

DYNAMIC BEHAVIOUR OF EXPERIMENTAL MILLING MACHINE LM-2 Z AXIS WITH ACTIVE VIBROABSORBTION DESIGN

J. Švéda¹, M. Sulitka¹, L. Novotný¹, Z. Šika², M. Valášek²

Summary: This work deals with creating the mathematical model of experimental milling machine LM-2 equipped with controlled dynamic absorber. It consists of two parts: the first one shows FEM model design and application of feedback regulation, second one deals with a problem of vibration minimization by means of controlled dynamic absorber.

1. Úvod

Velkým problémem obráběcích strojů jsou mechanické vibrace. Ty mají za následek omezení přesnosti a dynamiky strojů a proto jsou chápány jako faktor snižující produktivitu a kvalitu výroby. Moderní obráběcí stroje se snaží vibrace potlačovat již svojí konstrukcí, ale ne vždy je tato možnost proveditelná a účinná. Je tedy nezbytné takovéto stroje vybavovat zařízeními, jejichž funkcí je právě potlačení vibrací. V poslední době jsou to systémy s aktivními prvky a inteligentním řízením, jejichž účinek se přizpůsobuje aktuálnímu stavu stroje.

Jednou z variant takového tlumení vibrací se zabývá tento text, který věnuje pozornost vytvoření autonomního systému tlumení vibrací 3-osého obráběcího centra LM-2 s lineárními motory postaveného na půdě Výzkumného centra pro strojírenskou výrobní techniku a technologii (VCSVTT) v Praze. O efektivním využití lineárních motorů v konsturkci obráběcích stojů pojednává např. Berkemer a kol. (2004) a Berkemer, Knorr (2002).



Obrázek 1 – Obráběcí centrum LM-2

¹ Ing. Jiří Švéda, Ing. Matěj Sulitka, PhD., Ing. Lukáš Novotný: RCMT, fakulta strojní, ČVUT v Praze; Horská 3; 128 00 Praha 2; tel.: +420.221 990 927, fax: +420.221 990 997; e-mail: <u>J.Sveda@rcmt.cvut.cz</u>

² Doc. Ing. Zbyněk Šika PhD., Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.: Ústav mechaniky, odbor mechaniky těles, fakulta strojní, ČVUT v Praze, Karlovo nám. 13, 121 35 Praha 2;

2. Konstrukční řešení

2

Jako metoda vedoucí ke snížení vibrací byla zvolena kombinace dynamického hltiče a aktivního prvku, který hltič se strojem spojuje. Aktivní prvek zde ztělesňuje piezoelektrický aktuátor. Jedná se o metodu vibroabsorbce, kdy je k tlumené soustavě připojena sekundární struktura, která pohlcuje energii vstupního buzení a snižuje tak účinek na stroj.

Parametry aktivního dynamického hltiče vychází z jeho pasivní varianty (Obrázek 2). Vlastní frekvence je vhodnou volbou mechanických parametrů naladěna na vlastní frekvenci primární tlumené soustavy nebo na jinou výraznou frekvenci, jejíž účinek na primární soustavu je zapotřebí eliminovat. Tyto parametry musí splňovat vztah (1)

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{1}$$

V našem případě je tuhost ve vztahu (1) dána tuhostí piezoelementu, tedy jediným voleným parametrem je hmotnost hltiče. Výsledná hmotnost hltiče pro náš případ je 35,77 kg.



Obrázek 2 – Pasivní a aktivní dynamický hltič

Nevýhodou pasivní varianty dynamického hltiče je jeho velká citlivost na naladění mechanických parametrů sekundární hmoty. Dá se říci, že takovýto hltič má velice úzký frekvenční rozsah účinnosti. Dynamický hltič s aktivním prvkem ale díky řízenému zásahu pracuje v širším frekvenčním pásmu a odstraňuje tak nevýhodu varianty pasivní.



Obrázek 3 – Umístění hltiče na stroji

Jelikož vibrace, které je potřeba potlačit, se vybuzují v z-tové ose stroje, je nutné hltič umístit rovněž do této osy. Z konstrukčních důvodů jej však nelze umístit do roviny symetrie, proto jsou použity hltiče dva symetricky uložené k této rovině (Obrázek 3).

