

Mendelova univerzita v Brně

Lesnická a dřevařská fakulta



**Dynamické prvky procesu
obrábění dřeva**

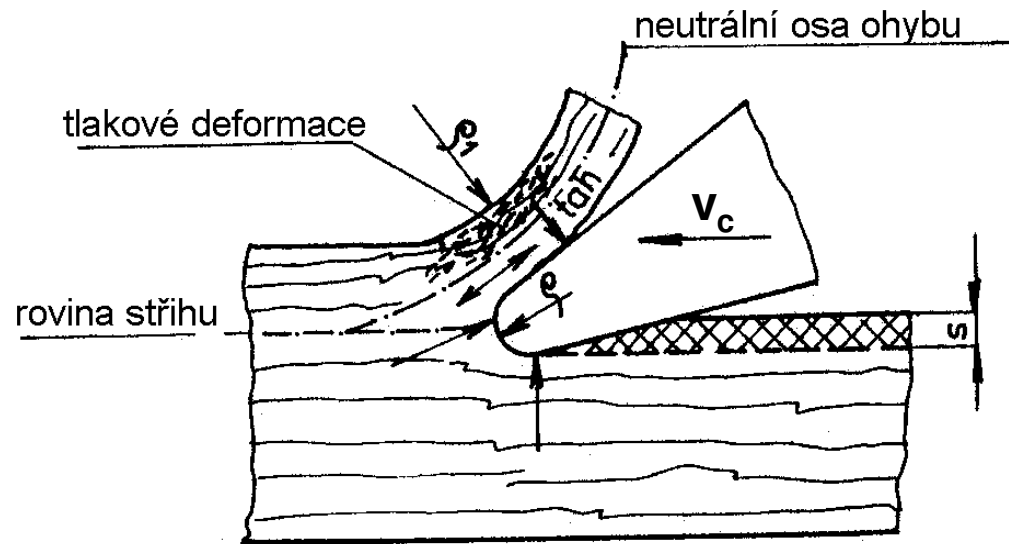
doc. Ing. Zdeněk Kopecký, CSc.

Obsah přednášky

- 1. Síly v řezném procesu**
- 2. Základní dynamické prvky**
- 3. Dynamické prvky u kotoučové pily**
- 4. Dynamické prvky u pásové pily**
- 5. Dynamické prvky u rámové pily**
- 6. Dynamické prvky u rovinné frézky**

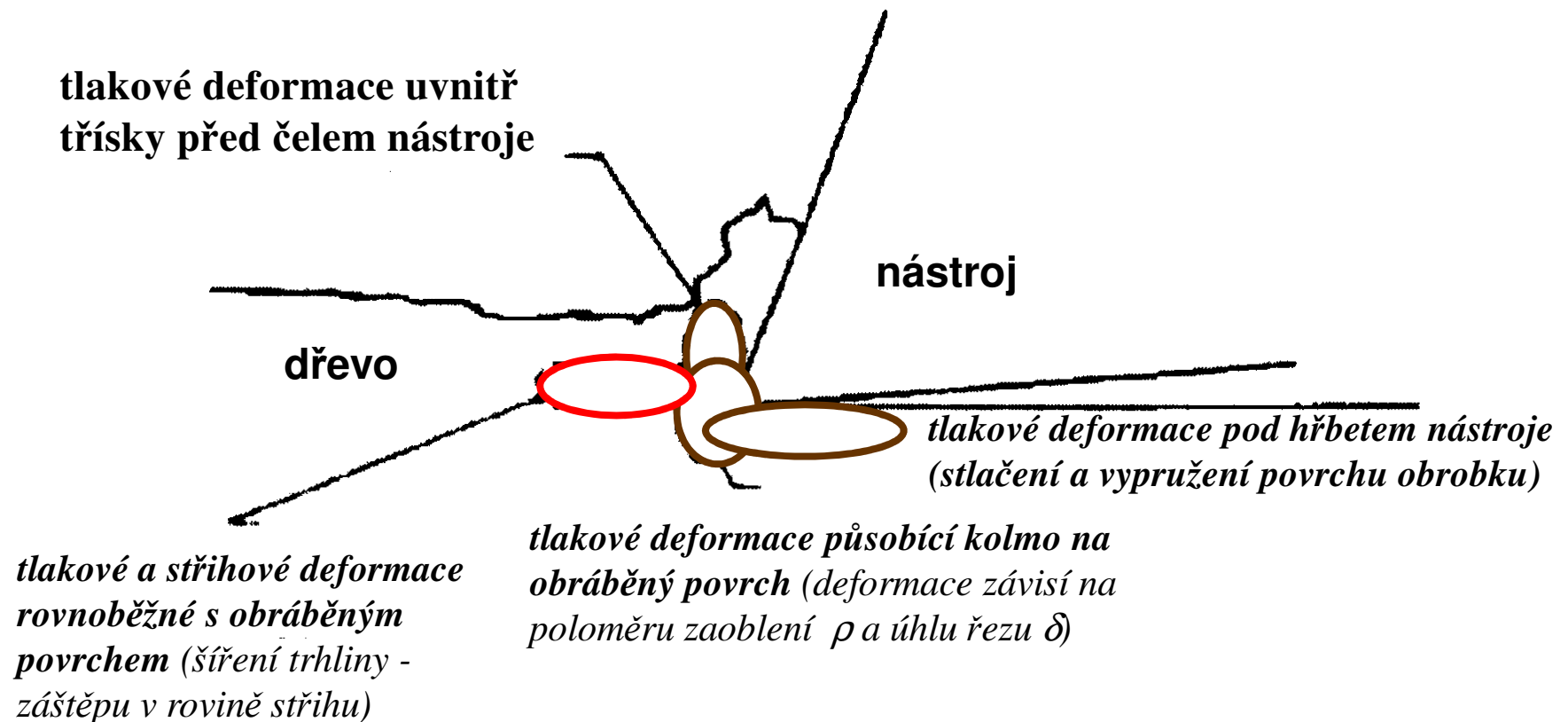
Úvod

Dřevo při vnikání a oddělování třísky řezným klínem nástroje klade odpor, který je způsoben:



- a) Pevností dřeva při tlakových deformacích a přerézávání dřevních vláken ostrím nástroje – pevností ve stříhu.
- b) Třením a ohybem třísky o čelo řezného klínu a pokud se obrábí v drážce, tak i třením třísky o boční plochy řezu, protože se tříska vytlačuje i po stranách.
- c) Třením hřbetní části o obrobenou plochu způsobující postupné otupování ostří nástroje, což se v praxi projevuje zhoršenou kvalitou obrobku (roste plocha dotyku ostří a obráběného povrchu, ten se více stlačuje a po vypružení se vytrhávají vlákna).

