

7. VÝPOČET PEVNOSTI OBRÁBĚCÍCH NÁSTROJŮ

Každý obráběcí nástroj je při práci vystaven působení vnějších, popřípadě i vnitřních sil. Vnějšími silami jsou především řezné síly, které z hlediska dimenzování jsou rozhodující, dále síly upínací, eventuálně pro jednotlivé konstrukční prvky mohou být vnějšími silami i síly vyvozené upínacím mechanismem břitových destiček, vnitřní pnutí od pájení apod. Mezi vnitřní síly zahrnujeme jednak síly vzniklé od vlastní hmotnosti nástroje, síly setrvačné, které vznikají při velkých zrychleních či brzděních nástrojů a síly odstředivé, významné u rotačních nástrojů s velkou úhlovou rychlostí a s hmotami na relativně velkém průměru.

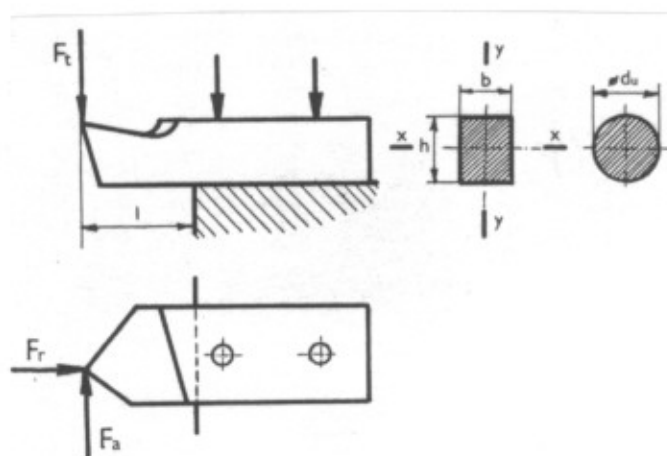
Zatížení uvažujeme obvykle jako statistická či zatížení s poměrně malými změnami v čase. U některých nástrojů je nutné vzít v úvahu dynamické silové zatížení, které může mít charakter rázového či cyklického zatížení. Ve skutečnosti prakticky vždy vlivem chvění soustavy stroj - nástroj - obrobek mají řezné síly charakter cyklicky se měnících sil s amplitudou i frekvencí závislou na tuhosti soustavy.

Vzhledem k tomu, že dynamické dimenzování je obtížné, vystačíme v první fázi obvykle se statickým výpočtem a poněkud vyšší bezpečností.

Dále jsou uvedeny postupy výpočtu napjatosti u nejčastěji kontrolovaných částí či konstrukčních prvků nástrojů. Výpočet není vyčerpávající, avšak dostatečně ilustruje uvedenou problematiku. V závěru jsou uvedena dovolená namáhání u nejběžnějších řezných materiálů.

7.1 Dimenzování nožů

U většiny nožů je kritické místo v tělese v místě vetknutí do nožové hlavy (upínače). Maximální ohybové namáhání je způsobeno tangenciální složkou řezného odporu a lze je snadno vyjádřit jako podíl ohybového momentu ku modulu odporu v ohybu. Radiální složka (u vnitřních nožů) a axiální složka (u vnějších nožů) způsobují rovněž ohybové namáhání tělesa nože, které především pro obdélníkový průřez může být srovnatelné s namáháním od tangenciální složky. Radiální složka namáhá průřez tělesa na tlak, tangenciální a axiální způsobují v tělese ještě smyková napětí. Není-li působíště řezných sil v ose držáku, je excentrickými silami průřez tělesa namáhán ještě v krutu.