3. Aktivní prvek dynamického hltiče

Aktivním prvkem je předepnutý piezoaktuátor s následujícími parametry:

Parametr	Značka	Hodnota
Tuhost	$k_{p}[Nm]$	$57 \cdot 10^6$
Max. deformace	$\Delta_{\max}\left[\mu m\right]$	60
Max. napětí	$U_{\max}\left[V ight]$	100
Max. silové zatížení	$F_{\max}\left[N ight]$	±1850

Jeho deformace je dle zjednodušeného předpokladu závislá na napětí vztahem:

$$\Delta = q \cdot u \tag{2}$$

kde q je konstantní a u je řídicí napětí. Silový účinek aktuátoru je zřejmý z Obrázku 4, který znázorňuje uvolnění hltiče. Ten je popsán pohybovou rovnicí:

$$m \cdot \ddot{x}_a = -F_p \tag{3}$$

kde je silový účinek vyjádřen jako:

$$F_p = k_p \left(x_a - x_p - \Delta \right) \tag{4}$$



Obrázek 4 - Schéma a uvolnění hltiče

V Obrázku 4 představuje l_{00} volnou délku předepnutého aktuátoru, souřadnice x_p posun stroje v místě ukotvení hltiče, souřadnice x_a pohyb hmoty hltiče, *d* prodloužení vlivem zatížení a nakonec Δ prodloužení vlivem řídicího napětí.

4. Matematický model stroje s dynamickým hltičem

Samostatný stroj bez hltiče je modelován jako MKP model. Ten je vytvořen ze skořepinových prvků a modeluje všechny důležité součásti konstrukce. Pohled na MKP síť stroje s vyznačením části rámu ukotvení pohybové osy Z ukazuje Obrázek 5.



Obrázek 5 – MKP síť stroje

Z modální analýzy vyplynulo několik vlastních tvarů kmitů, při nichž dochází k výraznému kmitání rámu ve směru osy Z. Z hlediska amplitud uvedených kmitů ve směru osy Z jsou nejvýznamnější tvary při frekvencích okolo 200 Hz. Při frekvenci 182 Hz dochází k pohybu stojanu rámu stroje podobným nůžkovému mechanismu (viz Obrázek 6), při frekvenci 201 Hz se rám rozevírá do tvaru luku (viz Obrázek 7).



Obrázek 6 – Vlastní tvar kmitů, f =182Hz

Obrázek 7 – Vlastní tvar kmitů, f = 201Hz

Vzhledem k nutnosti omezit rozsah matic stavového prostoru je při převodu výchozího MKP modelu prováděna redukce v modálních souřadnicích a využita metoda výběru působících míst Craig-Bampton. Export MKP modelu byl proveden s redukcí na několik vlastních tvarů kmitů, které frekvenčně pokrývají rozsah do cca 300 Hz.

4

Dále je popsán postup připojení hltiče k základnímu rámu. Klasický mechanický systém rámu s tlumením je určen soustavou rovnic ve tvaru

$$M\dot{x} + C\dot{x} + Kx = f \tag{5}$$

Aplikujeme-li na rovnici (5) vztah (Preumont, 1997)

$$x = \Phi z \tag{6}$$

kde Φ je modální matice a z je vektor modálních souřadnic, obdržíme modifikovanou rovnici

$$M\Phi\ddot{z} + C\Phi\dot{z} + K\Phi z = f \tag{7}$$

Protože námi známá matice tvarových funkcí je normována maticí hmotnosti, můžeme za předpokladu symetrických matic psát (Miláček, 2001)

$$\Phi^T M \Phi = E \tag{8}$$

$$\Phi^T K \Phi = diag(\omega_i^2) \tag{9}$$

Násobením rovnice (7) maticí Φ^T zleva a užitím vztahů (8) a (9) obdržíme

$$\ddot{z} + \Phi^T C \Phi \dot{z} + diag(\omega_i^2) z = \Phi^T f$$
(10)

Dále platí vztah

$$\Phi^T C \Phi = diag(2\xi_i \omega_i) \tag{11}$$

a jeho dosazením do rovnice (10) získáme

$$\ddot{z} + 2\xi\Omega\dot{z} + \Omega^2 z = \Phi^T f \tag{12}$$

kde

$$\xi = diag(\xi_i) \text{ a } \Omega = diag(\omega_i) \tag{13}$$

Rovnice (12) potom představuje modální rozklad. Spojením soustavy rovnic (12) a rovnic dynamického hltiče (3) obdržíme soustavu rovnic ve tvaru

$$\ddot{z}_m + A_m \dot{z}_m + B_m z_m = P u , \ z_m = \begin{bmatrix} z \\ x_a \end{bmatrix}$$
(14)

kde z_m je vektor modálních souřadnic a souřadnic hltiče. Úpravou nakonec převedeme soustavu rovnic na stavový popis ve tvaru:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{m} \\ \dot{z}_{m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_{m} & -B_{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{m} \\ z_{m} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} P \\ 0 \end{bmatrix} u = Ax + Bu$$
(15)
$$y = \begin{bmatrix} \Phi & 0 & 0 & 0 \\ 0 & E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Phi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{m} \\ z_{m} \end{bmatrix} = Cx$$

Rovnice (15) jsou potom stavovým popisem stroje s aktivním dynamickým hltičem.