A. Tlakové deformace při počátečním ohybu třísky

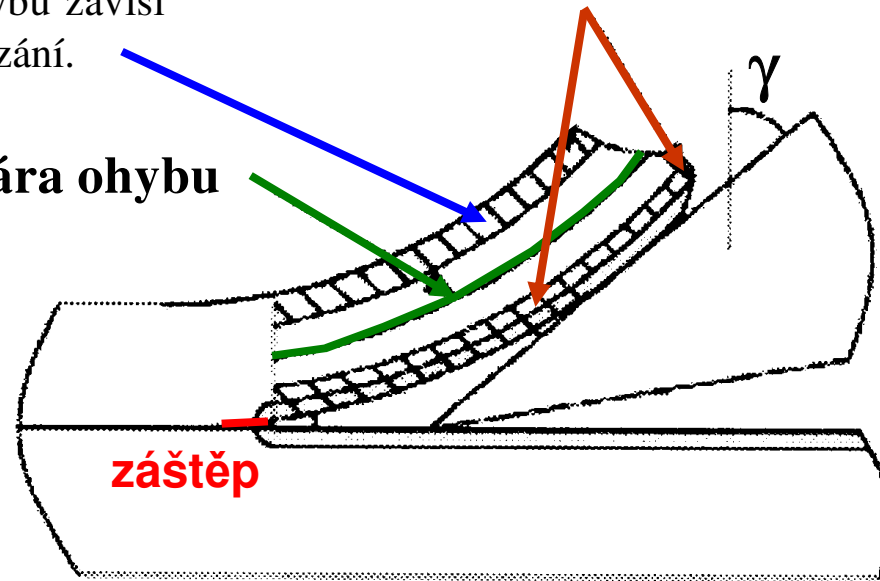


B. Ohyb třísky s plastickými deformacemi vláken

Na **vnitřní straně ohybu** vzniká **tlaková deformace** → nastává destrukce (vybočení) vláken, protože pevnost v tlaku ve směru vláken je přibližně poloviční než pevnost v tahu. Velikost ohybu závisí na pevnosti v ohybu, úhlu řezu a modelu řezání.

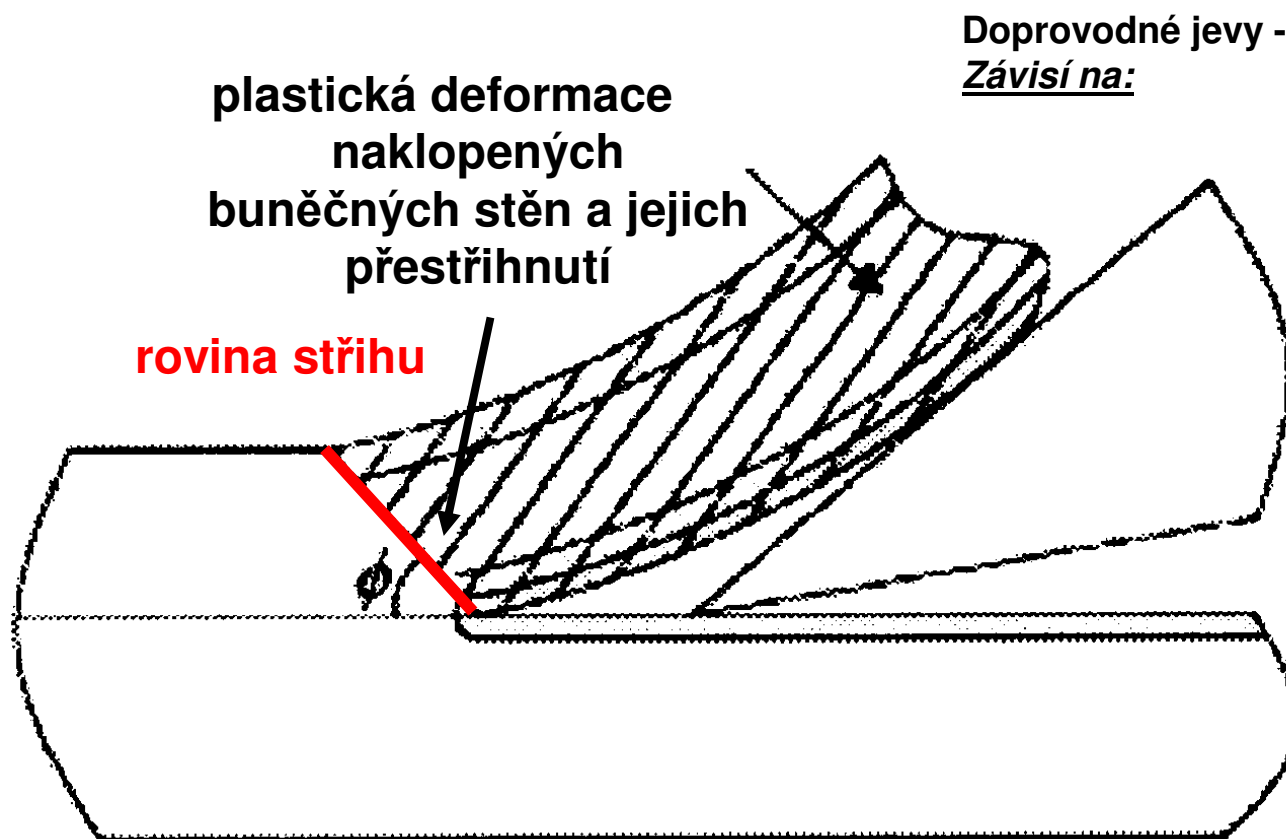
tah v části třísky
přiléhající k čelu a ostří
nástroje

čára ohybu



Poznámka: Na toto stádium se spotřebuje nejvíce energie, které je doprovázené intenzivním třením čela rezného klínu nástroje o povrch třísky.

C. Střih a oddělení třísky



Doprovodné jevy - tření třísky o čelo nástroje.

Závisí na:

- drsnosti povrchu čela,
- objemu třísky,
- směru vláken,
- hustotě dřeva,
- množství pryskyřice,
- řezné rychlosti,
- teplotě.

Tření hřbetu zubu o
obrobenou plochu.

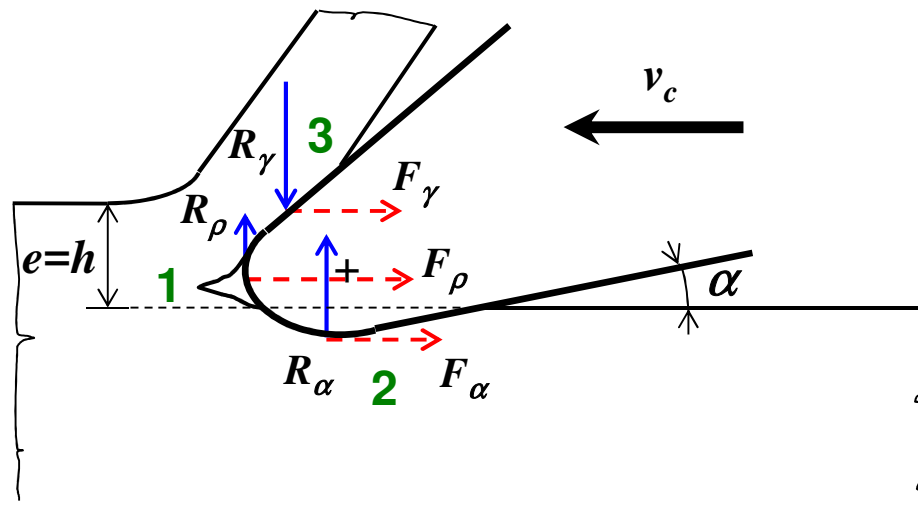
Závisí na:

- velikosti úhlu hřbetu α (vliv transformace - $\varphi_0 \neq 0$),
- velikosti „vypružení“ materiálu,
- modelu řezání,
- otupení břitu ρ .