Významné silové účinky v tělese nástroje - v místě podepření:

Ohybový moment (kolem osy x):
 $M_{ox} = F_t \cdot l$

Ohybový moment (kolem osy y):
 $M_{oy} = F_a \cdot l$

Osová síla (v ose nože):
 F_r

Obr. 120 - Význam proměnných výpočtu

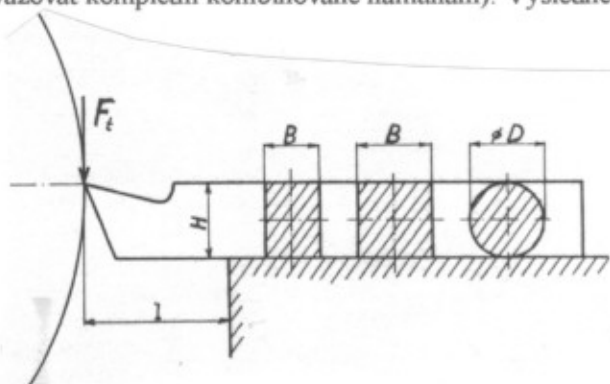
Výsledné namáhání průřezu nástrojového držáku v místě podepření:

$$\sigma_{red} = \frac{6}{b \cdot h} \cdot \left(\frac{F_t \cdot l}{h} + \frac{F_a \cdot l}{b} + \frac{F_r}{6} \right) \quad \text{pro obdélníkový průřez držáku}$$

$$\sigma_{red} = \frac{4}{\pi \cdot d^2} \cdot \left(\frac{8 \cdot l \cdot \sqrt{F_t^2 + F_a^2}}{d} + F_r \right) \quad \text{pro kruhový průřez držáku}$$

V jednodušších případech lze axiální či radiální složku řezného odporu zanedbat. Nelze je však zcela automaticky z výpočtu vypustit, a to z toho důvodu, že poměr složek při soustružení bývá obvykle: $F_t : F_a : F_r = 1 : 0,4 : 0,3$ a především složka F_a může vlivem otupení nabýt hodnoty až $F_a = (0,8 \text{ až } 1) F_t$. Silový účinek ohybu od síly F_a může činit 40 až 100% silového účinku od tangenciální složky.

V jednodušších případech lze uvažovat pouze tangenciální složku řezného odporu a jednoduše tak dimenzovat průřez tělesa nože. Vzhledem k tomu, že nůž je obvykle univerzální nástroj a nelze u něho jednoznačně rozhodnout o použitých řezných podmínkách a nelze ani jednoznačně stanovit velikosti řezné síly, je uvedený jednoduchý výpočet možno považovat za zcela vyhovující a v praxi použitelný (snad s výjimkou vnitřních nožů či nožů určených pro speciální operace, kde je nutné uvažovat kompletní kombinované namáhání). Výsledné vztahy jsou uváděny ve tvaru:



$$B = H: \quad B = \sqrt[3]{\frac{F_t \cdot 1,6}{\sigma_{dov}}}$$

$$H/B = 1,6 \quad B = \sqrt[3]{\frac{F_t \cdot 1,6}{2,56 \cdot \sigma_{dov}}}$$

$$D: \quad D = \sqrt[3]{\frac{F_t \cdot 1,32}{\pi \cdot \sigma_{dov}}}$$

Obr. 121 - Zjednodušený výpočet nože

U tvarově složitějších nožů nemusí být jednoznačně kritické místo s maximálním redukovaným namáháním v místě myšleného vetknutí do nožového držáku. Pak je nutné buď pracně počítat výsledné namáhání v několika místech či použít některou z experimentálních metod.

7.2 Dimenzování stopek rotačních nástrojů

Kromě kontroly na přenášený krouticí moment třením, je obvykle nutno upinací stopku kontrolovat ještě na kombinované namáhání od řezných sil. Místo vetknutí nástroje do vřetena stroje (resp. nejmenší průřez - tzv. krček na stopce) bývá z hlediska uvažovaných všech tří základních silových účinků nejvíce namáhán.

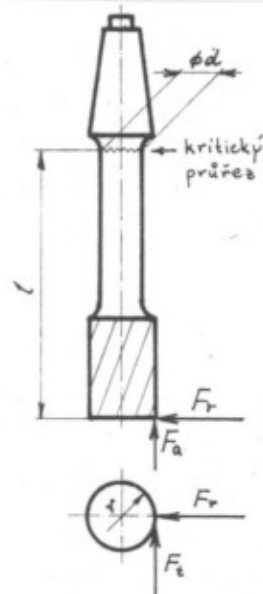
Značně zjednodušeně můžeme zatížení nástroje v místě vetknutí popsat takto:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot F_t \cdot r}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot (F_t^2 + F_r^2)^{0,5} \cdot l}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_d = \frac{F_a}{S} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_d)^2 + 3\tau_k^2}$$

