

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní

Czech Technical University in Prague
Faculty of Mechanical Engineering

Ing. Pavel Bach, CSc

Perspektivy vývoje frézovacích vřeten

Future Development of Milling Spindles

Summary

Demands of aerospace industry to the metal removal rate of milling units create efforts of designers to propose the very high-speed spindles, because the metal removal rate is proportional to speed. The only important restriction of the high speed, which is considered creating such a spindle, is the speed limit of spindle bearing used. Build-in electro motors are chosen just according power, which is necessary for cutting of the demanded amount of chips per minute. The spindle unit, designed in such a manner, appears in production as a dynamically weak unit. The installed power is not utilised more that to one half because of instability of the cutting process.

Reasons for such a failure can be seen in fact that the modal properties of spindle unit have not been respected. As a spindle unit we understand the complex system of spindle shaft, clamping mechanism, an electromotor and tool-holder with clamped cutter. Modal analysis of such a system shows metal removal rate depending strongly on modal parameters of all mentioned unit parts. The main limiting factor is stable depth of cut, which can be removed by a particular tool under defined stable cutting condition. From the analysis, it can be also concluded that the speed range can be, by performance roughing, utilised only within some particular zones. The highest speed, which can be used for high metal removal, is determined by a natural frequency of the most flexible mode. Besides, the performance depends on machining direction. The relationship of radial depth of cut to tool diameter, as well as tool length is of the same importance.

These entire criterions have to be considered for a spindle unit design, which should fulfil high-level demands of performance. Such a dynamic project is based on experimental experience with some previous spindles, but in particular on calculation of stability using drawings of the proposed spindle. The project must also look at supposed technology and all tools.

This paper is focused on the problem of the so called „High-Speed“ revolutions defined as the highest spindle speed, which can be utilised for high performance roughing from the dynamic point of view. The level of this high speed does not reach demanded values today. This could be challenge for present research and design people. On the other hand, there is a question, if the demand of industry is meaningful.

Souhrn

Požadavky leteckého průmyslu na řezný výkon moderních frézovacích jednotek vyvolávají snahu konstruktérů navrhovat vřetena s velmi vysokými otáčkami neboť řezný výkon je otáčkám přímo úměrný. Jediným důležitým omezením otáček, které se při návrhu bere v úvahu, je otáčkový limit současných vřetenových ložisek. Elektromotory jsou vestavěné mezi uložením a navrhují se podle výkonu nutného k odebrání požadovaného, minutového množství třísek. Takto navržená jednotka se při frézování často dostává do nestabilního stavu při kterém nelze obrábět. Výkon motoru je pak využitelný nejvýše na polovinu.

Příčiny neúspěchu tkví v nerespektování modálních vlastností mechanismu vřetena, lépe řečeno celé vřetenové jednotky. Vřetenovou jednotku chápeme jako komplexní systém zahrnující samotné vřeteno včetně upínacího mechanismu a elektromotoru, dále sem patří držák nástroje a nástroj. Modální analýza takového systému ukazuje, že řezný výkon je silně závislý na modálních parametrech všech vyjmenovaných částí jednotky. Hlavním limitujícím faktorem je mez stability jednotky vyjádřená axiální hloubkou třísky, kterou je nástroj schopen odebrat aniž by vzniklo chvění při obrábění. Z analýzy také plyne, že otáčkový rozsah je při výkonnostním frézování využitelný jen v určitých pásmech. Maximální otáčky pro odběr velkého množství třísek jsou dány vlastní frekvencí nejpoddajnějšího tvaru kmitů. Kromě toho, výkonnost závisí i na směru obrábění. Velmi důležitý je i vztah radiální hloubky třísky k průměru nástroje a délka nástroje.

Všechna tato hlavní hlediska je nutno vzít v úvahu při návrhu vřetenové jednotky, která má splňovat extrémní požadavky výkonnosti. Dynamický návrh se zakládá na experimentálních zkušenostech s předchozími vřeteny, ale hlavně na výpočtu meze stability podle výkresu vřetena. V úvahu bere i předpokládanou technologii včetně nástrojů.

Tato přednáška je zaměřena na problém vysokého řezného výkonu vřetenových jednotek a na tzv. „High-Speed“ otáček, definovaných jako nejvyšší otáčky, které jsou použitelné při hrubování z hlediska stability procesu. Výše HS otáček, i těch nejlepších současných vřeten, zatím nedosahuje hodnot plánovaných a požadovaných průmyslem k dosažení vysokých řezných výkonů. To je pro současný výzkum a konstrukci velká výzva. Na druhé straně však vzniká otázka, jsou-li požadavky průmyslu správně formulovány.

Klíčová slova: Obráběcí stroj, frézování, vysokootáčková vřetena, nástroje, dynamika, modální analýza, chvění při obrábění, výkonnost, konstrukce, dynamické výpočty.

Key words: Machine tool, milling, high-speed spindles, tools, dynamics, modal analysis, chatter, performance, design, dynamic calculation.

České vysoké učení v Praze

Název: Perspektivy vývoje frézovacích vřeten

Autor: Ing. Pavel Bach, CSc

Počet stran: 26

Náklad:

© Pavel Bach, 2006

ISBN

OBSAH

1. Úvod	6
2. Nestabilita obrábění.....	7
3. Dosažitelné otáčky vřeten	13
4. Požadavky a výkonnostní vlastnosti vřeten	15
5. Ladění vřetena	18
6. Konstrukční zásady a Parametry výkonného vřetena	23
7. Závěr.....	24

1. ÚVOD

Při měření a posuzování výkonnosti moderních frézovacích center se velmi často setkáváme s nedostatečným využitím výkonu motoru použitého pro pohon vřetena. Je to způsobeno tím, že konstruktéři vřeten neuvažují při výpočtech jeho dynamické vlastnosti. Ačkoliv se dynamické výpočty a modální analýza již běžně používá při výpočtech nosné soustavy těchto strojů, na vřetena se jaksi zapomíná. Patrně bude trvat ještě nějakou dobu, než budou využívány současné výsledky výzkumu vřeten i vyvinuté experimentální a výpočtové postupy. Výsledkem habilitační práce, ke které se váže i tato přednáška, jsou, kromě jiného, optimalizační postupy konstrukce vřetenových jednotek publikované např. v [8].

Vřeteno, které již svou konstrukcí nesplňuje požadavky vysoké dynamické tuhosti není v provozu možné zlepšit. Je pouze možné najít jeho optimální využití. Tím máme na mysli zejména optimální otáčky pro vysoký řezný výkon, výpočet řezného výkonu a výkonu na nástroji. Skutečně dobré vřeteno je nutné od počátku konstruovat nejen podle běžných postupů, ale i s ohledem na dynamická hlediska, [3].

Požadavky průmyslu jsou vedeny zejména výrobcí letadel, kde frézování profilů křídel a dalších části stroje nahradilo dřívější nýtování. Hluboké kapsy profilů a žeber vyžadují vysoké řezné výkony. Ze surového bloku součásti se odebírá přes 90% materiálu. Tato technologie dovoluje rovnoměrnější využití pevnosti materiálu, dává homogenní i lehčí součásti a díky přesnější výrobě také zaručuje rovnoměrnější rozložení hmotnosti na stroji. Z dynamického hlediska zde však nastává nový problém frézování tenkostěnných, flexibilních žeber. Protože nestabilita při obrábění je určována relativní kmitavou výchylkou mezi nástrojem a obrobkem, musí se dynamická poddajnost obrobku uvažovat při optimalizaci technologických podmínek. Jedná se hlavně o ladění řezné rychlosti. V habilitační práci je tomuto problému také věnována pozornost.

Konstrukci, výrobě i provozu vřeten se věnuje velká péče. Extrémní rychlosti pokusných vřeten se blíží hranici soudržnosti elementů materiálu i dílů nástrojů. Rotující díly vřeten a upínacích elementů se konstruují symetrické, pečlivě se vyvažují, čistí se od provozních nánosů, chrání se před mechanickým poškozením. Konstrukce i technologie výroby nástrojů se snaží vyloučit namáhání odstředivými silami.

Přirozenou snahou konstruktérů vřeten je zajistit řezný výkon dostatečně vysokými řeznými rychlostmi. Protože letecká technologie pracuje často s poměrně maloprůměrovými nástroji, existuje tendence velmi vysokých otáček vřeten. [4]. Je známo, že k takové konstrukci je nutné mít ložiska s vysokým D_n

číslem, což je součin středního průměru ložiska a otáček. Současná výroba ložisek není schopna zajistit vyšší Dn než 2 až $3,6 \cdot 10^6$. To vede na poměrně poddajná vřetena. Ovšem kombinace štíhlých nástrojů a poddajných vřeten způsobuje v jejich dynamice velký pokles tuhosti a ve svém důsledku i výkonnosti. Z těchto protichůdných vlivů právě plyne nutnost optimalizovat vřetena dynamicky.

Avšak i optimálně navržená vřetenová jednotka bude mít svůj limit výkonnosti a zejména své omezení použitelných vysokých otáček. Ty jsou určeny modálními parametry konstrukce vřetena, držáku nástroje i nástroje samotného.

V této přednášce jsou nejprve ve 2. kapitole popsány souvislosti mezi hlavními parametry ovlivňujícími stabilitu obrábění. 3. kapitola ukazuje na příkladu autorovy vlastní úvahy a výpočty dosažitelných otáček frézovacích vřeten. Podrobně je tato problematika uvedena v habilitační práci v kapitole (odstavcích) 8.4 až 8.7 „Vztah konstrukce a pohonu vřetenové jednotky“. Ve 4. kapitole přednášky jsou, opět na číselném příkladu, ilustrovány výsledky autorovy práce z kapitoly 10. habilitace, nazvané „Dosažitelné řezné výkony současných frézovacích vřeten“. V 5. kapitole nazvané „Ladění vřetena“, jsou shrnuty výsledky 11. kapitoly habilitace s názvem „Optimalizace výkonnosti frézovacích vřeten během jejich návrhu“. Jsou zde formulovány, a výpočty zdůvodněny, konstrukční požadavky na vřetena, která by v budoucnu mohla mít řezný výkon požadovaný dnes leteckým průmyslem.