Poznámka: Přestřihnutí třísky závisí na pevnosti materiálu ve střihu, stupni otupení břitu ρ , velikosti úhlu břitu β a tloušťce třísky.

1. Síly v řezném procesu

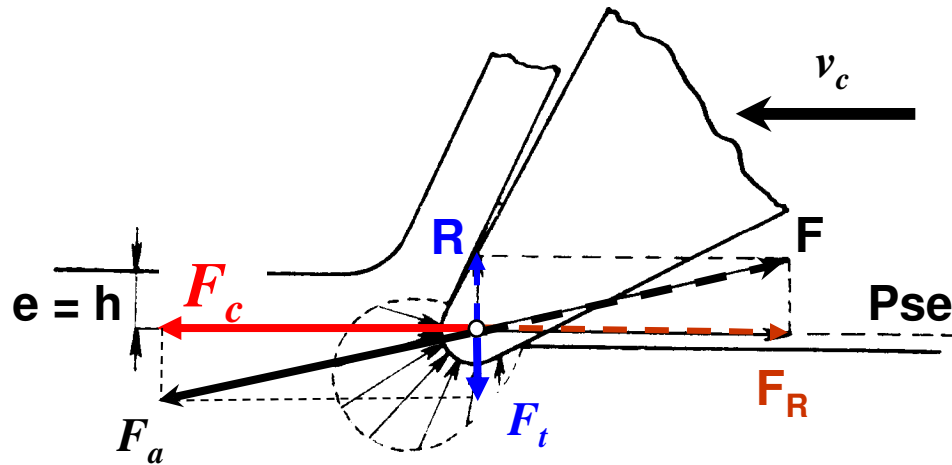
Zobrazení sil



1. Síly nutné k vlastnímu rozdělení dřeva břitem, za současné tlakové deformace vláken dřeva v těsném okolí břitu (F_ρ a R_ρ)
2. Síly nutné k překonání pružných deformací obráběného povrchu na hřbetě nástroje (F_α a R_α)
3. Síly nutné k odklonění třísky čelem nástroje (F_γ a R_γ)

Poznámka: Dále je třeba překonat síly tření třísky o čelo nástroje, tření hřbetu nástroje o obrobenou plochu a také tření bočních ploch nástroje.

Síly působící na břit nástroje

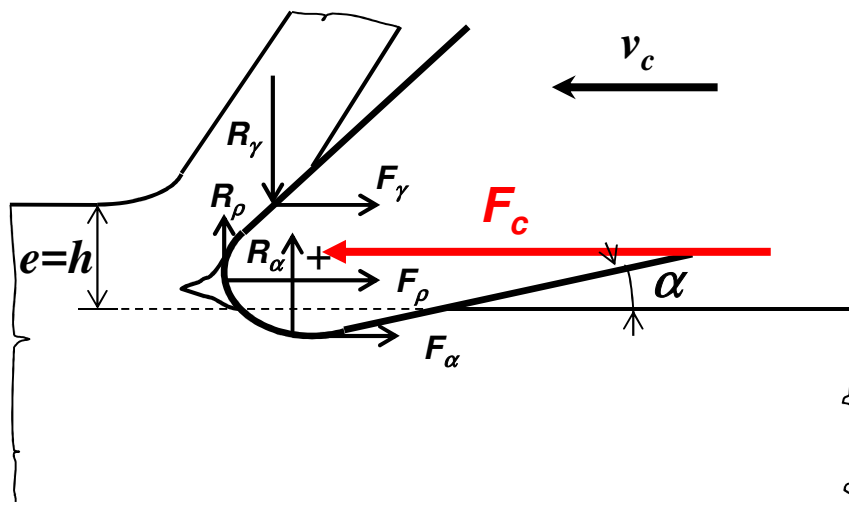


Abychom uskutečnili pohyb nástroje a následné odebrání třísky - musíme na nástroj působit **řeznou silou F_c (cutting force)**, která překonává odporovou sílu F_R .

Odporová síla R se snaží oddálit nástroj od obrobené plochy (může však směřovat i směrem k obrobené ploše, takže výslednice odporu F pak bude směřovat šikmo vpravo nahoru). Tento odpor je překonáván obvykle podávacím mechanismem stroje a síla je nazývána přitlačnou (podávací) silou F_t (**thrust force**).

- Dělení hmoty obrobku probíhá v pracovní rovině řezu Pse . Souhrn odporových sil působících proti ostří nástroje můžeme nahradit jedinou výslednou silou F (vznikne složením odporových sil F_R a R).
- Pro oddělení třísky je třeba proti odporové síle vynaložit aktivní sílu F_a (**active force**), která má opačné znaménko z principu akce reakce.

Odpory překonávané řeznou silou

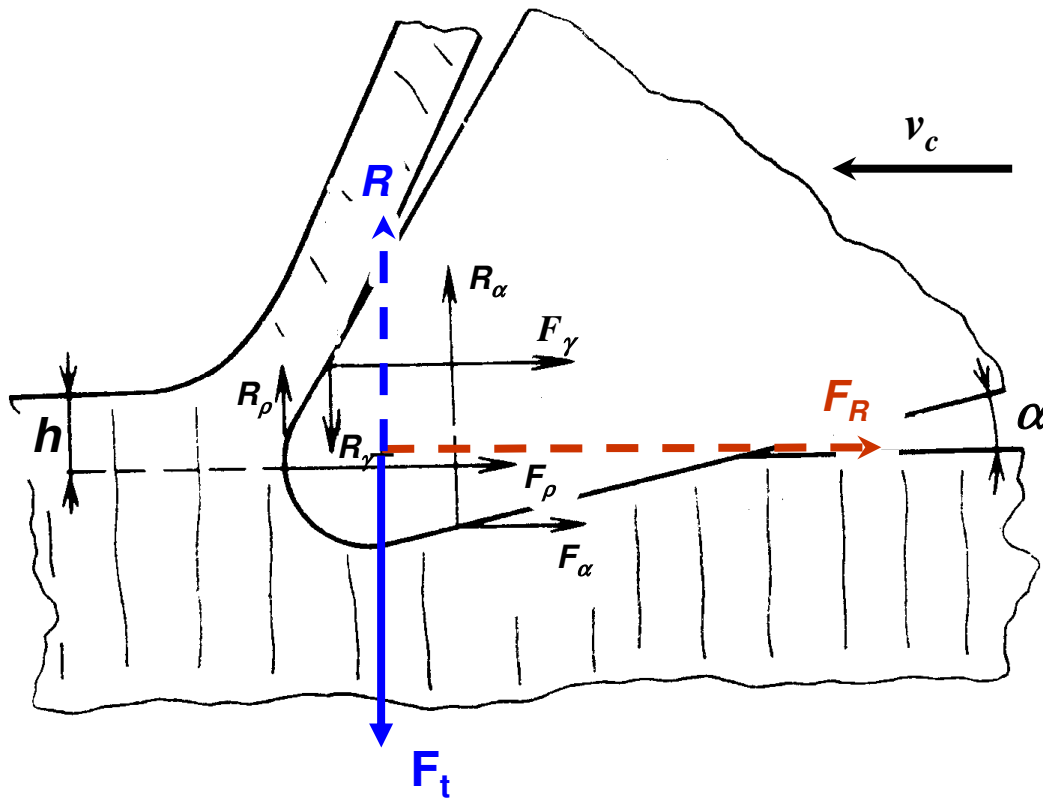


Sledování jednotlivých složek řezného odporu je poměrně obtížné. Proto v praxi většinou sledujeme výslednou řeznou sílu F_c , kterou při obrábění překonáváme jednotlivé složky řezného odporu:

$$F_c \geq F_\rho + F_\alpha + F_\gamma \quad [N]$$

Poznámka: V reálném řezném procesu však musí mít řezná síla větší hodnotu než výsledný řezný odpor $F_c > F_R$, jinak by došlo k rovnovážnému stavu a proces řezání by nemohl probíhat.

