

DYNAMICS OF MACHINE TOOLS SPINDLES

P. Bach

Summary: *The paper deals with stability conditions of milling machine tools. As instability a self-excited vibration development, called chatter, under certain cutting conditions is meant. The instable machining is unacceptable because of a low surface quality, high noise and a possibility of tool and spindle damage. A designer of machine tool uses stiffness and damping to avoid the instability. Technologist and programmer can use stability diagrams to choose proper stable spindle speed.*

1. Úvod

Má-li obráběcí stroj nedostatečnou tuhost a tlumení, trpí samobuzeným kmitáním. Kmitavý systém stroje tvoří s řezným procesem zpětnovazební obvod, ve kterém, v důsledku fázového posuvu vlnitosti obráběného povrchu a kmitů mechanické struktury stroje, dochází velmi snadno k nestabilním jevům. Periodicky proměnlivý průřez třísky moduluje řeznou sílu a ta budí nástroj, obrobek i stroj v těsné blízkosti vlastní frekvence dominantního tvaru kmitů této soustavy. Tyto problémy jsou hlavní příčinou lomu nástrojů a poruch vřeten. Vysoké amplitudy vibrací nedovolují pokračovat v obrábění a je třeba snížit řezný výkon stroje. Nestabilita může být konstrukčně ovlivněna zejména tuhostí a tlumením vřeten a nástroje. Technologicky lze zlepšit stabilitu a řezný výkon významněji než konstrukčními úpravami tak, že využijeme diagramu stability.

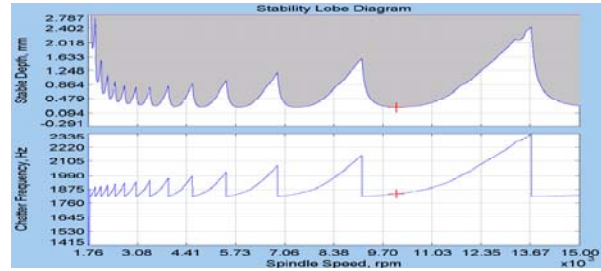
Základy teorie vzniku samobuzených kmitů při obrábění byly položeny před 50 lety v Praze. Výzkum byl veden Jiřím Tlustým, který spolupracoval s Otakarem Daňkem, Ladislavem Špačkem a Milošem Poláčkem. Tehdejší hypotézy byly velmi rychle ověřeny v praxi a obecně přijaty ve světě jako „regenerativního princip“ a „princip polohové vazby“, [1]. Kmitavý systém stroje včetně nástroje je dostatečně charakterizován dvěma nejdůležitějšími tvary kmitů, z nichž jeden je obvykle dominantní. Měření ukazují, že toto zjednodušení je zdůvodnitelné a přesnost výpočtů je dostatečná. Experimenty lze rovněž doložit, že dynamické chování stroje při obrábění je ovlivněno hlavně tuhostí a tlumením těch částí, které tvoří jeho pracovní prostor.

U soustruhů se tím rozumí vřeteno, upínací elementy, obrobek, koník a nožová hlava a nástroj. Pracovní prostor frézek zahrnuje vřeteno, nástroj, případně obrobek a jeho upínací zařízení. Jmenované části stroje budeme pro zkrácení nazývat „řídící systém“. Z teorie plyne, že řídící systém je pro praktické úkoly plně charakterizován reálnou

složkou frekvenčního přenosu dle Obr. 1 nahoře. Dole je imaginární složka frekvenčního přenosu.

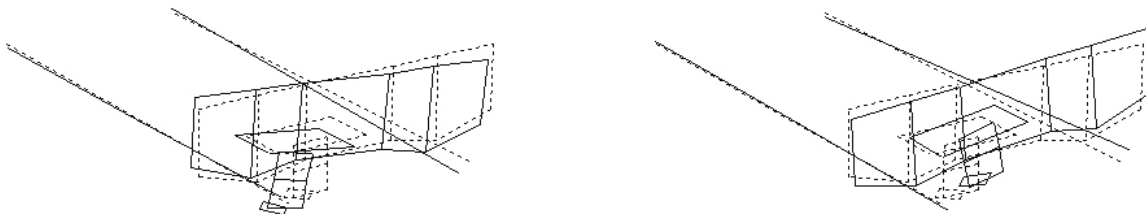


Obr. 1 Reálná a imaginární charakteristika řídicího systému, označení $G(f)$ a $H(f)$