2. NESTABILITA OBRÁBĚNÍ

V případech, kdy se vřeteno a nástroj dostanou do vlivů dynamických sil generovaných nestabilním kmitáním buzeným řezným procesem mluvíme o regenerativním kmitání a kmitání v polohové vazbě. Jev byl popsán J. Tlustým, M. Poláčkem a jejich spolupracovníky již před více než 50 lety [1]. Tlustého poslední práce [2] z roku 1999 shrnuje to, co přežilo prověřeno praxí a uvádí inovovaný pohled na tuto problematiku. Běžně se pro tento druh kmitání používá v anglické literatuře název „chatter“. Český ekvivalent je „chvění“, rozumí se chvění při obrábění. Teorie předpokládá lineární kmitavý systém a k řešení problému používá frekvenčních přenosových funkcí, které jsou na obráběcích strojích měřitelné. Přes mechanickou složitost obráběcích strojů se daří vytváření jejich modální interpretace. Přestože jsou modální modely zjednodušeny, je zachována jejich souvislost s konstrukcí, což umožňuje přijetí modifikačních opatření doporučených optimalizačním výpočtem.

K rozlišení stabilního a nestabilního stavu obrábění se při frézování osvědčilo používat axiální hloubku třísky, označení a_p . Zvyšuje-li se a_p , zvyšuje se i energie, kterou řezná síla působí na kmitavou soustavu vřetenové jednotky. Tento prvotní zdroj energie je při určité hloubce třísky modulován dynamickou

složkou – budící silou, vzniklou díky odřezávání periodicky proměnlivé tloušťky třísky, viz Obr. 1. Proměnlivá tloušťka vznikne jako rozdíl vln, zanechaných na povrchu obrobku prvním řezem, a kmitů břitu nástroje. Frekvence budící síly je blízká některé vlastní frekvenci kmitavého systému včetně držáku a nástroje.

Maximální hodnota řezné síly při stabilním frézování, tj. bez chvění, je dána specifickým řezným odporem K , posuvem na zub f_z a axiální hloubkou třísky a_p dle vztahu

$$F_{stat} = K \cdot f_z \cdot a_p. \quad (1)$$

Nazveme ji statickou silou, přestože během řezu zubu se její hodnota mění pouze s tloušťkou třísky, avšak nikoli periodicky. Periodicky se tato síla opakuje až během jedné otáčky s tzv. zubovou frekvencí

$$f_z = n \cdot z, \quad (2)$$

kde n jsou otáčky včetně nástroje a z je počet zubů nástroje.

Při nestabilním obrábění vzniká navíc dynamická síla F_{dyn} . Tím se rozumí síla generovaná periodickou změnou tloušťky třísky na dráze mezi dvěma sousedními zuby frézy. Je dána vztahem

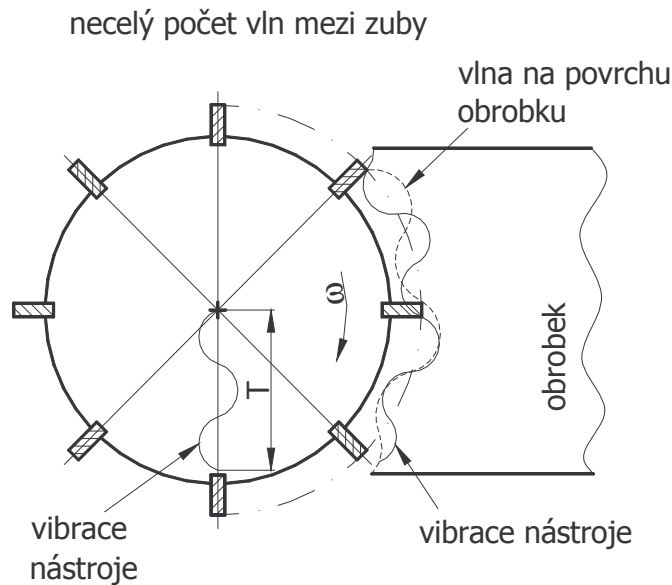
$$F_{dyn} = -K \cdot [Y_0(t) - Y(t)] \cdot a_p, \quad (3)$$

kde funkce $Y(t)$ označuje kmity aktivního zubu v řezu a $Y_0(t)$ jsou vlny, zanechané na povrchu předchozím zubem. Pokud je obrobek vůči nástroji velmi tuhý, jsou kmity $Y(t)$ měřitelné na nástroji. U flexibilních obrobků je třeba měřit i na obrobku. Funkce $Y(t)$ pak představuje relativní kmitání nástroj-obrobek. Pro další řešení předpokládáme, že rozdílový vektor amplitud $Y_0 - Y$ je reálný. Vliv komplexního rozdílového vektoru na mez stability je prodiskutován v [5].

Podle (3) obrábí nástroj zvlněný povrch a současně sám kmitá. Kmity a vlny jsou fázově posunuté o úhel ψ , pro nějž platí vztah

$$\psi = 2\pi - 2 \cdot \arctg \frac{G(f)}{H(f)}, \quad (5)$$

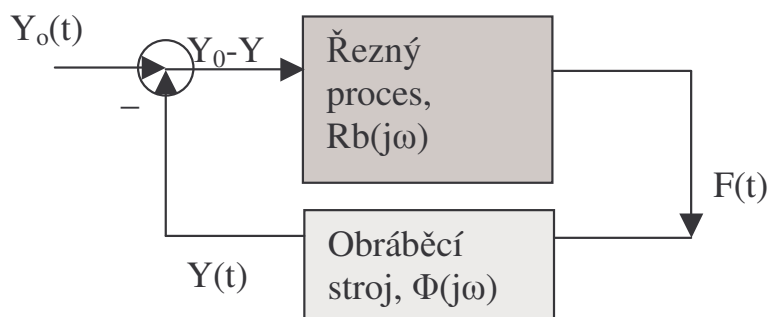
kde $G(f)$ je reálná část přenosové funkce kmitavého systému, $H(f)$ je část imaginární. Při odvození vztahu (5) se předpokládá rovnost amplitud $Y=Y_0$, tedy stav na mezi stability.



Obr. 1 Řezání vln mezi zuby nástroje

Posunutí dvou periodických funkcí vede v jejich rozdílu opět k funkci periodické. V našem případě se bude periodicky měnit tloušťka třísky právě odřezávané, tedy ležící mezi dvěma sousedními zuby nástroje. O frekvenci této změny zatím řekněme jen to, že je vyšší než vlastní frekvence nejpoddajnějšího tvaru kmitu soustavy a může jí být blízká, avšak nikoli rovna. Do kmitavé soustavy zahrneme vřeteno, jeho uložení, hmotnost rotoru motoru (pokud je integrovaný uvnitř vřetena), upínání nástroje a nástroj. Této kmitavé soustavě budeme dále říkat „vřetenová jednotka“. Frekvence chvění může být blízká i zubové, nebo dokonce otáčkové frekvenci. To záleží na modálních vlastnostech vřetenové jednotky. V žádném případě to není frekvence segmentace třísky, která leží řádově výše než vlastní frekvence vřetenové jednotky. Kromě toho se frekvence chvění mění s otáčkami nástroje tak, že skokem změni svou hodnotu v případě, že při daných otáčkách rozhoduje o nestabilitě jiný tvar kmitů.

Dynamická síla, takto generovaná, budí zpětně kmity stroje $Y(t)$ a celý proces má charakter zpětnovazebního regulačního obvodu. Viz Obr. 2. Tlustý v [1] odvodil, že takto se může chovat i systém s jedním tvarem kmitů. Příklad byl nazván „regenerativní princip samobuzeného kmitání“. Vřetena obráběcích strojů mají velmi často dva poddajné tvary vzájemně téměř kolmé. O. Daněk odvodil teoreticky a M. Poláček to prokázal experimentálně [1], že periodické pohyby ve dvou směrech současně lze pak vybudit i v případě, že $Y_0(t)=0$. Tento případ byl nazván „princip polohové vazby“.



Obr. 2 Zpětnovazební charakter samobuzení při obrábění

Samobuzené kmitání vřetenové jednotky se vybudí např. nárazem čela zuby frézy do materiálu obrobku na začátku řezu. Prvotní budící síla má tedy tvar skokové změny. Ještě během odřezávání třísky se systém rozkmitá a záleží na dalších okolnostech, zda se kmity utlumí nebo zda naopak přejdou v samobuzení.