5. Řízení dynamického hltiče

K regulaci dynamického hltiče je použita stavová zpětná vazba. Zde je řídicí veličinou síla, která je definována jako

$$F_{act} = -K \cdot x \tag{16}$$

a x je stavový vektor z rovnic (15). Hodnoty zesílení K stavové zpětné vazby jsou získány pomocí minimalizace integrálního kritéria (LQR – Linear Quadratic Regulator)

$$J = \int_{0}^{\infty} \left(z^{T} \cdot Q \cdot z + F_{act}^{T} \cdot R \cdot F_{act} \right) dt$$
(17)

kde R představuje silové limity aktuátoru a matice Q váhu zesílení jednotlivých stavů. Výsledkem řešení rovnice (17) je Riccatiho algebraická rovnice

$$PA + A^T P + Q - PBR^{-1}B^T P = 0 aga{18}$$

z které obdržíme vektor zesílení jako

$$K = R^{-1}B^T P \tag{19}$$

Problémem stavové zpětné vazby je nutnost měřit všechny stavy. To není v našem matematickém modelu problém, bohužel v reálném případě je tomu jinak. Na skutečném stroji máme jen několik málo snímačů, které jsou stavy schopny měřit. V našem případě se jedná o čtveřici akcelerometrů, dva na stroji v místě upevnění hltiče a další dva na hmotách hltiče (Obrázek 8). Z těchto snímačů získáme rychlosti v příslušných bodech konstrukce, tedy několik málo stavových veličin, které budou vstupovat do regulace. Nebude se již jednat o stavovou zpětnou vazbu, nýbrž o zpětnou vazbu výstupní.

$$F_{act} = -K \cdot y \tag{20}$$



Obrázek 8 – Umístění snímačů na stroji

Vektor zesílení výstupní zpětné vazby získáme následujícím postupem (Šika, 2004):

1) Pomocí LQR nalezneme vektor zesílení stavové zpětné vazby a vyčíslíme hodnotu přenosu systému v závislosti na budící frekvenci.

6

 Pomocí numerické optimalizace nalezneme vektor zesílení výstupní zpětné vazby tak, aby se průběh přenosu systému co nejvíce podobal průběhu z předchozího kroku. Za cílovou funkci tedy zvolíme rozdíl obou přenosů jako

$$cf = \sum_{i=1}^{n} \left\| G_i(s) \right\|_{VZV} - \left| G_i(s) \right|_{LQR} \right\|$$
(21)

Na Obrázku 9 vidíme průběh přenosů systému od zatěžující síly na deformaci rámu pro jednotlivé typy řízení. Stroj bez hltiče vykazuje při budící frekvenci 201Hz vysokou hodnotu zesílení, vibrace v ose z budou mít poměrně velkou amplitudu. Při použití pasivního dynamického hltiče, zde s neřízeným piezoaktuátorem, dojde ke snížení přenosu systému na frekvenci 201Hz, vybudí se však v okolí této frekvence dvě přenosové špičky. Použitím stavové zpětné vazby se tyto špičky odstraní v širším frekvenčním rozsahu. Výstupní zpětná vazba se potom snaží kopírovat křivku stavové zpětné vazby. Jejich přiblížení je tím těsnější, čím více máme informací vstupujících do této regulace.



Obrázek 9 – Přenos systému

6. Simulační experiment s regulační smyčkou pohonu

Pro regulační vlastnosti pohonů je klíčová rychlostní smyčka (Souček, 2004). Snahou je v rychlostní smyčce dosažení co největší velikosti propustného pásma, které přímo ovlivňuje možnost nastavení vysokého zesílení Kv v polohové vazbě. S ním přímo souvisí schopnost harmonického pohybu soustavy pohonu a struktury stroje v oblasti vyšších frekvencí. Dynamika pohonu, resp. hodnoty zesílení v regulačních smyčkách jsou rozhodující měrou omezeny dynamickými vlastnostmi struktury stroje. Limitní zesílení je přitom takové, při

němž dosáhne ve frekvenčním amplitudovém přenosu rychlostní smyčky špička některé z vlastních frekvencí stroje 0 dB.