Obr. 2 Diagram stability řídicího systému vertikálního frézovacího centra,

Na základě těchto přenosových funkcí se analyticky odvozuje diagram stability pro frézování a soustružení. Obr. 2. Aby byl dynamický popis struktury úplný, doplňují se tyto charakteristiky tvary kmitů, měřenými opět v pracovním prostoru. Příklad vidíme na Obr. 3. Tvary se využívají při analýze stability a hledání nejvhodnější cesty k nápravě konstrukce. Tvary kmitů identifikují „tvary“ v přenosech s kmitajícími dílci stroje. Tím se propojuje měřitelná přenosová funkce s konstrukcí „řídícího systému“. U frézek je to tedy vřeteno s nástrojem, u soustruhů obrobek s vřetenem, případně s koníkem. Kromě toho se tvarů kmitů velmi často používá samostatně k odhalení dynamicky slabých míst konstrukce. K dispozici je varianta modální analýzy zvaná „operační tvary kmitů“, kdy je stroj buzen řeznou silou. Výhodu této metody spatřujeme především v tom, že struktura stroje je přirozeně zatížena a mechanické vazby mezi dílci jsou v pohybu. Výsledné deformace jsou velmi pravděpodobně nejbližší skutečným deformacím za provozu. Nevýhodou pro analýzu je nedefinovaná budící síla. Proto se metoda doplňuje klasickou modální analýzou s harmonickým nebo impulsním buzením.



Obr. 3 Příklad tvarů kmitů nosných částí nástroje frézovacího centra

2. Regenerativní princip

Podle této hypotézy vznikají samobuzené kmity při obrábění tak, že břit nástroje obrábí zvlněný povrch. Vlny na povrchu obrobku vznikly při předchozím řezu a mají vlastní periodu dominantního tvaru kmitů. Povrchové vlny mění periodicky hloubku řezu a tím modulují řeznou sílu, která budí stroj. Na následujícím řezu se vlny opět regenerují. Předpokládá se, že vždy existuje určitý fázový posun mezi vlnitostí povrchu obrobeného a kmity nástroje.

Soustružení a frézování mají rozdílnou citlivost na změnu této fáze. V obou případech je břit neustále v kontaktu s obrobkem. Tím je zajištěna fázová vazba mezi vlnitostí povrchu a kmity nástroje. Při soustružení je počet vln mezi řezy dán vztahem

$$N + \frac{\varepsilon}{2\pi} = \frac{60 \cdot f}{n} \quad (1)$$

kde N je počet celých vln na obvodu obrobku a n jsou otáčky obrobku dosazované v [1/min]. Zlomek $\varepsilon/2\pi$ vyjadřuje část jedné vlny, která se vejde do výseče fázového posunutí ε mezi vlnitostí a kmity. Je-li fáze nulová, jsou oba pohyby synchronizovány a řezná síla není modulována změnou tloušťky třísky. Proto se obrábění stabilizuje. Naopak, jsou-li oba pohyby v protifázi, $\varepsilon = \pi$, je změna tloušťky třísky největší. Změny této fáze se využívá k potlačení chvění při frézování. Při soustružení není příliš výhodné stabilizovat systém změnou fáze. Vyplývá to ze vzorce (1). Ukážeme to na příkladu.

Je-li např. dominantní frekvence $f=200\text{Hz}$, otáčky obrobku jsou 1000 1/min. Na povrchu obrobku pak je 12 celých vln. Ke změně o jednu vlnu, čili $\varepsilon=2\pi$ je třeba změnit otáčky od 8%. Výpočet:

$$N + \frac{2\pi}{2\pi} = N + 1 = \frac{60 \cdot f}{n}$$

Čili poměr původních a nových otáček bude

$$n_0 / n_{2\pi} = \frac{N+1}{N} = \frac{13}{12} = 1,08$$

Čili, malá změna otáček v poměru 1,08 (nebo frekvence) vede k veliké změně fáze o 2π . Soustružení je tedy velmi citlivé na změnu otáček. Dostatečná změna fázového úhlu by byla 90° . K tomu stačí 2% změna otáček. Takováto regulace je nepraktická.