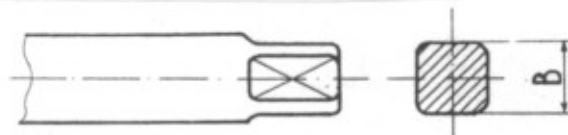


Obr. 122 - Zjednodušený model namáhání frézy

Výpočet je korektní pouze v případě, že kritické místo je v místě vetknutí. Ve skutečnosti však může být v místě, kde je sice nižší ohybové namáhání (tj. blíže řezné části), ale větší namáhání v krutu vlivem zeslabení průřezu řeznými drážkami. Pokud jde o válcovou stopkovou frézu, pak může být kritickým místem místo nejdále od působíště řezných sil s ještě plným profilem řezných drážek. U fréz kuželových tak tomu ovšem být nemusí. Superpozice namáhání ohybu a krutu v místech se složitým průřezem je značně problematická. Proto se obvykle spokojíme s výpočtem maximálního smykového namáhání v místě s nejmenším modulem odporu v krutu a uvažujeme přitom vyšší bezpečnost (výpočet je analogický s výpočtem na krut závitníků či šroubovitých vrtáků).

U závitníků je dále vhodné kontrolovat čtvercový průřez stopky na krut. Vzhledem ke koncentraci napětí v přechodu z kruhového do čtvercového průřezu může v tomto místě být napětí v krutu kritické a dosáhnout i hodnot napětí v profilu závitníku (obzvláště pak u nástrojů s neprůchozími řeznými drážkami). Výpočet bez uvažování koncentrací napětí je poměrně snadný (vliv koncentrací se obvykle řeší uvažováním bezpečnosti v rozsahu 3 až 4).

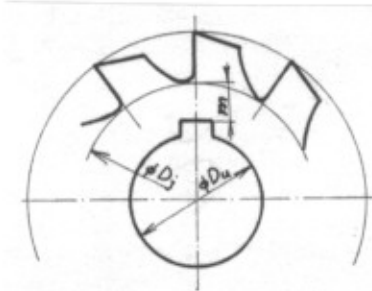
$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{B^3}{4,8}} \leq \tau_{kdov}$$



Obr. 123 - Namáhání čtvercového průřezu v krutu

7.3 Dimenzování kotoučových fréz

U fréz (monolitních event. s pájenými břitovými destičkami) můžeme vytipovat dvě oblasti s kritickou napjatostí. Jednat je to zub namáhaný ohybem, jednak místo spojující patu zubu a drážku pro pero. Výpočet zubu je možný u kotoučových fréz a vede obvykle k uspokojivým výsledkům (viz. dále). U složitějších tvarů zubové mezery či zubu samého není výpočet na čistý ohyb zcela korektní a je nutné použít experimentální metody.



Obr. 124

Druhým kritickým místem je průřez označovaný obvykle kótou „m“.

$$D_j = (1,4 - 2) D_u \quad \text{nebo} \\ m = (0,3 + 0,5) D_u \quad (0,3 \text{ pro čelní unášení})$$

Exaktní řešení napjatosti v daném průřezu je nanejvýš obtížné. Výše doporučené hodnoty však pro většinu praktických aplikací vyhovují.

Často je uváděn požadavek, aby unášecí drážka pro pero nebyla umístěna proti řezné drážce, ale proti patě zubu. Tím se poněkud zlepší napěťová situace.

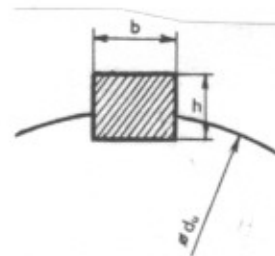
Pokud dodržíme doporučené velikosti rozměru „m“ i obvyklé tvary zubů, není ve většině případů potřeba dalších pevnostních rozborů. Výjimku mohou tvořit kotoučové frézy velkých průměrů určené pro obrábění lehkých kovů či dřeva, které pracují s velkou obvodovou rychlostí. U nich pak mohou vznikat značné odstředivé síly. U nástrojů monolitních jsou však odstředivé síly bezpečně zachyceny tělesem (i pro nejvyšší používané řezné rychlosti). Pouze u nástrojů skládaných či s pájenými břitovými destičkami je potřeba se problematikou odstředivých sil zabývat. Není ovšem nutné obvykle kontrolovat vlastní těleso, ale pouze spoje upevňující řezné elementy či části upínacího systému. Podle známého vztahu se stanoví velikost odstředivé síly působící na daný element a vypočte se napětí ve spoji, který tuto sílu přenáší.