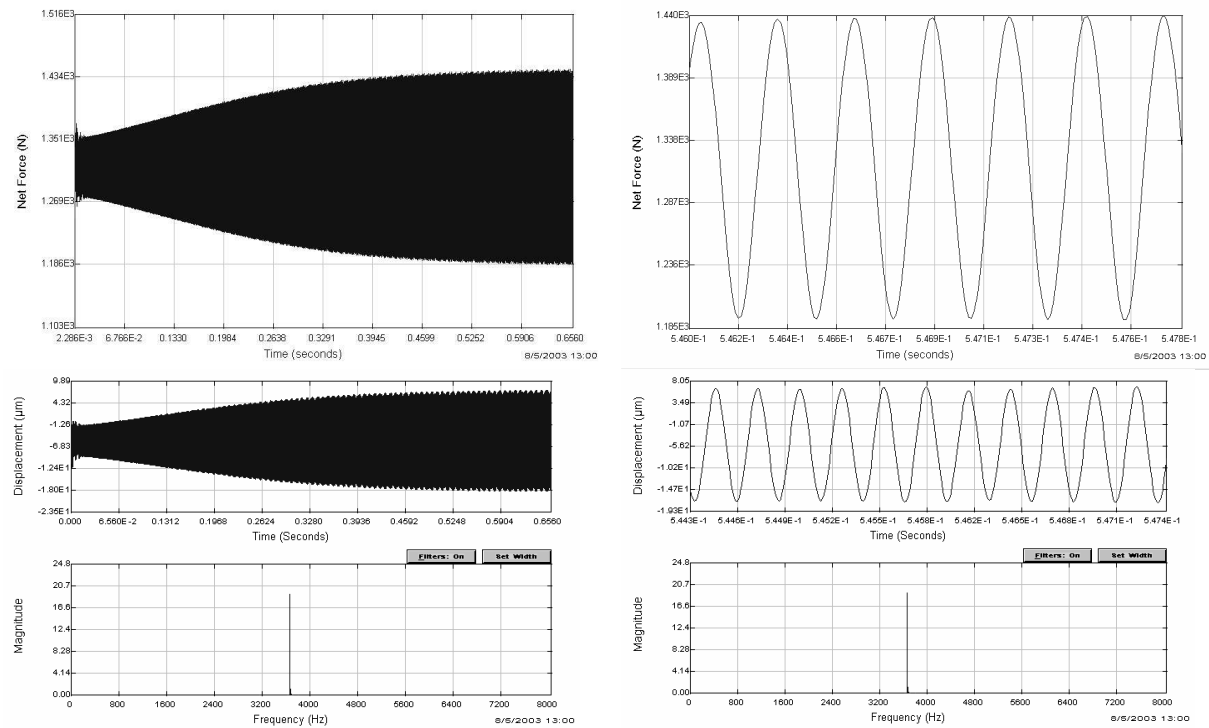
Vztah budící a záběrové (zubové) frekvence udává vztah

$$f_{ch} = f_z \cdot \left(N + \frac{\psi}{2\pi} \right). \quad (6)$$

Zde N je celé číslo takové, že $\psi/2\pi < 1$. Číslo N představuje počet celých vln mezi sousedními zuby, zatímco zlomku v závorce odpovídá zbylá, necelá část vlny. Frekvence chvění je tedy závislá na zubové frekvenci, resp. na otáčkách nástroje při obrábění. Tvar dráhy břítu zřejmě bude nejčastěji obecný, protože fázový posuv pohybů je zpětně závislý na jejich frekvenci, jak je vidět z (5). Pro rozhodnutí, zda se jedná o stabilní nebo nestabilní obrábění není však samotná dráha břítu rozhodující. Důležité je, zda amplituda kmitů narůstá nebo je konstantní. Jestliže narůstá, pak integrál dodávané energie, resp. příkonu, podél dráhy břítu je větší než integrál energie spotřebovávané. Děj je nestabilní. Stabilizuje se až výběhem břítu nad obráběný povrch a tím přerušením dodávky energie. Obr. 3.

Aniž bychom podrobně analyzovali okolnosti obrábění, při kterých dochází k nestabilitě vidíme, že reálný kmitavý systém vřetenové jednotky umožňuje břítu nástroje kmitat vždy, jakmile začneme obrábět. Kmity se podle podmínek buď rozvinou nebo dojde k jejich útlumu. Pro „mez stability“ mezi nestabilním a stabilním obráběním platí podmínka

$$|Y| = |Y_0|, \quad (7)$$



Obr. 3 Modulovaná řezná síla. Vlevo nahoře nárůst síly, vpravo nahoře detail ustálené síly o frekvenci blízké vlastní frekvenci dominantního tvaru. Vlevo dole narůstající výchylka systému včetně spektra o jediné složce, jejíž frekvence je f_{ch} . Vpravo dole detail ustálené výchylky. Síla a výchylka mají stejnou frekvenci.

přičemž

$$|Y| = |\Phi| \cdot F_{dyn}, \quad (8)$$

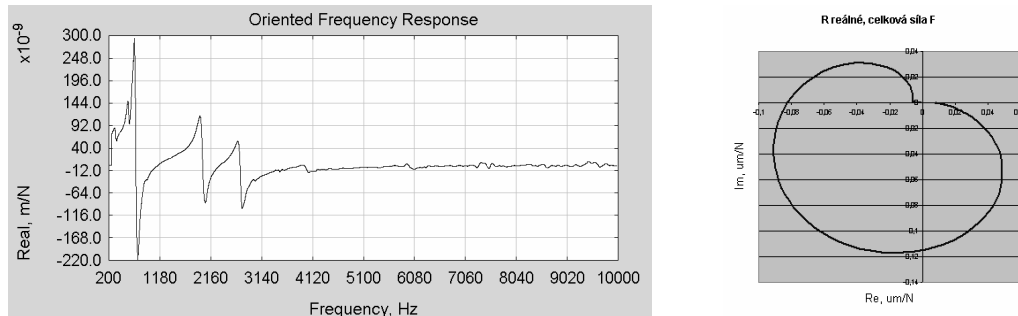
kde Φ je komplexní přenosová funkce uvažovaná, resp. měřená mezi břitem nástroje a obrobkem. S použitím (3), (7) a (8) odvodil Špaček v [1] rovnici pro axiální hloubku třísky na mezi stability.

$$a_{p,lim}(f) = \frac{-1}{2 \cdot K \cdot G_o^{neg}(f)}, \quad (9)$$

kde $G_o, neg(f)$ je negativní část reálného frekvenčního přenosu promítnutá do normály k obráběnému povrchu. Při výpočtu meze stability pomocí přenosů není nutné předem stanovovat počet stupňů volnosti systému. V praxi se vychází z modálního modelu soustavy získaného na základě rozkmitání stroje relativně mezi břitem nástroje a obrobkem. Přitom je možné uvažovat i flexibilní obrobek. Výsledek měření sám ukáže, které tvary kmitů jsou odpovědné za vznik chvění.

Za předpokladu, že vibrace nástroje i vlny na povrchu mají převažující harmonickou složku o stejné frekvenci ale fázově posunutou, lze rovnici (3) pro budící sílu vyjádřit jako

$$F_{dyn} = K.[Y.\sin \omega t - Y_0.\sin(\omega t + \psi)]. \quad (10)$$



Obr. 4 Reálný přenos orientovaný do směru normály k obráběnému povrchu. Příklad komplexního přenosu se dvěma blízkými vlastními frekvencemi (vpravo).

Pro případ že platí (7) a kromě toho i

$$\psi = 2k\pi, \quad (11)$$

budou periodické funkce v rovnici (10) totožné a dynamická síla na mezi stability bude nulová. Čili chvění vůbec nevznikne. Naopak, pro $\psi=3/2k\pi$ bude budící síla největší a tudíž i dodávaná energie bude nejobtížněji spotřebovávána. System bude mít největší sklon k nestabilitě. Této ryze matematické závislosti se využívá při regulaci otáček nástroje tak, aby platila podmínka (11). Vyjádříme to úpravou rovnice (6).

$$\frac{f_{ch}}{f_z} = N + \frac{\psi}{2\pi} \quad (12)$$

Otáčky se nastaví tak, aby pravá strana rovnice (12) byla celočíselná. Pokud tomu tak bude, existuje zřejmě otáčková řada dle vztahu

$$f_z = \frac{f_{ch}}{N}, \quad (14)$$

kde $N=1, 2, 3 \dots$, která s daným nástrojem zaručí frézování bez chvění. Při těchto otáčkách bude i vysoká úroveň meze stability a tím i řezného výkonu, což je všeobecný technologický a ekonomický požadavek. Výpočet meze stability na základě naměřených hodnot $G(f)$ je na Obr. 5. Křivka „Stable depth“ odpovídá reálnému přenosu „Oriented Frequency Responce“ na Obr. 4. Ve výpočtu se uplatňují pouze tři negativní části $G(f)$ ve zvoleném frekvenčním rozsahu 200 až 10 000 Hz. Jelikož systém má v negativní oblasti tři poddajné tvary kmitů, vygeneruje se mez stability jako tři překrývající se série „lobů“. V grafu stability dominuje vždy nejpoddajnější tvar, v našem případě první tvar

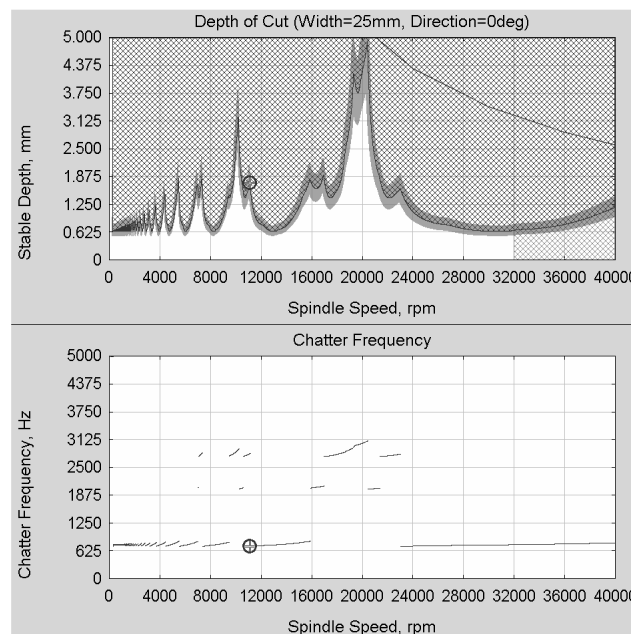
v $G(f)$. Bližší vysvětlení např. v [3]. Tomu odpovídají i tři frekvenční oblasti, ve kterých se vyskytuje hodnota frekvence chvění, jestliže vznikne. V dolní části obrázku jsou to tři série přerušovaných křivek. Každá z oblastí začíná těsně nad hodnotou příslušné vlastní frekvence, od které frekvence chvění mírně stoupá dle vztahu (6). Přerušování odpovídá změně hodnoty N . Na základě těchto popsaných vztahů odvodíme nyní důležitý vztah pro nejvyšší použitelné otáčky frézovacího vřetena pracujícího za velkého výkonu. Nazveme je „dosažitelné otáčky“. Důležitost tohoto parametru vyplyne nejlépe z číselného příkladu.