Při frézování se záběr břitů nástroje střídá a nástroj rovněž nevychází z kontaktu s obrobkem. Tentokrát však není regenerace vln dána otáčkami obrobku, ale nástroje. Záleží na počtu vln mezi průchodem následných zubů. Proto se rovnice (1) změnila na

$$N + \frac{\varepsilon}{2\pi} = \frac{60 \cdot f}{n \cdot z} \quad (2)$$

Počet celých vln mezi zuby při čelním frézování může být např. $N=60 \cdot f / n \cdot z = 60 \cdot 600 / 600 \cdot 10 = 6$. Nyní je ke změně fáze o 2π , tj. o jednu vlnu, zapotřebí $(7/6)=1.17$, tj. 17% změny otáček. Při obrábění stopkovou frézou: $N=60 \cdot 1100 / 7000 \cdot 3 = 3,14$. Poměr $(N+1)/N=4.14/3.14=1.32$, tj. otáčky je nutno změnit o 32%. Tento rozdíl otáček je již pro regulaci přijatelný. Z těchto důvodů se chvění potlačuje „řízením“ otáček pouze u frézovacích strojů.

3. Výpočet a měření stability při frézování

Uvažujeme-li o frézovacích operacích je reálná složka frekvenčního přenosu, měřená na nástroji nejdůležitější dynamickou charakteristikou konstrukce včetně nástroje. Analyticky lze odvodit podmínku stability, [1]

$$a_p = -\frac{1}{2 \cdot K_s \cdot G(f)} \quad (3)$$

kde K_s je specifická řezná síla a $G(f)$ je reálná část přenosové funkce měřená na nástroji pro danou technologii. Platí pro ni:

$$G(f) = u_1 \cdot G_1(f) + u_2 \cdot G_2(f) + \dots + u_n \cdot G_n(f), \quad (4)$$

kde G_1 a G_2 jsou „tzv. přímé přenosy“ resp. charakteristiky kmitavého systému stroje zjednodušeného na systém se dvěma tvary kmitů. Pomocí směrových faktorů u_1 a u_2 jsou řezná síla a tvary kmitů promítnuty do normály k obráběnému povrchu. Teoreticky má kmitavý systém nekonečně mnoho tvarů kmitů. Praktická hranice vyplývá z výpočtu meze stability obrábění, kde se dokazuje, že k nestabilitě může dojít pouze je-li $G(f) \leq 0$. Tím se počet uvažovaných tvarů kmitů redukuje většinou na dva až tři tvary, z nichž často jeden bývá dominantní. Tvary lze identifikovat s konstrukcí měřením přenosů v několika místech a tím rozhodnout o případných úpravách stroje. Pro $G(f)$ dále platí:

$$G(p) = \frac{u_1}{k_1} \cdot \frac{1 - p_1^2}{(1 - p_1^2)^2 + (2\zeta_1 p_1)^2} + \frac{u_2}{k_2} \cdot \frac{1 - p_2^2}{(1 - p_2^2)^2 + (2\zeta_2 p_2)^2}, \quad (5)$$

kde $p_i = f/f_{ni}$ je poměrná vlastní frekvence a ζ_i je poměrné tlumení.

Metoda byla intenzivně využívána již ke zlepšování dynamických vlastností konvenční obráběcích strojů a nástrojů. V posledních letech realizovali Th.Delio a K.S.Smith, z University of Florida, pod vedením J.Tlustého, zařízení a komplex programů k výpočtům i verifikaci stabilitních diagramů. Protože se tím vyšetřování strojů velmi zrychlilo, otevřely se nové možnosti podrobného zkoumání vlastností strojů. Diagramy stability jsou známy již velmi dlouho. S.A.Tobias v letech 1948 až 1954. experimentálně zjistil, že mez stability se mění dosti významně s otáčkami nástroje, resp. s řeznou rychlostí. To se brzy podařilo Tlustému teoreticky odvodit. Dnešní výpočty meze stability využívají vztahu pro otáčky

$$n(f) = \frac{60 \cdot f}{z \cdot \left(\frac{\varepsilon}{2\pi} + N \right)} \quad (6)$$

kde f je budící frekvence resp. frekvence kmitů stroje, z je počet zubů nástroje, ε je fáze mezi vlnitostí povrchu obrobku a kmitáním stroje a N je počet celých vln na obráběném povrchu. Pro fázi vlnitosti a kmitů platí dále:

$$\varepsilon = \text{actg} \frac{G(f)}{H(f)}, \quad (7)$$

kde $G(f)$ je již známý „reálný přenos“ a $H(f)$ je imaginární část frekvenčního přenosu na nástroji. Frekvenční přenos se získává experimentálně. Spojením vztahů (3) až (7) se vypočte diagram stability respektující všechny důležité technologické podmínky řezného procesu i konstrukční parametry stroje, včetně nástroje.