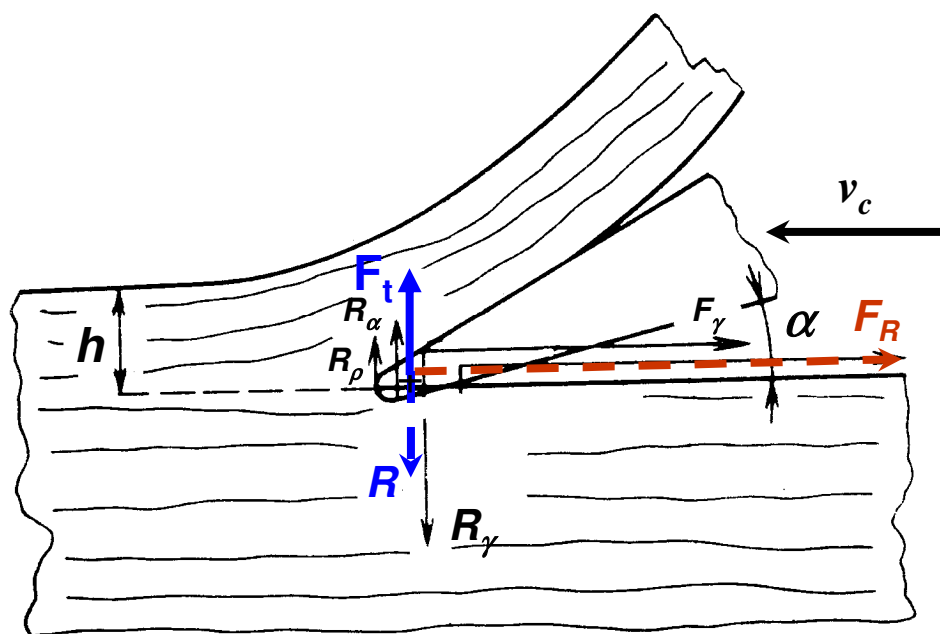
Přítlačná síla při otupeném nástroji a velkém úhlu řezu



Pro tupý nástroj platí:

$R = (R_\rho + R_\alpha) > R_\gamma \Rightarrow$ nástroj
je odtlačován, přítlačná síla
 F_t musí tedy břit nástroje
přítlačovat k obrobku

Přítlačná síla při ostrém nástroji a malém úhlu řezu

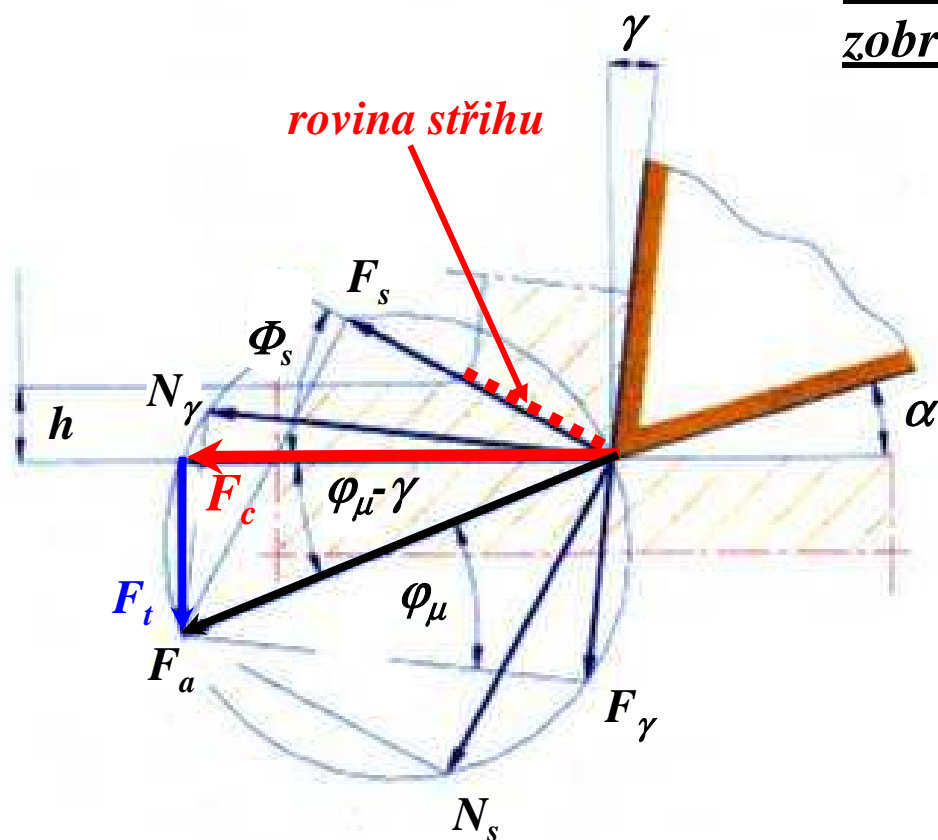


Ostrý nástroj s malým úhlem řezu má tendenci se sám zařezávat do obrobku, protože odpor třísky přitlačující nástroj k obrobku je podstatně vyšší než u otupeného nástroje s velkým úhlem řezu.

Pro ostrý nástroj platí: $R = (R_\rho + R_\alpha) < R_\gamma \Rightarrow$ břit nástroje se zařezává do povrchu obrobku a přítlačná síla F_t jej musí „udržet“ v rovině řezu.

Síly řezného procesu v kruhovém diagramu (Ernst - Merchant model)








Přehled sil při ortogonálním řezání,
zobrazených v pracovní rovině boční P_{fe} :



- F_c ... řezná síla (cutting force)
- F_t ... přítlačná síla (thrust force)
- F_a ... aktivní síla (active force)
- F_s ... střížná síla (shear force)
- N_s ... normálová síla k rovině stříhu
(normal force to shear plane)
- F_γ ... tangenciální třecí síla na čele
nástroje (friction on rake)
- N_γ ... normálová síla k čelu nástroje
(normal to rake)

- Φ_s ... střížný úhel (shear angle)
- Φ_μ ... třecí úhel (friction angle)
- α ... úhel hřbetu (clearance angle)
- γ ... úhel čela (rake angle)