3. DOSAŽITELNÉ OTÁČKY VŘETEN

Jak jsme již řekli, otáčkový rozsah vřetenových jednotek je limitován jejich přirozenými dynamickými vlastnostmi. Vrátime se nyní k rovnici (14) a za určitých zjednodušení a předpokladů z ní vypočteme několik příkladných hodnot. Pro hodnotu otáček bez chvění platí:

$$n = \frac{60 \cdot f_{ch}}{z \cdot N} . \quad (15)$$

Ze vzorce je zřejmé, že nejvyšších otáček, při kterých současně bude obrábění stabilní, dosáhneme pro dvouzubý nástroj a pro $N=1$. Hodnotu N však nelze volit libovolně. Víme, že představuje počet celých vln mezi sousedními zuby nástroje. Z toho co známe o frekvenci chvění soustavy se třemi poddajnými tvary plyne, že hodnota f_{ch} se může nacházet ve třech pásmech v blízkosti vlastních frekvencí tvarů kmitů. V našem příkladu to jsou hodnoty 714 Hz, 2001 Hz a 2721 Hz. Zdola i shora jsou tato pásma ohraničena průchody nulou orientované reálné charakteristiky $G_o(f)$.



Obr. 5 Diagram meze stability. Kurzorem je na druhém lobu označena frekvence chvění blízká první vlastní frekvenci.

Dále si musíme uvědomit, že pro daný obvod a počet zubů nástroje závisí počet vln mezi zuby na frekvenci chvění a řezné (obvodové) rychlosti dle vztahů (16), (17) a (18) a také (6). Takže počet vln bude

$$N + \frac{\psi}{2\pi} = \frac{l_z}{l_w}, \quad (16)$$

kde dále obvodová vzdálenost zubů je

$$l_z = \pi D / z, \quad (17)$$

a délka vlny je

$$l_w = \frac{1000 \cdot v}{60 \cdot f_{ch}}, \quad (18)$$

Řeznou rychlost v dosazujeme v [m/min]. V příkladu dostaneme parametry dle Tab. 1.

Tab. 1 Počet vln pro $D=25\text{mm}$ a $v=1602\text{ m/min}$, n_{\max} vřetena jsou 40000 min^{-1} .

	1. tvar kmitů	2. tvar kmitů	3. tvar kmitů
Vlastní frekvence, Hz	719	2001	2721
Zubová mezera l_z , mm	39,3		
Délka vlny l_w , mm	37,0	13,3	9,8
Počet vln l_z/l_w	1,06	2,95	4,01
Počet celých vln = číslo mezery mezi loby N	1	2 (cca 3)	4
Optimální otáčky n_{opt} , min^{-1}	21420	30015 (20010)	20407
Dosažitelné otáčky n_{\max} , min^{-1}	21420	60030	81628

Hodnoty l_z a l_w v tabulce byly vypočteny pro otáčky 20400 min^{-1} , kterým odpovídá v grafu stability v Obr. 5 maximum meze stability. Nástroj měl dva zuby, $z=2$. Dosažitelné otáčky se vypočtou podle (15) pro $N=1$. Optimální otáčky jsou nejvyšší otáčky spadající do otáčkovém rozsahu vřetena. Počítají se rovněž dle (15), ale pro skutečný počet celistvých vln mezi zuby. Číslo N také udává pořadové číslo mezery mezi loby pro daný tvar kmitů.

Z výpočtu je předně vidět přímá úměra dosažitelných otáček a vlastní frekvence tvaru kmitů. Současně je zde jasná role dominantního tvaru kmitů. Vůbec nejvyšších otáček 81628 min^{-1} by bylo možné dosáhnout, kdyby o mezi stability rozhodoval třetí tvar kmitů s nejvyšší vlastní frekvencí. V diagramu

stability jsou však loby tohoto tvaru blokovány loby tvaru prvního, který dominuje svou poddajností. Stejně tak se jen velmi málo uplatní tvar druhý. Z této úvahy je zřejmé, že o optimálních otáčkách vždy rozhoduje vlastní frekvence nejpoddajnějšího, dominantního tvaru kmitů. Dostáváme se ke vztahu pro nejvyšší možné otáčky, které lze použít pro výkonné hrubování dvouzubým nástrojem. Nazveme je High-Speed otáčky. Platí zřejmě

$$n_{HS} = 30 \cdot f_{ch} \approx 30 \cdot f_{n,dom} \quad (19)$$

Tato jednoduchá rovnice se jeví pro zajištění vysokého výkonu vřeten důležitější než rovnice pro mezní třísku (9). Na High-Speed otáčkách je totiž automaticky zajištěna vysoká stabilita bez ohledu na hodnotu negativního extrému $G_{o,neg}$, a to v důsledku ztráty buzení. Pro ilustraci ještě můžeme vypočítat, že frekvenci 500 Hz odpovídají HS otáčky 15 000 rpm. Vřeten s maximálními otáčkami 100 000 rpm by mělo HS otáčky pravděpodobně v okolí 65 až 70 tisíc rpm. K tomu by stačila vlastní frekvence dominantního tvaru kmitů 2200 až 2400 Hz. Rovnice (19) bude základem pro naše další výpočty, které by měly objasnit, jaká konstrukce vřetenové jednotky může splnit extrémní požadavky průmyslu.

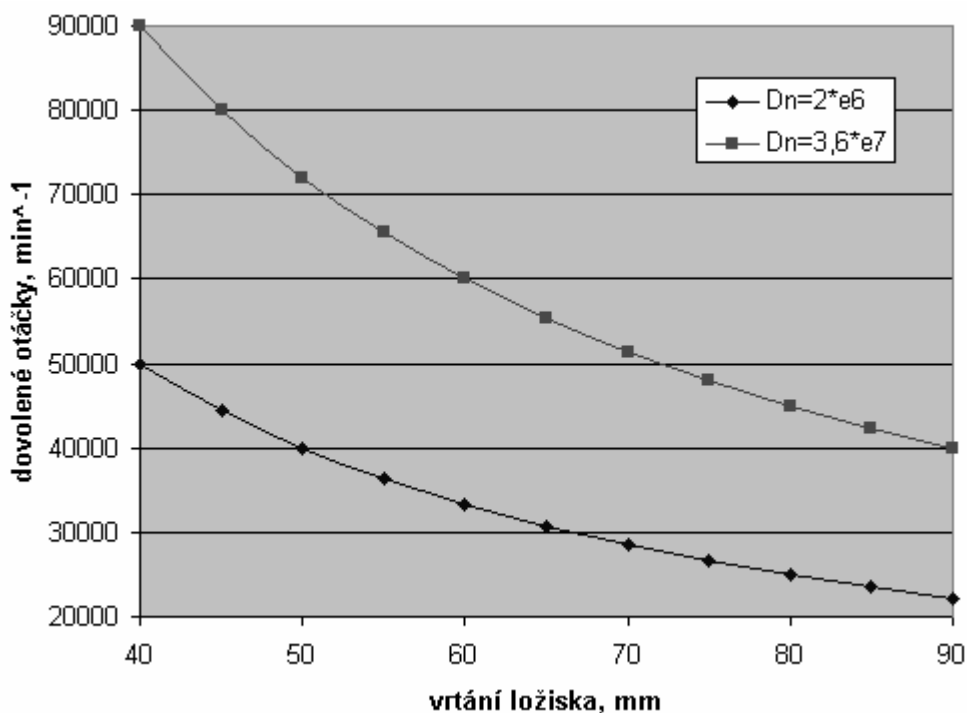
4. POŽADAVKY A VÝKONNOSTNÍ VLASTNOSTI VŘETEN

Požadavky leteckého průmyslu na otáčky vřeten převyšují hodnoty vypočtené v příkladu v Tab. 1. Pro hrubování Al slitin se vyžaduje řezný výkon 4.000 až 6.000 cm³/min a pro dokončování otáčky 60.000 až 80.000 min⁻¹. Dokonce se objevily úvahy o vývoji vřeten s $n_{max}=100.000 \text{ min}^{-1}$ a výkonem 100 kW. Předpokládejme, že výrobci ložisek překonají dnešní limit Dn čísla, který je u keramických ložisek asi $2 \cdot 10^6$. Ve vývoji jsou dnes ložiska s Dn až $3,6 \cdot 10^6$. Předpokládejme rovněž, že motory s dostatečně vysokým výkonem budou konstrukčně použitelné pro vřetenové jednotky. Podívejme se na problém pouze z hlediska stability při obrábění, stabilního řezného výkonu a otáček dosažitelných na mezi stability a hledáme konstrukci vřeten, která by mohla vyhovět těmto požadavkům.

Za výchozí rozvahu mohou sloužit výsledky měření a výpočtů dvou již existujících vřeten v Tab. 2. Vřeten A je nám již známo z Tab. 1. Vřeten B frézovalo stejný materiál identickým nástrojem speciálně konstruovaným pro obrábění leteckého duralu. Obě vřeten byla vyšetřována na hypotetickém rozsahu otáček do 100 000 min⁻¹. Další podrobnosti a analyzované příklady jsou uvedeny v publikacích [3], [4], [6], [7], [8], [9] a v habilitační práci.