Společným problémem všech kotoučových i válcových fréz je dimenzování unášecího pera. Ve většině případů kontrolujeme měrné tlaky na peru (pro pero volné i příšroubované). Výpočet lze provést například dle následujících vztahů.

$$\text{Pero volné: } P_{\max} = \frac{24 \cdot M_k}{h \cdot l \cdot d_u} \cdot \frac{h + 2 \cdot b \cdot f}{h + 6 \cdot b \cdot f}$$

$$\text{Pero přišroubované: } P_{\max} = \frac{16 \cdot M_k}{h \cdot l \cdot d_u} \cdot \frac{h + 3 \cdot b \cdot f}{h + 6 \cdot b \cdot f}$$

l - délka pera
f - součinitel tření (obvykle $f = 0,2$)



Obr. 125

Pokud tlaky dosahují nebezpečných hodnot (obvykle $P_{dov} = 500 \text{ MPa}$) je třeba buď zvětšit upínací průměr (snižuje se však rozměr „m“ a tím se zvýší namáhání v tomto průřezu), rozšířit náboj s perem, nebo použít unášecí pera dvě. Obdobně lze dimenzovat i čelní unášecí kameny.

7.4 Dimenzování zubů

Zuby kotoučových fréz, odvalovacích fréz, protahovacích trnů mají obvykle jednoznačné tvary a lze je dimenzovat dle následujícího postupu:

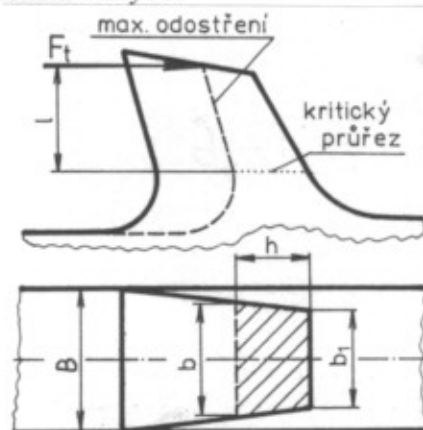
- odhadneme polohu kritického průřezu po předpokládaném maximálním odostření (zub musí vydržet ohybové namáhání i při ztenčení odostřením),
- vypočteme z předpokládaných řezných podmínek maximální tangenciální složku řezné síly (měli bychom předpokládat maximálně otupený nástroj),
- stanovíme rozměry v kritickém průřezu a vypočteme modul odporu v ohybu,
- vypočteme ohybové napětí a porovnáme s dovolenými hodnotami v ohybu.

Dále jsou uvedeny potřebné vztahy - význam symbolů je patrný z obr. 126.

$$W_o = \frac{h^2}{12} \cdot \frac{b^2 + 4 \cdot b \cdot b_1 + b_1^2}{b + 2 \cdot b_1}$$

$$M_o = F_t \cdot l$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{dov}$$



Obr. 126 - Dimenzování zubu

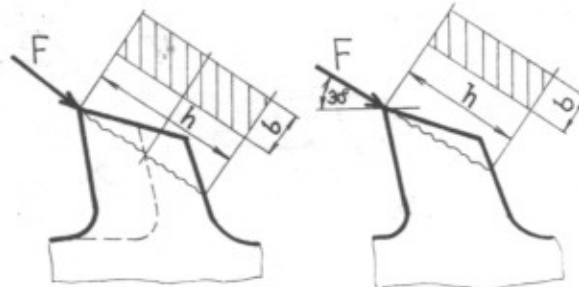
Při dimenzování je vhodné uvažovat pouze tangenciální složku řezného odporu, neboť radiální (či axiální) složka vždy zmírňuje ohybové namáhání na tažené straně zubu a zvyšuje se tím bezpečnost výpočtu, resp. eliminuje vliv koncentrací napětí, které pak není nutné uvažovat.