Přínosem nové metody a příslušného měřicího zařízení je to, že

5. O metodě měření stability

Nová metoda, uplatněná na frézovacím centru, předpokládá, že stroj je možné rozdělit na dva kmitavé subsystémy. Prvním je nosná soustava, rám stroje. Ta má relativně vysokou dynamickou tuhost vůči druhému subsystému, kterým je vřeten s upínacím zařízením a nástrojem. Systém vřeten–nástroj rozhoduje o vlastnostech stroje při obrábění, tj. o stabilitě. Proto se veškerá měření odbývají na nástroji upnutém ve vřetenu. Cílem je změřit frekvenční charakteristiky v tomto místě a vypočítat z nich diagram stability. Protože nástroj ovlivní podstatně výslednou tuhost stroje při obrábění, je nutné vždy udávat výsledky měření s popisem nástroje. Udává se také materiál obrobku. Příklad diagramu stability (Stability Lob Diagram) byl již ukázán na Obr. 2 v horním okně. Je to závislost mezní axiální hloubky třísky (označujeme ji a_p - Stable Depth, viz též vztah (3)) na otáčkách vřetena při dané radiální hloubce řezu a_e a dalších technologických podmínkách výkonnostní zkoušky. Slovem „lob“ jsou označeny svisle orientované smyčky grafu. Je vidět, že „mezní tříška“ se silně mění s otáčkami. To je důsledek změny frekvence v reálném přenosu i změny počtu celých vln mezi následujícími řezy. V diagramu stability vymezuje růžová a bílá plocha stabilní oblast, kdy se obrábí bez chvění. Naopak, šedá plocha je oblast nestability. Nejmenší hodnota „mezní třísky“ se označuje jako kritická mezní tříška. S touto třískou lze obrábět stabilně při libovolných otáčkách vřetena.

Ve spodní části Obr. 2 je závislost frekvence samobuzeného chvění (Chatter Frequency), které může při obrábění vzniknout, na otáčkách vřetena. Křivka je vodičkem k volbě optimálních otáček, které leží vždy mezi loby. Optimální jsou ty otáčky, se kterými dosáhneme nejvyšší mezní třísky a tedy i řezného výkonu. Jedny z možných otáček jsou v tomto případě 13670 1/min. Další volíme podle materiálu obrobku a plátků, ale též s přihlédnutím k vrcholů křivky označeným svislými čarami v grafu nebo zlomům (nespojitést) křivky lob diagramu. V praxi stačí volit otáčky vřetena v jejich blízkém okolí. Technolog využívá diagramu tak, že volí axiální hloubku třísky a_p a otáčky (řeznou rychlost) ve stabilní oblasti. Pak bude obrábět bez chvění. Jinak, v šedivé oblasti, vzniknou silné samobuzené vibrace, které nedovolí obrábět, a které mohou zničit plátky nebo dokonce poškodit ložiska vřetena.

6. Podmínky zkoušek

Hodnocení dynamických vlastností vřetenových jednotek frézovacích center ukážeme na příkladu obrábění šedé litiny. Vřeten je možné dynamicky hodnotit jednak podle dosažené dynamické tuhosti a jednak podle velikosti mezní hloubky třísky, čili podle úrovně stability.

Byly použity dvě čelní frézy průměru 80 a 160mm a jedna válcová fréza, průměru 50mm. Řezné podmínky a podmínky použité pro výpočty diagramů stability jsou v **Tab. 1**. Charakteristika pohonu vřetena má jmenovité otáčky 1200 1/min, maximální otáčky 6500 1/min. Instalovaný výkon motoru je 38kW. Ta část zkoušek, o které hovoříme v tomto příspěvku probíhala za stálé polohy nástroje v pracovním prostoru. Kromě toho je nutné prozkoumat dynamickou výkonnost stroje a několika typických polohách nástroje v celém pracovním prostoru.