V návrhu řízení nebyla uvažována regulační smyčka pohonu stroje v ose z. Zde je proto uveden model stroje s regulační smyčkou pohonu a posléze i s aktivním dynamickým hltičem.



Obrázek 10 – Schéma regulace osy Z

Pro úplnou simulaci chování rychlostní smyčky je stroj rozdělen na poddajnou část rámu a pohyblivou pinolu. Poddajný rám je potřeba popsat prostřednictvím přenosu mezi silami působícími na sekundární díly lineárního motoru a místem odměřování na pravítku, zatímco pinolu je možno s ohledem na její tuhý charakter v propojeném modelu nahradit pomocí hmotného bodu. Popis chování poddajného rámu je vytvořen postupem spočívajícím v přepisu MKP modelu do popisu pomocí stavového prostoru, k čemuž byla využita kombinace programů Ansys, ADAMS a Matlab/Simulink. V případě připojení dynamického hltiče byla funkce ADAMSu nahrazena modálním rozkladem provedeným v Matlabu (kapitola 4).

Porovnání naměřeného frekvenčního přenosu rychlostní smyčky a odpovídající simulace ukazuje Obrázek 11. Výpočetní simulace byla provedena se spojitým modelem regulace, díky němuž dochází k odchylkám zjištěného průběhu od naměřeného průběhu. Poměrně dobře je zde zachycena shoda hodnot rezonančních špiček. Výpočetní model zahrnoval vliv globálního tlumení.



Obrázek 11 – Porovnání naměřeného a simulovaného frekvenčního přenosu rychlostní smyčky. Zesílení v rychlostní vazbě Kvp = 60000, integrační časová konstanta Tiv = 0,01 s.

Průběh amplitudy výchylky rámu, způsobené budící silou působící na vřeteno, v čase v místě ukotvení pohybové osy z je patrný z Obrázku 12. Zde je opět při aplikaci bez hltiče zřejmé vybuzení velké amplitudy v okolí hodnoty 200Hz. Použitím pasivního dynamického hltiče dojde k odstranění této frekvence, avšak projeví se velké amplitudy ve dvou frekvencích okolních. Varianta s aktivním dynamickým hltičem pak nedovolí vybudit zvýšení amplitudy prakticky v žádné z těchto frekvencí. Je tedy patrné, že se systém s regulací pohybové osy z stroje chová stejným způsobem jako rám takový.



Obrázek 12 – Časový průběh amplitudy výchylky

7. Závěr

Cílem práce bylo zlepšit dynamické vlastnosti obráběcího centra LM-2. Hlavním problémem byly kmity rámu na frekvenci cca 200Hz, při které docházelo k vybuzení konstrukce a velké amplitudě vibrací. Tento jev byl částečně odstraněn již použitím pasivního dynamického hltiče, který však vnesl do konstrukce jiné nežádoucí vlastní frekvence. Až použití aktivního dynamického hltiče řízeného jen pomocí několika málo čidel na stroji (výstupní zpětná vazba) vedlo k značnému zlepšení chování stroje. Aktivní dynamický hltič tak díky navrženému způsobu řízení využil své dynamiky efektivněji než jeho pasivní varianta. Můžeme tedy konstatovat, že tento způsob tlumení vibrací je jednou z účinných variant řešení tohoto problému.

8. Poděkování

Tyto výsledky byly získány za finančního přispění Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy v rámci podpory projektu výzkumu a vývoje 1M6840770003.

9. Literatura

- Berkemer, J., Altenburger, R., Koch, T., Lehner, W.-D. (2004) *Effektive Nutzung des Leistungspotenzials von Direktantrieben*. WT Werkstattstechnik 94, H. 5.
- Berkemer, J., Knorr, M. (2002) Gekoppelte Simulation von Maschinendynamik und Antriebsregelung bei linearangetriebenen Werkzeugmaschinen. WT Werkstattstechnik 92, H. 5.
- Miláček, S.(2001) Modální analýza mechanických kmitů. Vydavatelství ČVUT, Praha.
- Preumont, A. (1997) Vibration Control of Aktive Structures. An Introduction, Solid Mechanics and Its Applications, Vol. 50, Kluwer Academic Publisher, Dordrecht.
- Souček, P. (2004) Servomechanismy ve výrobních strojích. Vydavatelství ČVUT, Praha.
- Šika, Z. (2004) Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů. Habilitační práce, ČVUT, Praha.