Podle grafického srovnání výsledků výpočtu na Obr. 7 má vřeten A zřetelně nižší předpoklady k vysokému řeznému výkonu (MRR) než vřeten B. Příčinou je jeho vysoká dynamická poddajnost 0,453 μm/N. Ta je ovšem dána zvoleným otáčkovým rozsahem 40.000 min⁻¹, podle kterého se musí volit ložiska s vrtáním

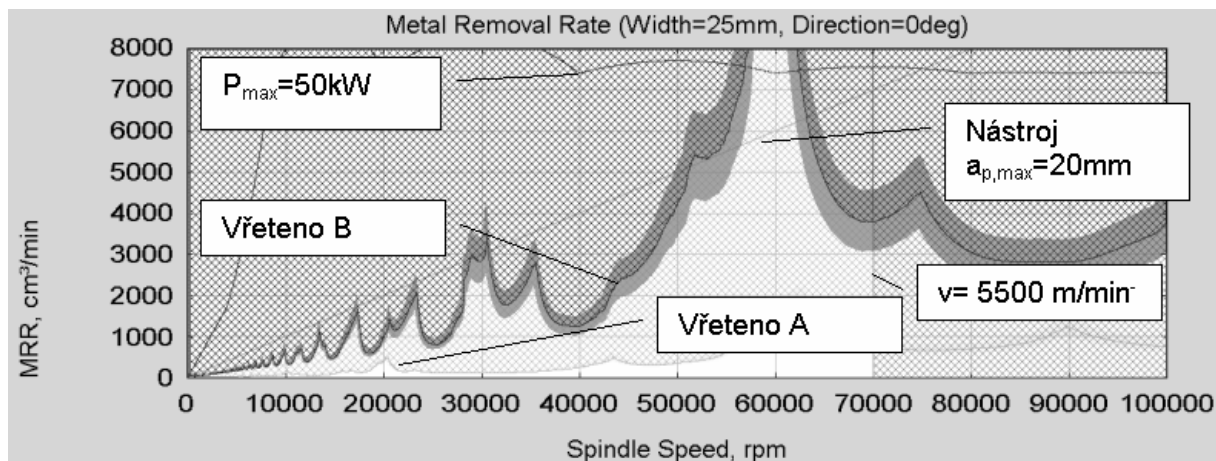
50 mm, dle Obr. 6, dolní křivka, takže hřídel včetně vychází velmi štíhlý. Dnes jsou zatím jen výjimečně k dispozici ložiska s vrtáním např. 75 mm, která by mohla pracovat dlouhodobě na tak vysokých otáčkách. Viz Obr. 6, horní křivka, která platí pro mimořádné hodnoty $Dn=3,6 \cdot 10^6$.



Obr. 6 Dovolené otáčky keramických ložisek

Tab. 2 Parametry vřetenových jednotek

	A	B
n_max, min-1	40.000	24.000
P_max, kW	30 (S1)	50 (S1)
M_max, Nm	18,5 (S1)	52 (S1)
Vrtání ložisek D, mm	50	75
DN=D*n	2,000.000 (keramická ložiska)	1,800.000 (hybridní ložiska)
Nástroj, průměr_počet zubů_délka	25_2_199 [mm]	
Vlastní frek. dom. tvaru, Hz	714	2282
Dynamická poddajnost, μm/N	0,453	0,113
Dosažitelné otáčky, min ⁻¹	21.420	68.460



Obr. 7 MRR vřeten AxB. Výkonnost vřetena „100x50“, $P_{\max}=50\text{kW}$, $n_{\max}=100.000\text{ min}^{-1}$.

Štíhlé vřeteno nemůže dosáhnout vysoké vlastní frekvence s nástroji $D=25\text{ mm}$, délky 200 mm , takže jeho optimální otáčky, při kterých je MRR nejvyšší možný, jsou podle grafu pouze 21.420 min^{-1} . Využití otáčkového rozsahu je tedy poměrně nízké, $21420/40000 \sim \text{cca } 50\%$.

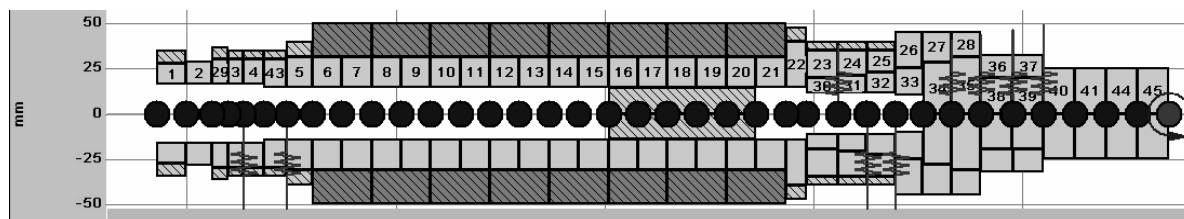
Robustnější vřeteno B má 4x nižší dynamickou poddajnost, 3x vyšší vlastní frekvenci dominantního tvaru kmitů a díky tomu dosahuje při svých nejvyšších otáčkách 24.000 min^{-1} asi 3x vyššího MRR než vřeteno A. Teoreticky by mohlo, s těmito modálními parametry a s nástrojem, který by měl dovolenou $a_p=20\text{ mm}$ a $v_{c,dov}=4700\text{m/min}$, dosáhnout $\text{MRR}=6000\text{ cm}^3/\text{min}$. Pro tvar s vlastní frekvencí 2282 Hz sice vychází v Tab. 2 optimální otáčky 68.460 min^{-1} , ale mezera mezi 1. a 2. lobem je částečně blokována loby odpovídajícími okolními tvarům kmitů, Obr. 7. Proto je lépe počítat s tím, že vřeteno by muselo pracovat na otáčkách cca 60.000 min^{-1} . Dalším předpokladem je motor s výkonem 50 kW . Stávající otáčkový rozsah vřetena by byl na těchto otáčkách využitelný cca na 100% . Charakteristika motoru je v obrázku nakreslena.

Příklad ukázal na některé konstrukční vlastnosti vysoce výkonných vřeten. Tato vřetena se nevyznačují extrémně vysokými otáčkami. Musí však mít jisté modální vlastnosti. Ty mohou být vyjádřeny dynamickou poddajností, tvarem $G(f)$ _přenosu a vlastní frekvencí dominantního tvaru kmitů. Je nutno najít určitou optimální kombinaci těchto parametrů. Nemůžeme očekávat, že velmi štíhlé vřeteno s průměrem 50 mm splní výkonnostní požadavky. Blíže k úspěchu mají vřetena s průměrem v uložení $70\text{ až }75\text{ mm}$. O výkonu nerozhodne samotný nástroj, ale nástroj naladěný k vřetenu. Vysoké řezné výkony mohou podávat i malopřůměrové nástroje jestliže ovšem mez stability je taková, že může být plně využito jejich plátků

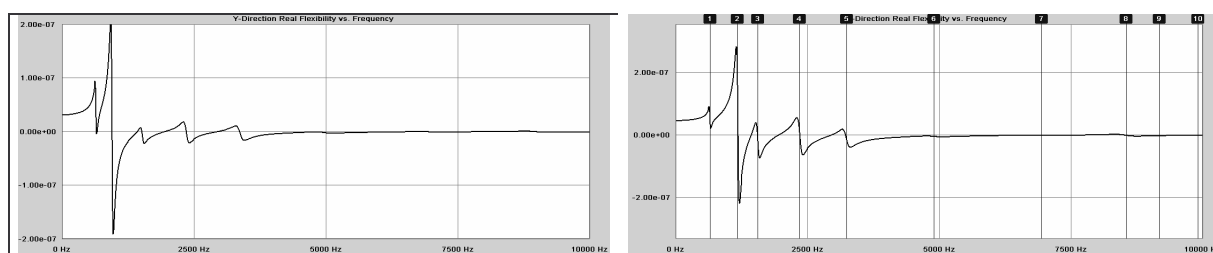
5. LADĚNÍ VŘETENA

V předchozím příkladu jsme ukázali přednosti robustního vřetena B oproti méně tuhému, štíhlému vřetenu A. Obě vřetena jsou běžné konstrukce a vyrábějí se sériově. Nyní ukážeme, jakým způsobem se dá takové vřeteno výkonnostně naladit. Postupně provedeme určité konstrukční úpravy a budeme sledovat jejich vliv na požadovanou výkonnost, tj. na vysoké HS otáčky, které současně zaručí vysokou stabilitu a tedy i řezný výkon.

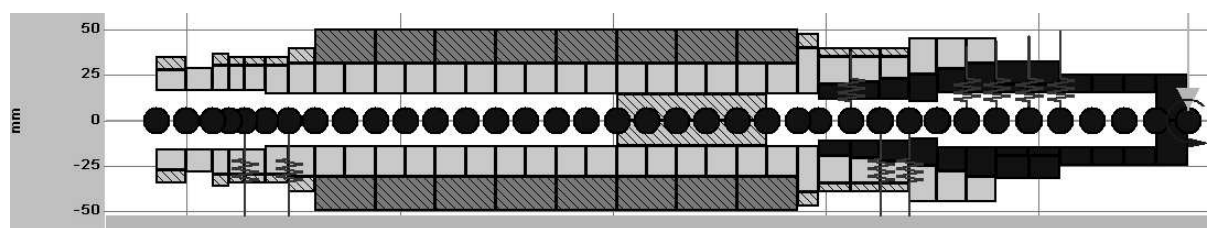
Začneme HS otáčkami. Vlastní frekvence v rovnici (19) se dá dále zvýšit snížením hmotnosti vřetena tak, aby tuhost zůstala co možná zachována. Na Obr. 8 je model elektrovřetena, který použijeme k odhadu vlivu materiálu na spektrum vlastních frekvencí. Vřeteno má průměr v předních ložiskách 70 mm, v zadních 60 mm. Dovolené otáčky ložisek jsou, podle Obr. 6, $28\,500\text{ min}^{-1}$. Na Obr. 9 jsou frekvenční charakteristiky dvou případů. Křivka vlevo patří ocelovému vřetenu, držáku i nástroji. Vlastní frekvence dominantního tvaru má hodnotu 950 Hz. Jestliže bychom držák a nástroj vyrobili z titanové slitiny, změnila by se frekvence na 1110 Hz. Dalším výpočtem lze ukázat, že vyrábět celé vřeteno z titanu nemá smysl, protože by poklesla tuhost a vlastní frekvence by se již prakticky nezměnila. Titanový nástroj D50 odlehčený vyvrtáním D30 posune frekvenci ještě o 70 Hz nahoru. Podobně působí i odlehčený držák nástroje. Viz konstrukce na Obr. 10. S nástrojem D20/30 by vlastní frekvence byla cca 1500 Hz.