Tab. 1. Vybrané podmínky zkoušek

Průměr nástroje [mm]	50	80	160
Posuv na zub [mm]	0,13	0,18	0,15
Řezná rychlost [m/min]	140	200	180

Otáčky [1/min]	891	795	358
Počet zubů	2	6	10
Radiální hloubka řezu [mm]	35	80 (drážka)	135

7. Dynamická tuhost stroje na vřetenu

Dynamickou tuhost na vřetenu definujeme vztahem:

$$k_d = \frac{1}{\Phi_{rezon,max}}, \quad (9)$$

kde $\Phi_{rezon,max}$ je nejvyšší hodnota dynamické poddajnosti nalezená v amplitudové charakteristice měřené na vřetenu. Výsledkem je tedy nejnižší hodnota tuhosti. (Pozor, nezaměňovat s dominantním tvarem kmitů a s dominantní frekvencí, ta se vyznačuje nejvyšším záporným extrémem reálné charakteristiky.) Příklad amplitudové charakteristiky je na Obr. 4. Nejvyšší poddajnost je zde označena křížkem.



Obr. 4 Amplitudová charakteristika vřetena

Dynamická tuhost je důležitým parametrem, který umožní srovnání vřeten a nástrojů společně, nebo vřetena a nástroje zvlášť. Dynamická tuhost vřeten se zatím běžně k hodnocení nepoužívá. Důvodem je patrně její obtížné měření stávajícími přístroji. Výše jmenované zařízení a metodika však toto omezení zcela odstraňují. Z literatury jsou známé statistické údaje této dynamické tuhosti, což je v následující tabulce použito jako reference, X-REF, Y-REF.

Tab. 2 Dynamická tuhost vřetena vertikálního frézovacího centra

Vertikální frézovací centrum	směr X N/um	X/REF, %	Vlastní frekvence Hz	Statistika- průměr X, REF, [N/um/m]	směr Y N/um	Y/REF, %	Vlastní frekvence Hz	Statistika- průměr Y,REF, [N/um/m]
Hodnocení dynamické tuhosti ve vztahu k velikosti stroje, d=1,2m								
D50	15,1	119	867	12,7	10,4	102	567	10,2
D80	21,0	165	867		12,5	122	612	
D160	12,1	95	545		8,7	85	481	
Průměr	16,1	126			10,5	103		
Srovnatelný průměr	16,1/1,2 =13,4	105			10,5/1,2 =8,7	85		
Hodnocení dynamické tuhosti ve vztahu k výkonu motoru, P=38kW								
D50	0,40	95	867	0,42	0,27	76	567	0,36
D80	0,55	131	867		0,33	91	612	
D160	0,32	76	545		0,23	63	481	
Průměr	0,423	101			0,277	76		

Tab. 3 Dynamická tuhost vřetena horizontálního frézovacího centra

Horizontální frézovací centrum	směr Z N/um	X/REF, %	frekvence Hz	Statistika- průměr Z, REF, [N/um/m]	směr Y N/um	Y/REF, %	frekvence Hz	Statistika- průměr Y,REF, [N/um/m]
Hodnocení dynamické tuhosti ve vztahu k velikosti stroje, d=1,2m								
D50	9,3	85	-	10,9	6,9	67	-	10,3
D80	11,4	104	-		8,8	85,4	-	
D160	4,7	43	-		6,5	63,1	-	
Průměr	8,5	78	-		7,4	71,8	-	
Srovnatelný průměr	8,5/1,2 = 7,1	65	-		7,4/1,2 = 6,1	59,2	-	
Hodnocení dynamické tuhosti ve vztahu k výkonu motoru, P=38Kw								
D50	0,24	61,5	-	0,39	0,18	58,1	-	0,31
D80	0,30	77	-		0,23	74,2	-	
D160	0,12	30,7	-		0,17	54,8	-	
Průměr	0,22	56	-		0,19	61	-	

Jak je vidět z tabulek, tuhost v místě nástroje ovlivňuje především sám nástroj. Je to zřejmé ze srovnání dosažených tuhostí s D50 a D80 oproti nástroji D160. Nástroj je upnut ve vřetenu prostřednictvím držáku na kuželové ploše. Držák se na tuhosti také podílí. Značný podíl má i vřeteno s jeho uložením. V tomto příkladě však nejsou tyto podíly hodnoceny. Frekvence, udané v Tab. 2, jsou nejnižší rezonanční frekvence soustavy vřeteno-nástroj. Nižší hodnoty ve směru Y potvrzují nižší tuhost v tomto směru.