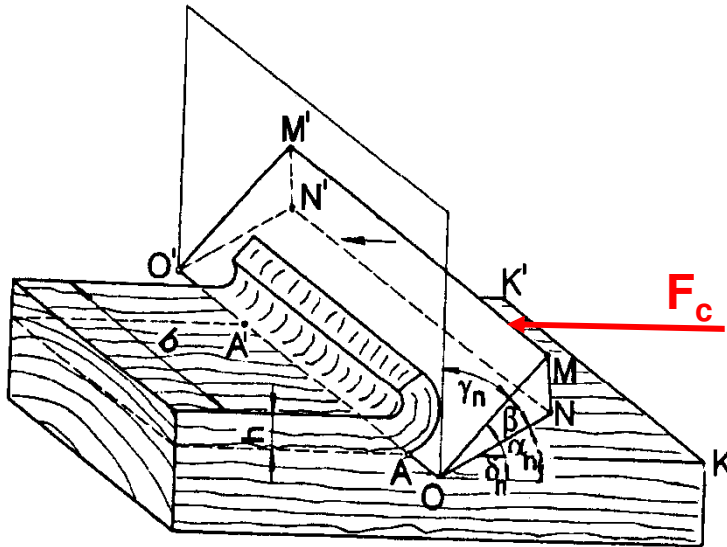
2. Základní dynamické prvky

-  Řezná síla F_c [N]
-  Měrná řezná síla - měrný řezný odpor k_c [Pa], [Nm⁻²]
-  Řezná práce E_c [J]
-  Měrná řezná práce e_c [Pa],[Nm⁻²]
-  Řezný výkon P_c [W]
-  Posuvná síla F_f [N]
-  Výkon potřebný pro posuv obrobku P_f [W]

Poznámka: V této fázi výkladu dynamických prvků půjde zejména o jejich základní fyzikální charakteristiku a základní vztahy pro jejich kvantifikaci.

Značení veličin podle platné české normy ČSN ISO 3002-4 „Základní veličiny při řezání a broušení. Část 4: Síly, práce, výkon“.

Řezná síla a měrný řezný odpor



Působením řezné síly F_c na břit nástroje je obecně odebírána třísky o šířce b a tloušťce h .
Velikost řezného odporu F_R a tedy i **řezné síly F_c** je pak rovna součinu **příčného průřezu třísky** a **měrného řezného odporu k_c** .
Z této úvahy je pak velikost řezné síly F_c :

Měrný řezný odpor (řezná síla vztažená na jednotku plochy třísky) k_c má rozměr [Pa, MPa], což vyplývá ze vztahu:

$$k_c = \frac{F_c}{b \cdot h}$$

[MPa] nebo [Nmm⁻²]

$$F_c = k_c \cdot b \cdot h \quad [N]$$

kde:

b ... šířka třísky (mm)

h ... tloušťka třísky (mm)

Práce a výkon v řezném procesu

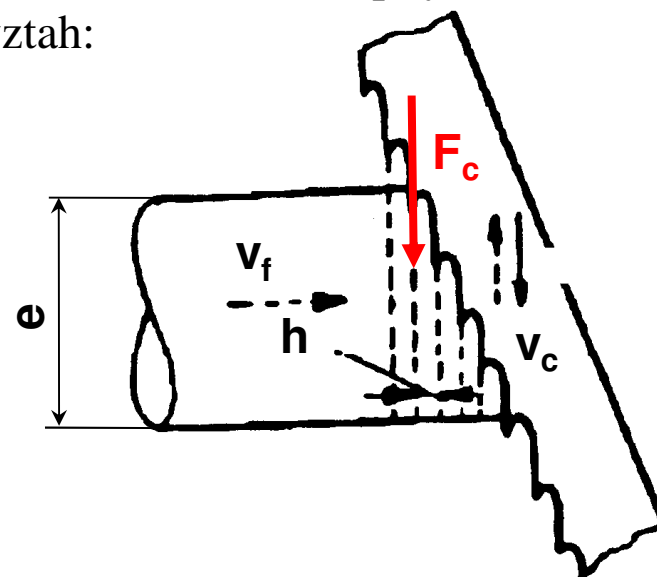
Řezná práce E_c

Řezná práce (cutting energy) E_c je rovna součinu velikosti řezné síly F_c na dráze l , kterou řezný nástroj (zub, břit) vykonává.

$$E_c = F_c \cdot l = k_c \cdot b \cdot h \int_0^l dl \quad [J]$$

Poznámka: Řezná práce E_c v sobě zahrnuje deformační a střižovou energii, energii k překonání tření na čele a hřbetu nástroje, energii pro formování nového povrchu a energii na ohyb a vynesení třísky z místa řezu.

Například pro řeznou délku zubu pilového listu rámové pily můžeme použít vztah:



$$E_c = F_c \cdot e = k_c \cdot b \cdot h \cdot e \quad [J]$$

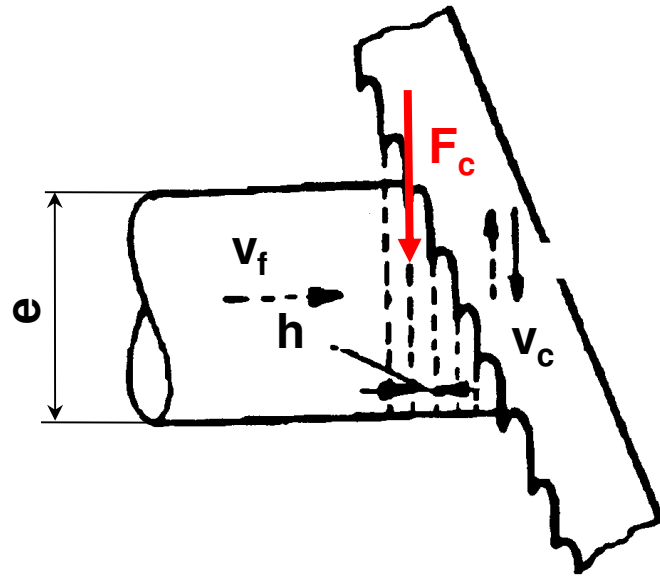
kde:

b ... šířka třísky (mm)

h ... tloušťka třísky (mm)

e ... výška rozřezávaného materiálu (dráha zubu)

► Měrná řezná práce e_c



Měrná řezná práce e_c (specific cutting energy) vyjadřuje velikost vynaložené řezné práce na jednotku obrobeného materiálu o objemu V přeměněného v třísku.

$$e_c = \frac{E_c}{V} = \frac{F_c \cdot l}{b \cdot h \cdot l} = \frac{F_c}{b \cdot h} = k_c [MPa]$$

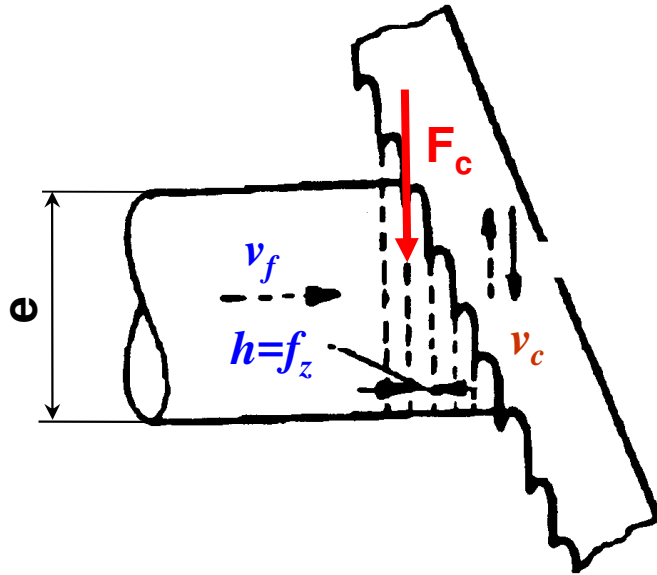
Pro rámovou pilu platí:

$$e_c = \frac{E_c}{V} = \frac{E_c}{b \cdot h \cdot e} = \frac{k_c \cdot b \cdot h \cdot e}{b \cdot h \cdot e} = k_c [Pa]$$

kde:

