti na optimální variantu (v obr. 7 označeny tučně). Typickým příkladem jsou obě křivky pro šroub průměru 63 mm, jejichž maximum tvoří varianta se stoupáním 32 mm. Sousední varianta se stoupáním 20 mm má sice o něco menší max. zrychlení, avšak relativně vyšší hodnotu ω_M^* , proto je mezi kandidáty zařazena také. V některých případech může fiktivní průběh křivky naznačit, že maximum leží někde mezi sousedními stoupáními šroubu, jako je tomu např. u variant šroubu s průměrem 50 mm, kde maximum označené **X** leží mezi stoupáním 20 a 50 mm. Pokud se takové řešení

jeví jako nadějně, je třeba přidat sestavu(y) numerických hodnot z této oblasti stoupání šroubu, existují-li, a výpočet provést znovu.

Vybrání kandidáti se v druhém kole posuzují podle dalších požadavků, jež jsou na osu kladeny (Pozn.: některé striktní požadavky mohou být zapracovány již do výpočtového algoritmu, čímž lze nevyhovující varianty vyřazovat předem). Vedlejšími rozhodovacími kritérii může být maximální posuvová rychlost zátěže, maximální trvalá síla vyvoditelná na zátěži, cena sestavy, apod. V našem příkladě jsou na pohybovou osu kladeny podmínky na dosažení maximálního zrychlení 0,5~0,7 g a dosažitelnou hodnotu propustného pásma polohové regulace min. 10 Hz, což odpovídá hodnotě $K_v \geq 65 \text{ s}^{-1}$ resp. $\omega_M^* \geq 40 \cdot 2\pi \text{ rad/s}$. Oběma požadavkům vyhovuje kombinace sestav S6 a M2, tedy kuličkový šroub 50x20 s motorem o max. momentu 28 Nm, kterou lze zároveň považovat za optimální pro dané zadání.



Obr. 7: Vypočtené hodnoty frekvence ω_M^* a max. zrychlení a_{Lmax} pro všechny kombinace sestav numerických parametrů obou podskupin (čísla u jednotlivých bodů udávají průměr šroubu a stoupání v mm)

Závěr

V příspěvku je podán postup optimalizace dvou základních mechanických vlastností pohybové osy NC stroje, kterými jsou první vlastní kmitočet mechanické stavby a dosažitelné zrychlení hnané hmoty. Ani sebedokonalejší algoritmus regulace nemůže být všemocným prostředkem k dosažení kvalitního chování pohybové osy, pokud nejsou tyto dva výchozí mechanické parametry maximalizovány.

Literatura

- [1] Souček, P., Bubák, A.: *Vysoce dynamické pohony posuvů obráběcích strojů*. Sborník. SpOS, Praha, 2002. ISBN 80-238-8426-3
- [2] Gross, H., Hamann, J., Wiegärtner, G.: *Electrical Feed Drives in Automation*. Publicis MCD Corporate Publishing, Munich 2001. ISBN 3-89578-148-7
- [3] Bubák, A., Přiklopil, A.: *Mathematical models of machine tool drives with ball screws*. In Engineering Mechanics 2003: sborník národní konference Inženýrská mechanika 2003, Svratka 12.-15.5.2003. Praha, Ústav teoretické a aplikované mechaniky, AV ČR 2003. ISBN 80-86246-18-3
- [4] Bubák, A.: Zvyšování dynamiky a přesnosti posuvových os obráběcích strojů. [Výzkumná zpráva 02-07-03]. VCSVTT, Praha, 2003.
- [5] Souček, P.: *Servomechanismy ve výrobních strojích*. ČVUT, Praha 2004.

Tyto výsledky byly získány za finančního přispění Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy v rámci podpory projektu výzkumu a vývoje LN00B128.