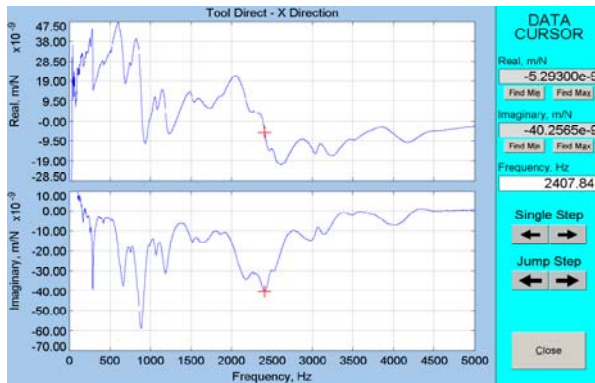
8. Závěr hodnocení tuhosti

Závěrem hodnocení dynamické tuhosti strojů a nástrojů můžeme říci, že se potvrzuje předpoklad značného vlivu dynamické tuhosti nástrojů na celkovou tuhost v pracovním prostoru. K nástroji musíme počítat i jeho držák, a to nejen konstrukci držáku, ale i „sezení“ kuželu ve vřetenu, případně upínání. Vertikální vřeteno vychází z porovnání dynamicky tužší než horizontální. Důležité by mohlo být porovnání těchto strojů českých výrobců se zahraničními stroji, které jsou vzaty jako referenční. Podle průměrných hodnot ze všech tří nástrojů je tuhost vertikální frézky průměrná. Vezmeme-li však v úvahu nízkou tuhost nástroje D160, danou jeho konstrukcí a určením pro vyšší řezné rychlosti, pak se zbývajících nástroji dosahuje vertikální centrum hodnot nadprůměrných. Horizontální centrum nedosahuje v průměrných hodnot obdobných strojů ze zahraničí. Výjimkou je nástroj D80. odhadovaná nejistota tohoto srovnání činí asi 20%.

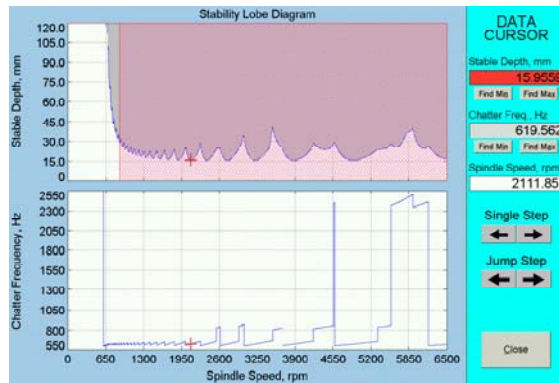
Je potřeba upozornit, že nejméně tuhé tvary, a jim příslušející dílce stroje, nemusí ještě nutně zapříčinit nízkou mezní tříska a tedy i řezný výkon. Mezní tříska totiž určuje záporný extrém reálné charakteristiky stroje, kdežto dynamickou tuhost určuje nejvyšší vrchol amplitudové charakteristiky. O mezních třískách pojednává další odstavec.

9. Stabilita a řezný výkon nástrojů

V tomto odstavci zhodnotíme využitelnost vřeten a nástrojů z hlediska dynamiky. Každý z vybraných nástrojů byl popsán, spolu s držákem a vřetenem, určitou dynamickou charakteristikou a odpovídajícím diagramem stability. Obr. 5 a Obr. 6.