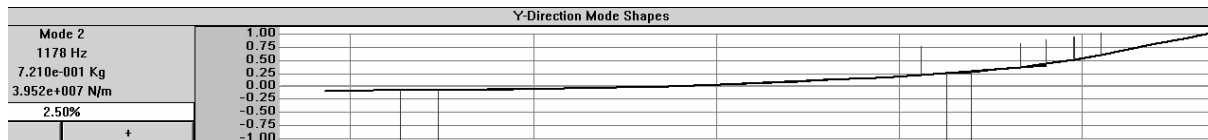
Obr. 8 Elektrovřeteno



Obr. 9 Frekvenční charakteristika

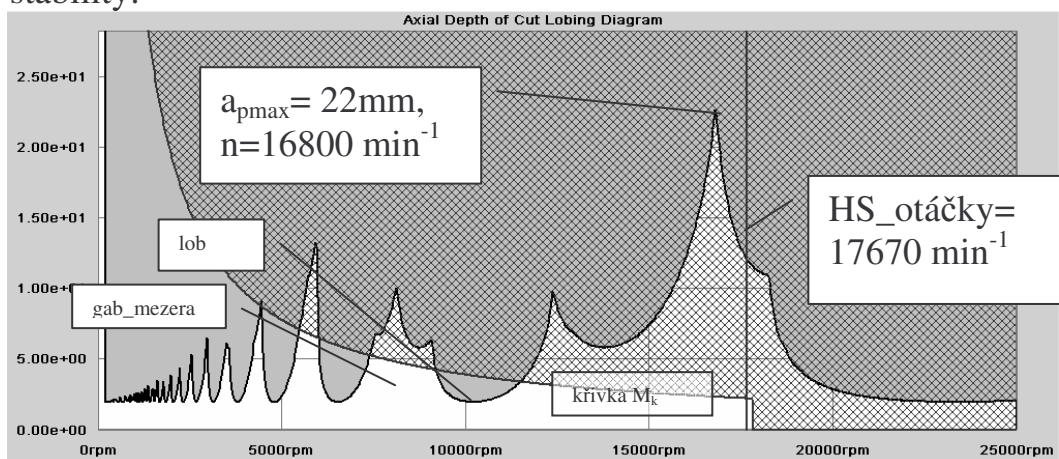


Obr. 10 Odlehčený držák a nástroj

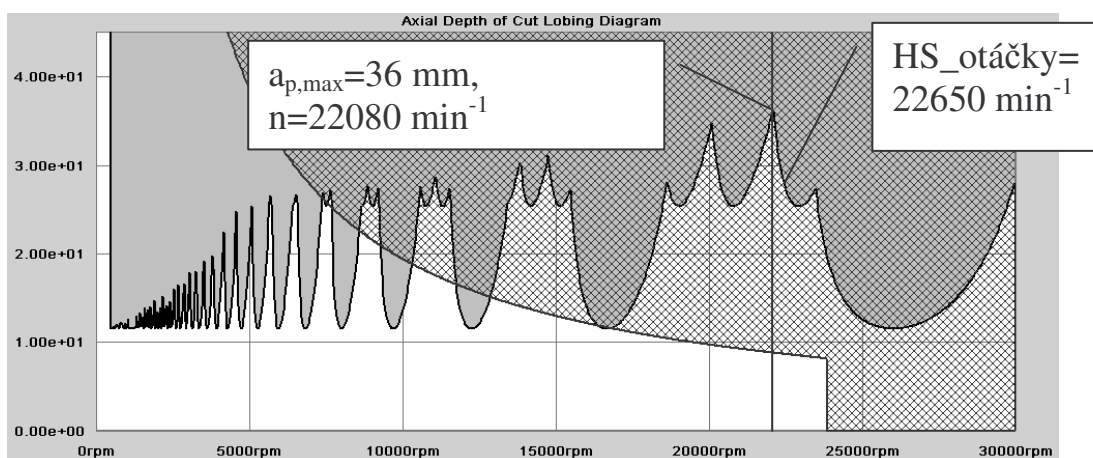


Obr. 11 Dominantní tvar kmitů

Takto vyladěné vřeteno, s nástrojem D50, z=4 zuby, má dominantní druhý tvar kmitů s frekvencí 1178 Hz (viz Obr. 11) S nástrojem D20, z=2 zuby by mělo vlastní frekvenci 1510 Hz. Tím by byly zajištěny HS otáčky 17670 min^{-1} , resp. 22650 min^{-1} v jejichž okolí by vřeteno podávalo nejvyšší řezný výkon kdyby o stabilitě obrábění rozhodoval pouze dominantní tvar. Jelikož ale i další tvary ovlivňují mez stability, je „gab“ v okolí HS otáček vyplněn také „loby“ odpovídajícími těmito vyšším tvarům. Je to ilustrováno na Obr. 12 a Obr. 13. Odpovídající řezné výkony v maximu axiální hloubky třísky jsou $MRR=15200 \text{ cm}^3/\text{min}$, resp. $MRR=6390 \text{ cm}^3/\text{min}$. První číslo, 15,2 litru třísek za minutu, je zřejmě pouze teoretické. K dosažení těchto výkonů musí mít motor vřetena dostatečný krouticí moment i při HS otáčkách a nástroj musí mít patřičné plátky pracující při vysoké řezné rychlosti. Na obrázcích je vidět, že tyto podmínky nejsou v daném případě splněny. Křivky krouticího momentu jsou hluboko pod mezí stability.

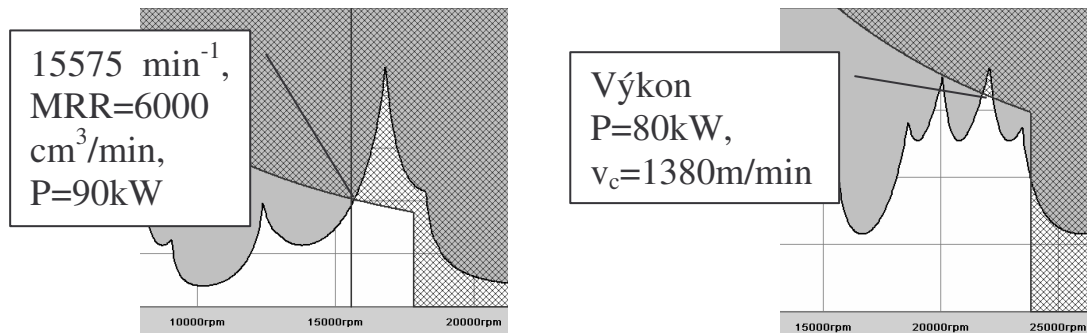


Obr. 12 Diagram stability pro titanový odlehčený nástroj D50/z4



Obr. 13 Diagram stability pro ocelový nástroj D20/z2

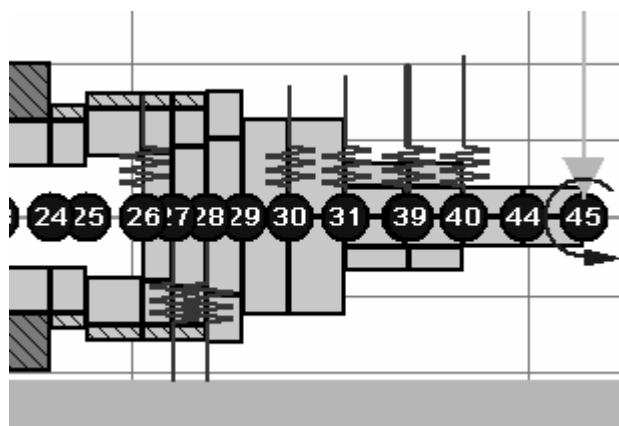
Detaily křivek kroutícího momentu, který by stačil na úběru 6 litrů třísek za minutu jsou na Obr. 14. Je vidět, že splnit podmínku při frézování leteckého duralu je možné až v okolí HS otáček. Je k tomu třeba vysokých výkonů motorů 80 až 90 kW. Řezný materiál nástrojů musí pracovat při rychlostech 1500 až 2450 m/min, což jsou dnes extrémní podmínky. Z hlediska perspektiv technologie obrábění Al-slitin je to ale velmi pravděpodobně dosažitelná hranice.



Obr. 14 Podmínky pro extrémní řezné výkony v okolí 6 l/min. Vlevo nástroj D50/z4, vpravo D20/z2, posuv $f_z=0.2\text{mm/z}$, $a_e=D$

Podívejme se na další možnosti ladění konvenčního vřetena. Na výchytkách druhého tvaru vřetena se podílí přední uložení a ohyb převislého konce hřídele. Na tyto partie se nyní zaměříme.

Snížení deformací konce vřetena s držákem a nástrojem je nejnáze možné co možná nejkratší konstrukcí převislých konců. Rozměry jsou vpředu limitovány nutným prostorem pro upínání držáku i nástroje. Výše uvedený výsledek byl docílen se vzdáleností čela držáku od vinutí elektromotoru 100 mm. Tato vzdálenost musí stačit k umístění ložisek a upnutí kuželu. Na Obr. 8 je použito kuželu SK 50 dle normy ISO 7388. Pokud bychom použili kužel HSK63, bylo by možné tuto vzdálenost zkrátit na 74 mm. Takto modifikovaný konec vřetena vidíme na Obr. 15.