- k_c ... měrný řezný odpor
- b ... šířka třísky (mm)
- h ... tloušťka třísky (mm)
- e ... výška rozřezávaného materiálu

■ Řezný výkon P_c



Je-li známa měrná řezná práce e_c , pak její součin s odebraným objemem materiálu za jednu sekundu V_s dává jiným způsobem vyjádřený řezný výkon:

$$P_c = e_c \cdot V_s = \frac{F_c}{b \cdot h} \cdot b \cdot e \cdot v_f = k_c \cdot b \cdot e \cdot v_f$$

kde: v_f ... rychlost posuvu $v_f = f_z \cdot z \cdot n = h \cdot z \cdot n$

Řezný výkon P_c (cutting power) je úměrný řezné práci vykonané za časovou jednotku.

„Je to výsledek součinu řezné síly a řezné rychlosti, které působí v hlavním bodě řezné hrany ve stejném čase“.

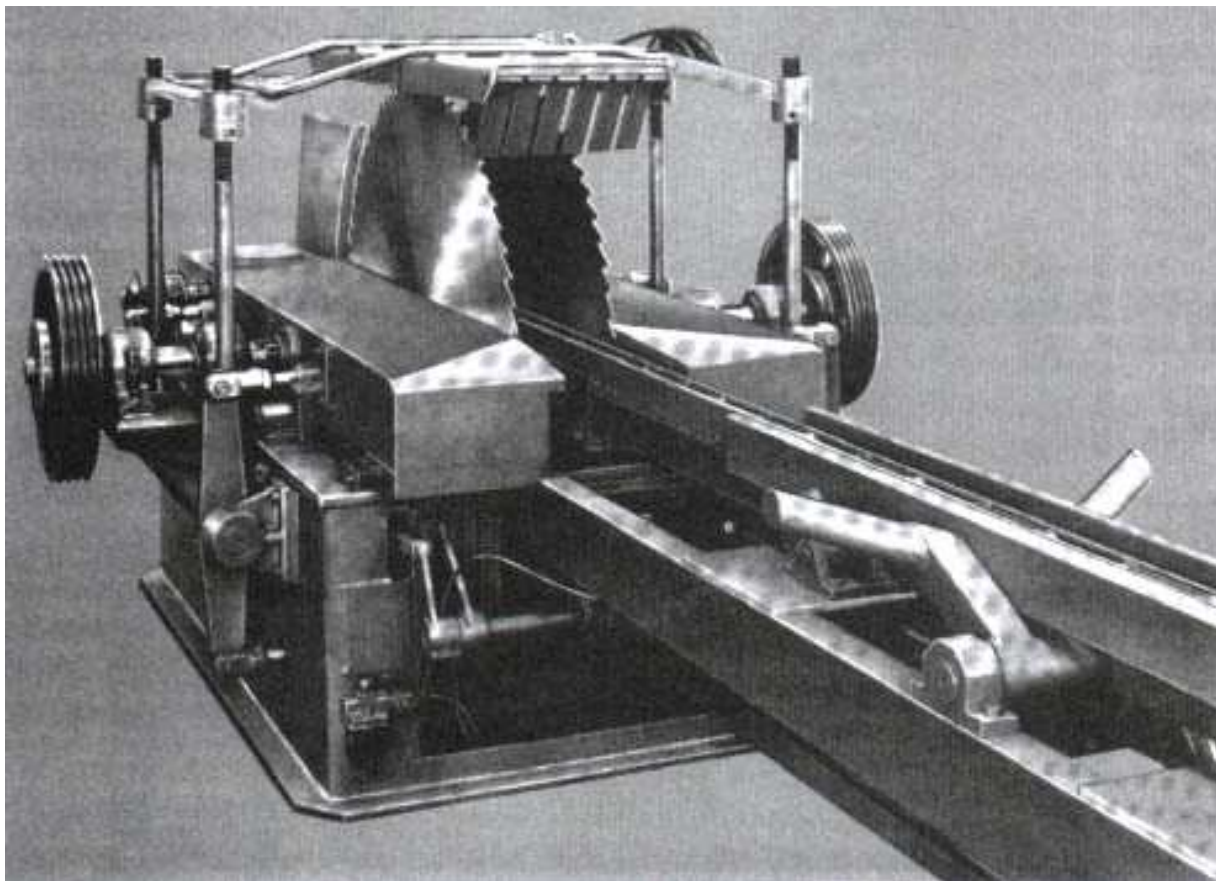
$$P_c = F_c \cdot v_c \quad [W]$$

Porovnáním obou vztahů pro výpočet výkonu dostaneme výraz pro jiné vyjádření řezné síly F_c jako funkci podávací a řezné rychlosti (vztah používaný při složitém řezání):

$$F_c = \frac{P_c}{v_c} = k_c \cdot b \cdot e \cdot \frac{v_f}{v_c} \quad [N]$$

3. Dynamické prvky u kotoučové pily

Kmenová dvoukotoučová pila



Parní válec a kmenová pila

<http://www.youtube.com/watch?v=Lq5wpVzaD6s&feature=related>

<http://www.stream.cz/uservideo/95160-porez-kulatiny>

*Technicko-
technologické parametry
jsou limitovány*

konstrukcí stroje:

průměr pilového kotouče –
600 až 1300 mm

střední řezná rychlost
 v_c do $40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

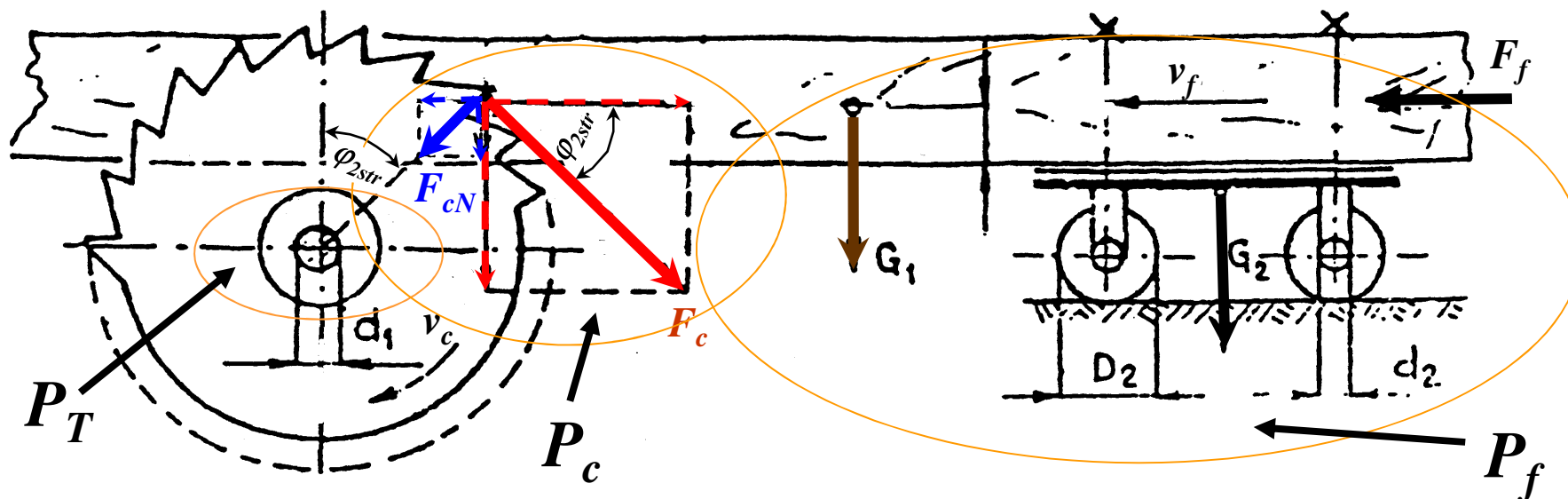
podávací rychlost
 v_f do $100 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