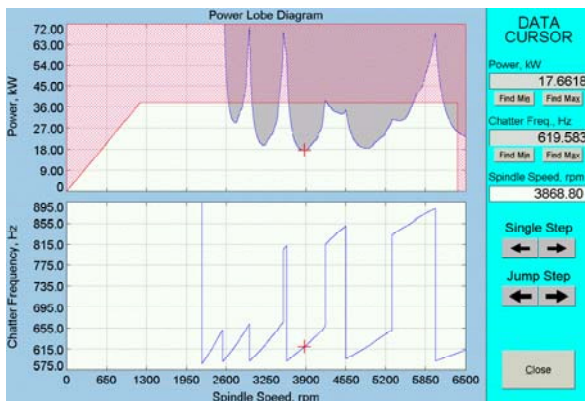


Obr. 5 Charakteristiky pro D50 v ose X, vertikální frézka

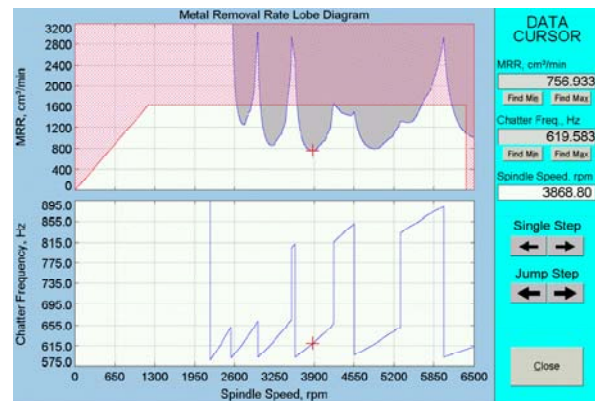


Obr. 6 Odpovídající stabilita s nástrojem D50 v ose X

Oba stroje, resp. jejich vřetena, byly hodnoceny mezní třískou, řezným výkonem a využitím výkonu motoru. Na Obr. 6 je stabilní oblast obrábění vymezena zhruba vodorovnou čarou kritické mezní třísky $a_p = 15$ mm a svislou čarou $n = 891$ 1/min, což jsou otáčky nástroje, odpovídající zadané řezné rychlosti $v = 140$ m/min a nástroji $D = 50$ mm. V podstatě jde o momentovou charakteristiku pohonu. Axiální hloubka třísky má v diagramu maximum na 120 mm, což není reálné s daným nástrojem a ani s daným motorem. Zde je řezný výkon omezen nástrojem.



Obr. 7 Diagram výkonu potřebného k obrábění a výkonová charakteristika pohonu vřetena vertikální frézky



Obr. 8 Diagram řezného výkonu vřetena, angl. MRR = Metal Removal Rate, vertikální frézka

Např. bychom mohli, podle Obr. 6, zvolit podmínky označené křížkem-kurzorem: $n = 2011$ 1/min, a $a_p = 15,9$ mm. Byly by to podmínky přesně na mezi stability. Ještě lepší podmínky řezu, a tím i vyšší řezný výkon bychom získali při vyšších otáčkách mezi loby. Např. otáčky 3560 1/min. Jsme však omezeni výkonovou charakteristikou pohonu vřetena. Ta je v obvyklém tvaru na Obr. 7. Od $n = 0$ příkon narůstá na jmenovitou hodnotu $P = 38$ kW při otáčkách $n = 1200$ 1/min. Čára končí omezením dovolenou řeznou rychlostí (pro nástroj a materiál obrobku), v tomto případě 1000 m/min. Řezný výkon, závislý na mezní třísce dle (8) je na Obr. 8.

Tab. 4 Souhrnné hodnocení výkonnosti strojů s danými nástroji

Vertikální frézka	Otáčky vřetena	Řezná rychlost	Minutový posuv	Posuv na zub	Radiální šířka třísky	Axiální hloubka třísky	Řezný výkon	Výkon vřetena	
	l/min	m/min	mm/min	mm/zub	a_c mm	a_p mm	cm ³ /min	kW	%
D50	892	140	232	0.13	35	40	325	10.8	28.5
D80	796	200	860	0.18	80	7.4	963	32.1	84.5
D160	358	180	537	0.15	135	6.6	464	15.5	40.7
Horizontální frézka	Otáčky vřetena	Řezná rychlost	Minutový posuv	Posuv na zub	Radiální šířka třísky	Axiální hloubka třísky	Řezný výkon	Výkon vřetena	
	l/min	m/min	mm/min	mm/zub	a_c mm	a_p mm	cm ³ /min	kW	%
D50	1274	200	433	0.17	40	40	693	23.1	60.8
D80	709	178	638	0.15	55	7.4	260	8.7	22.8
D160	358	180	537	0.15	135	6.6	479	16.0	42.0