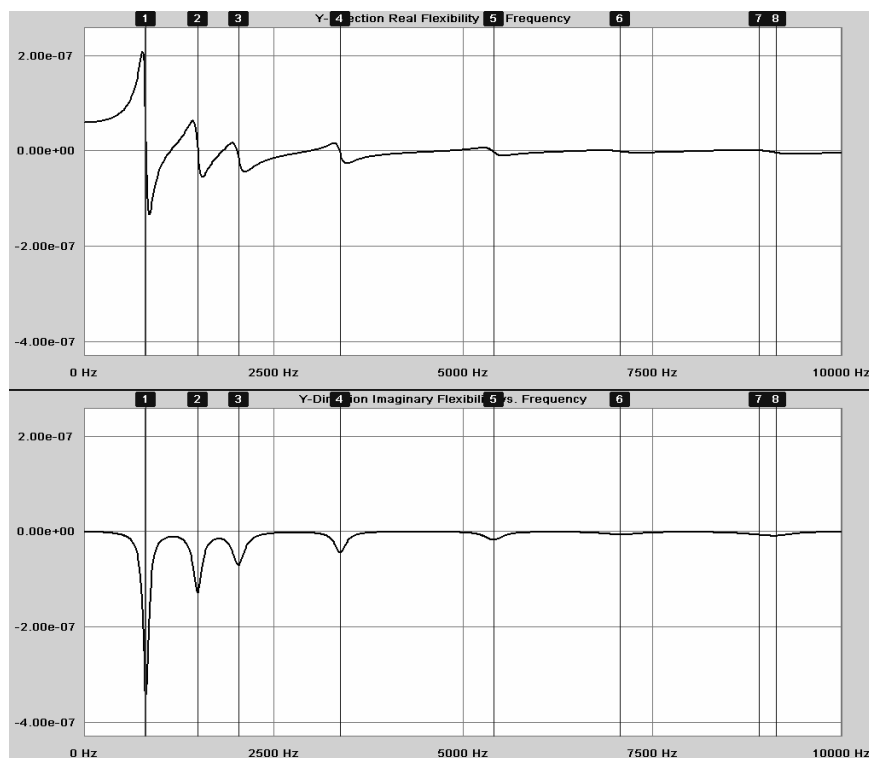


Obr. 15 Upínací kužel HSK63

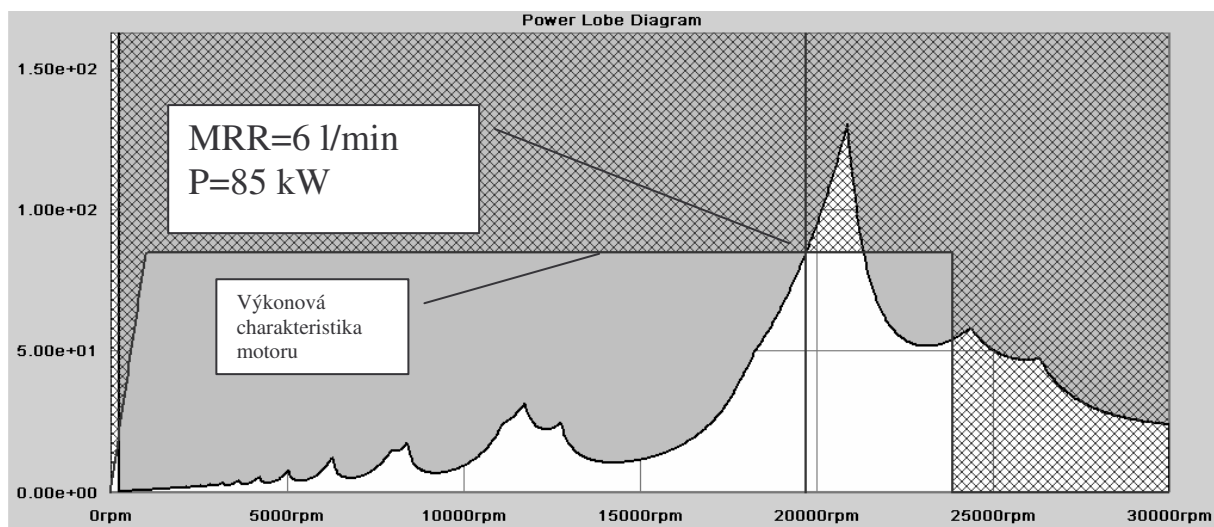
Z dalších výpočtů se ukazuje nutnost zvýšit tuhost zadního uložení a zkrátit vzdálenost ložisek, aby se snížila poddajnost hřídele vřetena. Výsledná charakteristika je na Obr. 16. Výpočet výkonu motoru je uveden na Obr. 17. Křivka se počítá ze vztahu

$$P = \frac{MRR \cdot K}{60 \cdot 10^3} = \frac{a_{p,lim} \cdot a_e \cdot f_{min} \cdot K}{60 \cdot 10^6} \text{ [kW]}, \quad (20)$$

kde $a_{p,lim}$ je axiální hloubka třísky na mezi stability obrábění dle rovnice (9). Opět se potvrzuje, že výkonů kolem šesti litrů za minutu je možné dosáhnout u tohoto typu vřeten jen v okolí HS otáček.

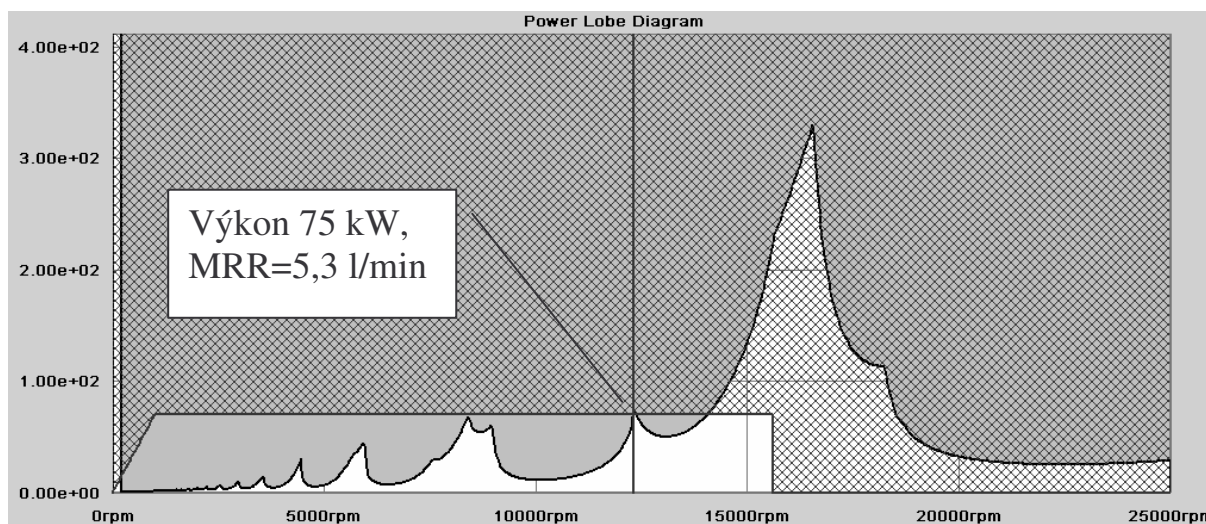


Obr. 16 Charakteristika zkráceného vřetena s kuželem HSK63 a zesíleným zadním uložení

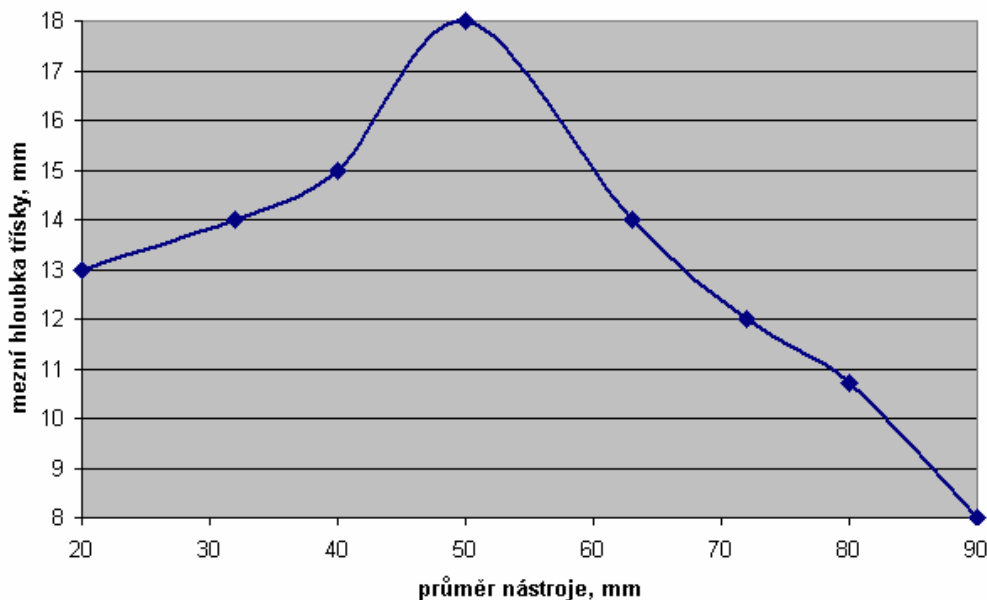


Obr. 17 Nutný výkon motoru vřetena pro řezný výkon 6 litrů/min je 85 kW

Existují ještě tyto rezervy výkonnosti vřetena. Přední ložiska je třeba aktivně tlumit. Hřídel lze vyztužit třetím ložiskem umístěným vpředu těsně za motorem. Kontaktní tuhost v upínacím kuželu držáku musí být co nejvyšší, čehož lze docílit přesnou výrobou kuželů a správnou dimenzí upínacího mechanismu. Využití těchto opatření vřeteno prodraží, ale sníží provozní náklady na nástroje tím, že se zvýší mez stability při nižších otáčkách a nebude tudíž třeba používat extrémních řezných rychlostí. S nástroji malých průměrů není tento efekt výrazný. Vyplatí se však u nástrojů s průměrem nad 30 mm. Výsledek ukazuje Obr. 18.