průměr výřezů
12 až 60 cm

délka výřezů
 $L = 1$ až 9 m

šířka řezné spáry
 $b = 4,5 \div 6,5 \text{ mm}$

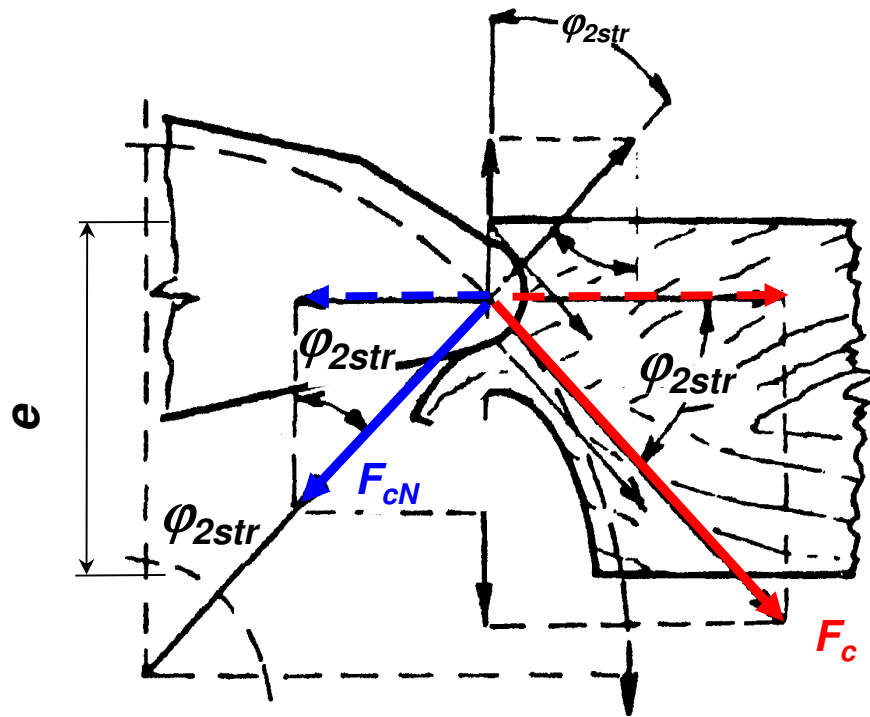
Instalovaný příkon pohonu



$$P = \frac{\sum P_i}{\eta} = \frac{P_T + P_c + P_f}{\eta} \quad [W]$$

kde η ... účinnost převodů mezi motorem a mechanismy pily

■ Řezná síla a výkon



$$F_c = k_c \cdot b \cdot h$$

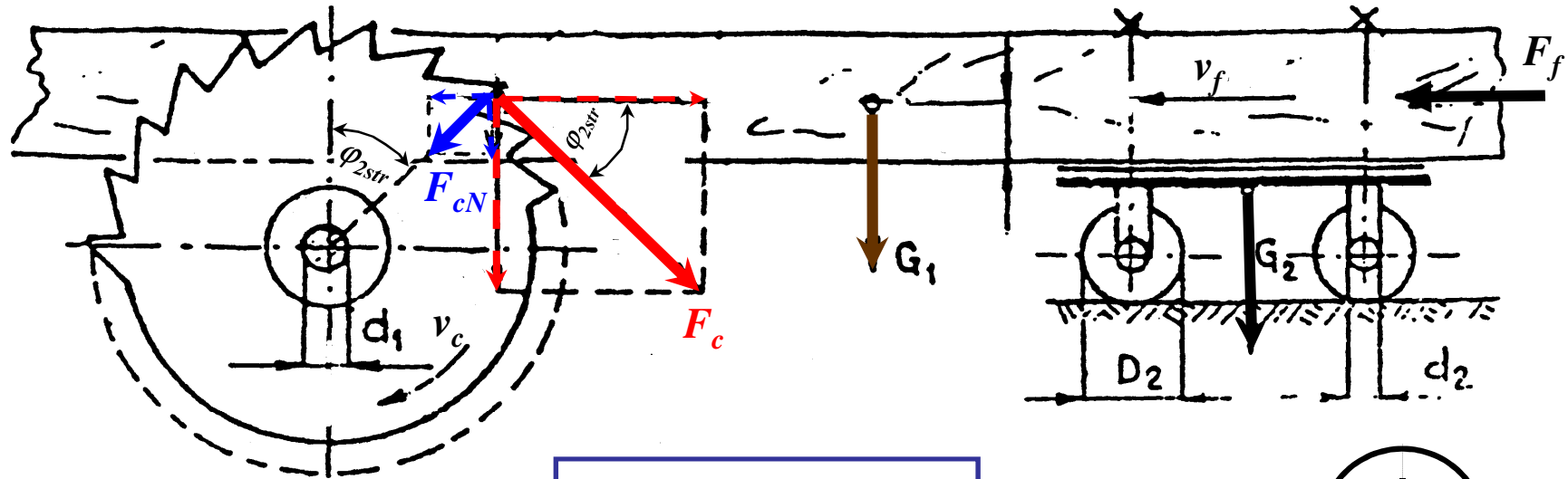
Řezání pilovým kotoučem je řezání ve spáře, jedná se o složité řezání, současně vzniká tříska s nerovnoměrnou tloušťkou třísky a proto je vhodnější pro řeznou sílu použít vztah:

$$F_c = k_c \cdot b \cdot e \cdot \frac{v_f}{v_c}$$

a pro řezný výkon vztah:

$$P_c = F_c \cdot v_c = k_c \cdot b \cdot e \cdot v_f$$

Výkon potřebný na podávání obrobku do řezu



$$P_f = F_f \cdot v_f \quad [W]$$

Podávací síla F_f :

$$\Sigma F_x = 0$$

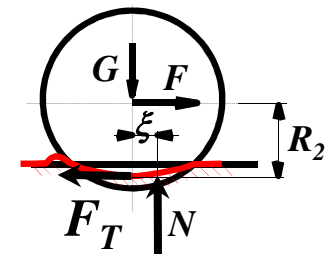
$$F_f = F_c \cdot \cos \varphi_{2str} - F_{cN} \cdot \sin \varphi_{2str} + (F_c \cdot \sin \varphi_{2str} + F_{cN} \cdot \cos \varphi_{2str} + G_1 + G_2) \cdot (f_{\xi} + \mu_v)$$