Řezný výkon je nejlepším kritériem pro hodnocení nástrojů. Zahrnuje mezní třísku i další technologické parametry a poskytuje objektivní pohled. Z tabulky vidíme, jaké je množství odebraného materiálu s různými nástroji. Všimněme si, že nástroj D160, ačkoliv podle dynamické tuhosti je nejslabší, má vyšší řezný výkon 479 cm³/min než fréza D80, 260 cm³/min na horizontce. Výkon vřetena se počítá dle vztahu

$$P = \frac{V \cdot k_c}{60 \cdot \eta \cdot 10^6} = \frac{a_p \cdot a_e \cdot f_{\min} \cdot K_s}{60 \cdot \eta \cdot 10^6} = \frac{a_p \cdot a_e \cdot f_z \cdot n \cdot z \cdot K_s}{60 \cdot \eta \cdot 10^6} \quad [\text{kW}] \quad (10)$$

Čili, jde o výkon, potřebný k úběru daného množství materiálu. Vpravo od sloupce výkonu je v procentech uvedeno využití instalovaného výkonu motoru. Využití je poměr

$$\nu = \frac{P}{P_j} \cdot 100, \quad (11)$$

kde P_j je jmenovitý výkon motoru. V tomto případě je jmenovitý výkon obou strojů 38kW. Využití, jak vidíme není velké. Nejvyšší hodnota je cca 85%. Je to způsobeno převážně tím, že ke zkouškám byly zvoleny nástroje pro konvenční řezné rychlosti, maximálně 200m/min, viz Tab. 1. Otáčky nástrojů snižují výkon vřetena. Všechny odpovídající otáčky nástrojů leží pod jmenovitými otáčkami motoru $n_j=1200$ 1/min. Podle Obr. 7 se tedy pohybujeme na šikmé počáteční části výkonové charakteristiky, kde motor nedosahuje plného výkonu. Přesto počítáme využití ze jmenovitého výkonu, protože ten není právě v této oblasti využit. Jinak řečeno, pro konvenční rychlosti je motor předimenzován.

10. Závěr hodnocení stability a výkonnosti vřeten

Cílem konstruktéra je, chce-li zlepšit výkonnost vřetena, snížit záporné extrémy těchto tvarů v reálné charakteristice. Je to možné udělat zvýšením statické tuhosti a tlumením těch dílců, které kmitají vlastními frekvencemi tvarů. Oba parametry působí stejně. Dosažení vysoké tuhosti vřeten je limitováno omezením dovolené hmotnosti u rychlých strojů, otáčkovými čísly rychloběžných ložisek a materiály používanými na stavbu vřeten. Ve světě jsou dnes dosahovány hodnoty statické tuhosti v radiálním směru okolo 135N/um. Tuhost nástrojů je také omezena jejich účelem a tedy i konstrukcí a materiálem. Poměrné tlumení vřeten se běžně pohybuje na hodnotách 2 až 3%. Zvýšení na 5 až 7% by pro vyšší výkonnost bylo významné. Pohony vřeten musí být navrženy s ohledem na dynamické parametry konstrukce vřetena. Oba prvky by měly mít vyvážené parametry pro zvolenou škálu nástrojů a

předpokládané materiály obrobků. K těmto studiím se velmi dobře hodí popsaná metoda měření a hodnocení výkonnosti vřeten. Metoda dovoluje, na základě změřeného modálního modelu, výpočet stability a řezného výkonu pro různé materiály. Příklady viz Tab. 5.

Tab. 5 Zvolené konvenční podmínky pro různé materiály a výpočet řezného výkonu s D80

Materiál obrobku	Specifická řezná síla N/mm ²	Řezná rychlost, m/min	Posuv na zub, mm	Stabilní řezný výkon cm ³ /min	
				Přímá hlava	Úhlová hlava
Konstrukční ocel (11500)	2250	200	0,25	400	304 ^x
Titan	2400	40	0,1	Max 50	Max 238 ^{xx}
Al slitina	700	400	0,4	2100	2630 ^{xxx}

Řezný výkon pro titanové slitiny není, až do uvedené rychlosti, omezen dynamickými vlastnostmi konstrukce stroje a nástroje.

11. Literatura

[1] J.Tlustý, Manufacturing Processes and Equipment, Prentice Hall, New Jersey, 1999

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