Obr. 18 Výkonový diagram vřetena s tlumenými ložisky, nástroj D50/z4, stabilní hloubka třísky 24 mm, řezný výkon 5,3 litru/min, nutný výkon motoru 75 kW, specifická řezná síla $K=700 \text{ N/mm}^2$



Obr. 19 Závislost meze stability na hmotnosti držáku a nástroje

Z grafů mezní třísky je vidět, že extrémně dimenzované vřeteno bude klást velké nároky na nástroje. Dnes se pro agresivní hrubování Al_bloků v leteckém průmyslu používají nástroje v rozsahu průměrů 25 až 50 mm a délek, včetně držáku (tzv. gage length), 165 až 330 mm. Aktivní délka břitu, čili dovolená axiální hloubka třísky takových nástrojů je mezi 75 a 140 mm. Nástroje mají buď karbidové plátky nebo jsou konstruovány jako monolitní, [10]. Mez stability je silně ovlivňována hmotností držáku a nástroje upnutých v převislém konci vřetena. V grafu na Obr. 19 je stoupající hmotnost držáku s nástrojem vyjádřena zvyšujícím se průměrem při stálé délce „gage length“, takže výsledek není ovlivněn změnou délky nástroje. Pro danou konstrukci vřetena převzatou z Obr. 15 vidíme jasné optimum hmotnosti nástroje na průměru 50 mm. Těžší nástroje se pro vřeteno nehodí. Nelze s nimi dosáhnout nejvyššího řezného výkonu.

6. KONSTRUKČNÍ ZÁSADY A PARAMETRY VÝKONNÉHO VŘETENA

Jaká je tedy konstrukce vřetena, které by nejen **výkonně hrubovalo, ale i dokončovalo s kvalitním povrchem?** V habilitační práci i v této přednášce autor odvodil a podrobně zdůvodnil tyto hlavní konstrukční zásady:

K dosažení vysokých požadavků na řezný výkon není třeba extrémně vysokých otáček vřeten. Je však třeba naladit vřeteno s nástrojem tak, aby soustava měla jisté modální vlastnosti. Ladit je třeba podle tvaru reálné frekvenční charakteristiky a diagramu stability. Kritériem je limitní axiální hloubka třísky a řezný výkon. Podmínka vysokých řezných výkonů je nejlépe splnitelná v oblasti HS otáček. Motor musí mít vysoký výkon i kroučící moment. Hmotnost nástroje musí být přizpůsobena vřetenu. Řezný materiál musí pracovat při rychlostech 1500 až 2500 m/min (Al slitiny). Přednostně nutno použít HSK držáky.

Parametry vřetena a nástrojů by se měly blížit těmto návrhům:

- Průměr vřetena v místech uložení musí být blízký 70 až 75 mm.
- Otáčkový rozsah vřetena bude 0 až 25.000 až 30.000 min^{-1} .
- Je-li pro obrábění duralu požadován řezný výkon kolem 5 až 6 l/min, je k tomu třeba výkonu motoru minimálně 70 kW. S nástroji D50 pak potřebný výkon stoupá až na 90 kW. Jen tento výkon zaručí dostatečný kroučící moment i v okolí HS otáček.
- Pro agresivní hrubování větších, hlubokých kapes se použije nástroj D50/z4 s dovolenou axiální hloubkou třísky větší než 20 mm.
- Pro jemnější práce se použije dvouzubý/čtyřzubý nástroj průměru $D=25$ mm, který má dovolenou a_p vyšší než 20 mm. Délka nástroje včetně držáku HSK63 bude nejvýše $L=160$ až 200 mm. Nástroj musí být konstruován na otáčky 25.000 min^{-1} . Dvouzubý nástroj má výhodu

přesného dokončování. Nástroj s průměrem 25 mm je také vůči vřetenu poměrně lehký.

- Pro nástroje do D32 se použije tepelný držák vyvážený s nástrojem.
- K dosažení co nejlepších parametrů drsnosti povrchu je třeba zvolit co nejnižší posuv na zub a vysoké otáčky. Radiální hloubka třísky přitom nesmí klesnout pod určitou hodnotu zaručující dobrý řez břitů.

7. ZÁVĚR

Úkolem této přednášky bylo objasnit jaká konstrukce budoucí vřetenové jednotky může splnit extrémní požadavky leteckého průmyslu. Jak je vidět z uvedených výpočtů, je problém vysoké výkonnosti vřeten při frézování poměrně komplikovaný. Zkonstruovat vřeteno tak, aby byly HS otáčky využitelné k vysokým řezným výkonům není možné bez dodatečného ladění specializovaným postupem a prostředky. Problémy způsobují ložiska i vestavné motory velkého výkonu. Dosažení HS otáček však je klíčovým úkolem ladění výkonnosti vřetenových jednotek, protože teprve obrábění na těchto otáčkách zaručuje ten nejvyšší možný řezný výkon a využití dimenzí vřetenového pohonu. Teprve takto naladěné vřeteno je skutečně vysokootáčkové. Podrobně se problémy ladění vřeten různých typů a za různých podmínek zabývá habilitační práce autora.

LITERATURA

- [1]. Daněk O., Poláček M., Špaček L., Tlustý J., 1962. *Selsterregte Schwingungen am Werkzeugmaschinen*, VEB Verlag, Berlin.
- [2]. Tlustý J., *Manufacturing Processes and Equipment*, 1999. Prentice Hall, New Jersey.
- [3]. Bach P., 2005. *Optimization of Milling performance*,. Proceedings, 17ème Congrès Français de Mécanique, Troyes, session C7, No 559.
- [4]. Bach P., Trmal G., Zaruba Z., 2005. *Investigation of factors influencing milling performance*. Research report, CUT-RCMT, UWE-RAMP.
- [5]. Bach P., 2005. *Contribution to Calculation of the Stability Limit of Milling Considering the Complex Force Coefficient*. Sborník konference Inženýrská mechanika, abstrakty str 37-38, CD: Bach PT, 12 stran, Svratka.
- [6]. Bach P., 2005. *Dynamická tuhost nástrojů pro frézování*. Sborník konference Nástroje, CD_ITC2005-20, 14 stran, Zlín.
- [7]. Bach P., 2005. *Stability and Performance of Milling*. Separate paper of the invited lecture at INSPIRE workshop „Ultra High Performance Machining“, 18 pages, Bath – Bristol.
- [8]. Bach P., 2005. *Optimal tuning of the two-degree-of-freedom system*. Engineering Mechanics - Inženýrská mechanika, 20 pages, Brno, submitted, August 2005.

- [9]. Bach P., 2005. *Dynamická omezení konstrukce vysokotáčkových vřeten*. Sborník konference Computational Mechanics, str. 57-64, Nečtiny.
- [10]. Curless R. A., *Spindles for Heavy Duty Complex Part Machining*, Proc. Of SME First International Machine Tool Conference „Dominance of Spindle performance“, pp. 201-223, Dearborn, Michigan, USA, 2003.

ŽIVOTOPIS

Ing. Pavel Bach, CSc

Datum narození: 14. 11. 1940
Místo narození: Praha
Stav: ženatý, tři děti
Národnost: česká
Jazyky aktivně: Angličtina, němčina, ruština.

VZDĚLÁNÍ

5/2005 Kurz: Manager jakosti
11/2004 Kurz: Interní auditor systému jakosti
6/2002 Kurz: Využití systému PULSE, firma B&K, Kodaň
9/1998 Kurz: Konformita strojírenských výrobků v Evropské unii, Praha
10 - 12/1995 Kurz: ISO 9000 Zabezpečení kvality v průmyslu, auditor, TÚW, Čelákovice
5 - 7/1995 Podnikový kurz: Obchodní strategie, Marketing .
10/1984 Stáž: Technical University in Tampere
1981 -1982 Stáže a kooperace: Technische Universität Dresden
1976 - 1980 Aspirantura na ČVUT v Praze obor Stavba obráběcích strojů.
1959 - 1964 ČVUT v Praze. Obory: Strojírenská technologie, konstrukce a výzkum obráběcích strojů, hydraulické a pneumatické mechanismy.
9/1954-1958 Vyšší průmyslová škola strojnická, obor technologie tváření kovů, konstrukce tvářecích strojů, metalurgie, testování materiálů.

ZAMĚSTNÁNÍ

od 09/2000 ČVUT, FSI, Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii, zástupce vedoucího Centra, technický vedoucí akreditované Zkušební laboratoře VCSVTT.

03/1998 – 08/2000 TOS ČELÁKOVICE a.s.,
1995 – 2000 STROJNÍ FAKULTA ČVUT, externí přednášky,
05/1995 – 02/1998 TOS ČELÁKOVICE a.s.
11/1965 – 04/1995 STROJNÍ FAKULTA ČVUT,
10/1958 –8/1959 FIRMA STAVEBNÍ STROJE PRAHA

Hlavní technické a obchodní činnosti v posledních letech

2000 – dosud ČVUT, FS, Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii, Zkušební laboratoř.
1997 – 2000 TOS Čelákovice, ŠKODA Auto a.s., TQM ozubení a servisních služeb.
1998 – 1999 TOS Čelákovice, Vývoj a aplikace progresivních technologií ve výrobě ozubení (ŠKODA Auto a.s., firma GAMBINI a firma PARMEGIANI, Itálie.
1996-7 TOS Čelákovice, cenová a obchodní politika v Německu.
1995 TOS Čelákovice, Marketingové studie prodeje soustruhů v Evropě.
1994 ČVUT v Praze, Hluková laboratoř
1994 COPERNICUS, spolupráce na projektu EU, ČVUT v Praze, TU Wroclaw, TU Stuttgart a RWTH Aachen, řešení problémů Computer Integrated Manufacturing.