V některých případech je nutno dimenzovat zub na smyk. Dle zkušenosti je možný výpočet podle následujícího obrázku.

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot h}$$

$$\tau_{smax} = 1,5 \cdot \frac{F}{b \cdot h} \leq \tau_{sdov}$$

Obr. 127 - Namáhání zubu smykem



Pro výpočet napětí je ovšem nutné znát výslednici řezného odporu a v jejím směru ověřit únosnost nosného průřezu. Směr je těžko zjistitelný (závisí na geometrii, stavu nástroje, obráběném materiálu). Proto vystačíme s předpokladem, že výslednice působí ve směru asi 30° od vektoru hlavního pohybu nástroje. V tomto směru pak kontrolujeme „délku“ zubu h . Současná kontrola zubu na ohyb v místě vetknutí je však nezbytná.

7.5 Dimenzování protlačovacích a protahovacích trnů

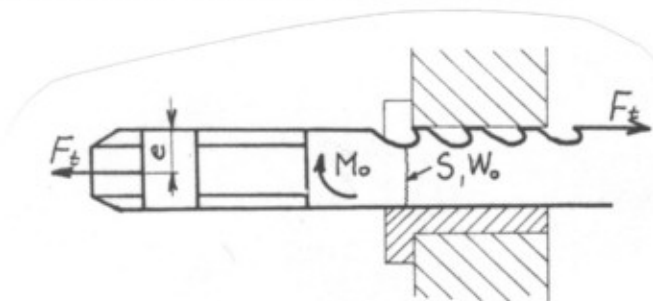
Vzhledem k tomu, že protahovací nástroje jsou namáhány téměř čistým tahovým napětím, je možno aplikovat jednoduchý výpočet na tah v kritických průřezích (těmi jsou obvykle nejmenší průřez ve stopce - krček v patě prvního zubu). U vyšších protahovacích trnů s excentrickým upnutím a u protahovacích trnů na drážky je nutné počítat s kombinovaným namáháním v tahu a ohybu.

$$M_o = F_t \cdot e$$

$$\sigma_t = \frac{F_t}{S}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_{red} = \sigma_t + \sigma_o \leq \sigma_{dov}$$



Obr. 128 - Tahové a ohybové namáhání protahovacího trnu

Uvedený výpočet je nutné aplikovat v případě, že rozměr „ e “ (viz obrázek) je relativně velký a účinek ohybového momentu pak bude významný.

U protlačovaných trnů je namáhání poněkud složitější. Pokud je trn krátký, lze provést pouze kontrolu na tlak v místě minimálního průřezu. U delších trnů je nebezpečí ztráty vzpěrné stability a je nezbytné kontrolovat trn na vzpěr. Exaktní výpočet vzpěru je dosti obtížný. Pro běžné dimenzování lze však použít výpočet, který rovnou pro obvyklé podmínky vzpěru u protlačovacích trnů (jeden konec vetknutý, druhý volný) počítá dovolenou osovou silou (dle Ing. Hány):

$$F_{dov} = \frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{E \cdot J}{k \cdot (l_f + l_z)^2}$$

$$F_{dov} \geq F_{osová}$$

E - modul pružnosti

J - kvadratický moment průřezu

k - bezpečnost (4 až 5)

$l_f + l_z$ - délka nástroje bez zaváděcí části

7.6 Dovolená namáhání nástrojů

Stanovení dovolených mezí namáhání je klíčovým problémem všech pevnostních výpočtů. Bez spolehlivé znalosti dovoleného namáhání je každý výpočet prakticky bezcenný. V literatuře lze nalézt nejrůznější postupy pro stanovení dovolených hodnot napjatosti z mezí pevnosti v tahu, tlaku či ohybu. Přitom se vychází z určité meze bezpečnosti, která je stanovena buď empiricky jako bezrozměrné číslo (pro nástrojové materiály se uvádí v rozmezí 3 až 5) či jako součin jednotlivých rizikových koeficientů. Obvyklé koeficienty jsou v tabulce 33.

Vezmeme-li v úvahu rozsahy uváděných koeficientů (tab. 33), dostaneme jejich vzájemným součinem výslednou bezpečnost v rozmezí:

- pro nástrojové oceli $k = 3,7 - 4$

- pro slinuté karbidy $k = 2,7$

Tab. 33 - Rizikové koeficienty

	NO a RO	SK
součinitel tvaru	1,4	1,4
součinitel profilu	1,4	1,4
součinitel jakosti povrchu	1,2 - 1,3	1,2
součinitel shlukování napětí	1,5 - 1,7	1,6
součinitel velikosti předmětu	1,3 - 1,4	1,0
součinitel rozptylu napětí	1,35	1,4
součinitel jakosti kontroly	1,1	1,1
součinitel hmotnosti	1,1	1,1
součinitel jakosti zpracování	1,04	1,02
součinitel bezpečnosti	1,7	1,7

V mnohých pramenech jsou uváděny již výsledné hodnoty dovolených namáhání pro jednotlivé druhy napjatosti. Nejčastěji uváděné hodnoty jsou v tabulce 24. Přesnější hodnoty především pro slitiny karbid je nutno vypočítat z konkrétních mechanických vlastností příslušného typu karbidu.

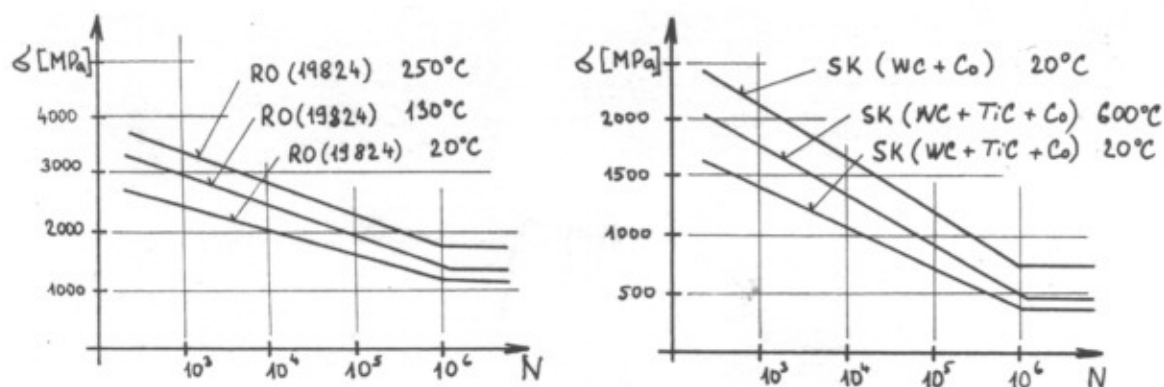
Tab. 34 - Dovolena namáhání nástrojových materiálů (v MPa)

Namáhání	zatížení stálé		zatížení dynamické	
	RO	SK	RO	SK
tah	300-500	100-300	150-300	50-150
tlak	500-700	1000-1500	400-600	700-1300
smyk	200-300	100-250	100-200	50-100
ohyb	300-500	100-200	200-350	50-100

Vezmeme-li v úvahu nejistotu, s jakou při výpočtu napjatosti postupujeme, s jakou stanovujeme velikost vnějších sil, velikost s plochou kritických průřezů, není většinou nutné stanovovat dovolená namáhání přesněji než je uvedeno výše (pro konstrukční oceli jsou hodnoty dovolených namáhání uváděny v literatuře). Je nutné pouze s ohledem na skutečné podmínky volit správně velikost dovoleného namáhání v daném doporučeném intervalu (pro dynamické zatěžování volit hodnoty nižší, pro rozměrné zatěžované průřezy hodnoty nižší, pro spolehlivě stanovené vnější zatížení hodnoty vyšší apod.).

Mechanické vlastnosti ostatních řezných i konstrukčních materiálů je nutné vyhledat v příslušné odborné literatuře.

V případě potřeby dimenzovat nástroje na únavu je na následujícím obrázku 129 uvedena únavová pevnost některých nástrojových materiálů pro příslušný počet zatěžovacích cyklů míjivého zatěžování.



Obr. 129 - Wohlerovy křivky pro některé řezné materiály