kde

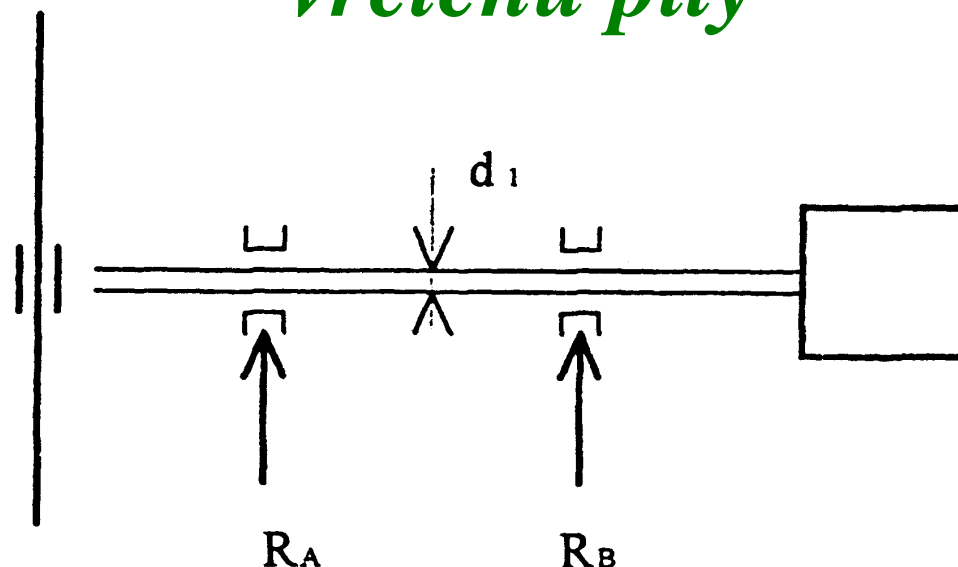
f_{ξ} ... součinitel čepového tření v nábojích kol (0,15 až 0,20)

μ_v ... součinitel valivého tření - $\mu_v = \xi/R_2$ (ξ poloměr ramene valivého odporu 0,01 až 0,05 mm)

F_{cN} ... normálová složka řezné síly $F_{cN} = \kappa F_c$ (koeficient $\kappa = (0,3 \text{ až } 1,2)$ pro praktické výpočty se obvykle volí $\kappa=1$)



Výkon potřebný na překonání tření ve vřetenu pily



$$P_T = (R_A + R_B) \cdot \mu \cdot (\pi d_1 \cdot n) \quad [\text{W}]$$

kde

d_1 ... průměr hřídele v místě uložení

n ... otáčky pily

R_A, R_B ... reakce v místě uložení

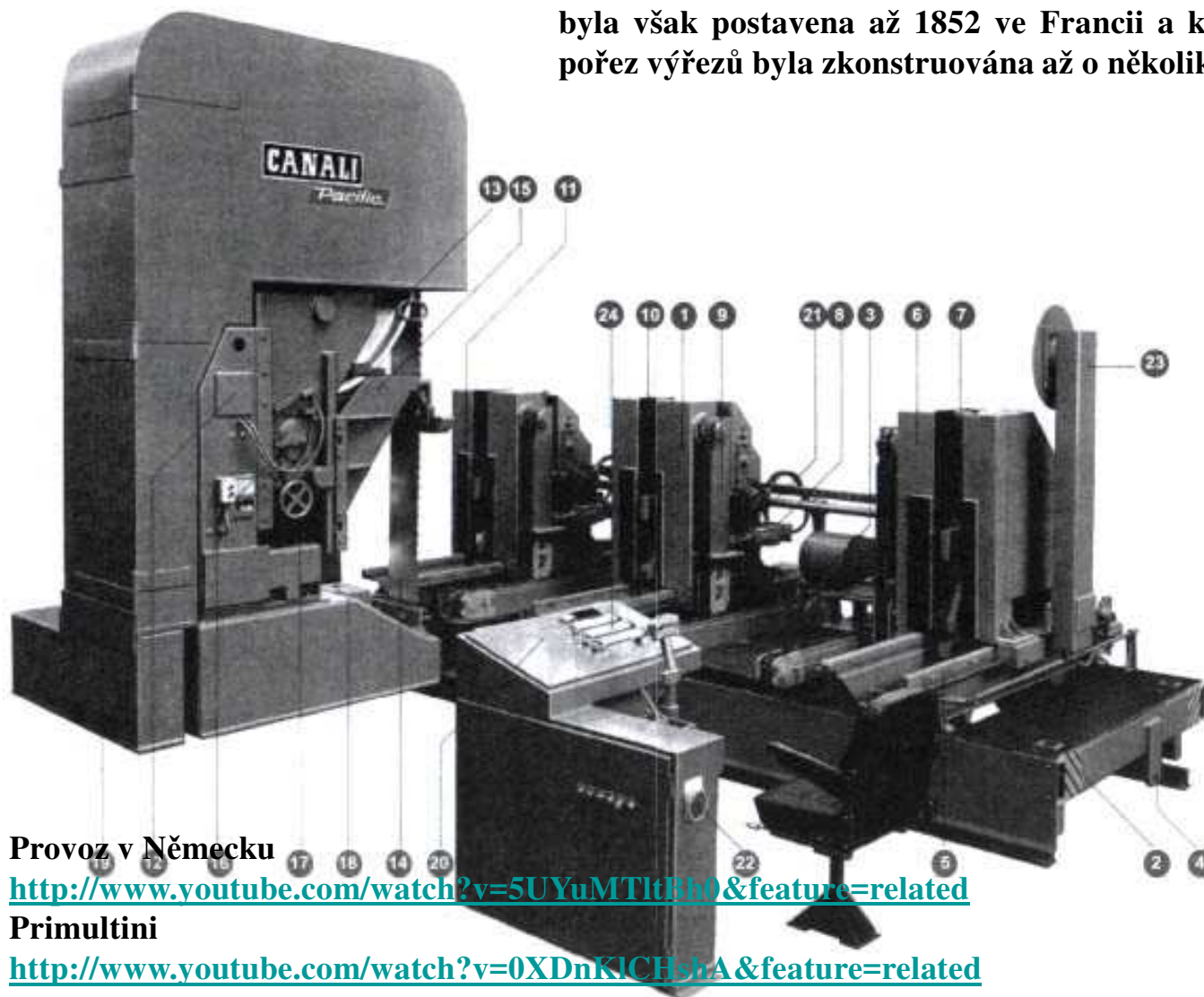
μ ... koeficient tření v ložiskách

(0,03 – 0,06 pro kluzná ložiska, 0,002 – 0,004 pro valivá ložiska)

4. Dynamické prvky u pásové pily

Kmenová pásová pila

Pásová pila byla navržena a patentována v roce 1808, byla původně navržena jako stroj truhlářský. První provozuschopná pásová pila byla však postavena až 1852 ve Francii a kmenová pásová pila pro pořez výřezů byla zkonstruována až o několik let později.



Technicko- technologické parametry kmenové pásové pily:

Průměr pásnice –
1400 až 1800 mm

Řezná rychlost
 v_c 0 až 40 m·s⁻¹

Podávací rychlost
 v_f 0 až 120 m·min⁻¹

Zpětný chod
až 210 m·min⁻¹

Výška řezu
700 až 1200 mm

Šířka řezné spáry
 $b = 2,4 \div 2,8$ mm

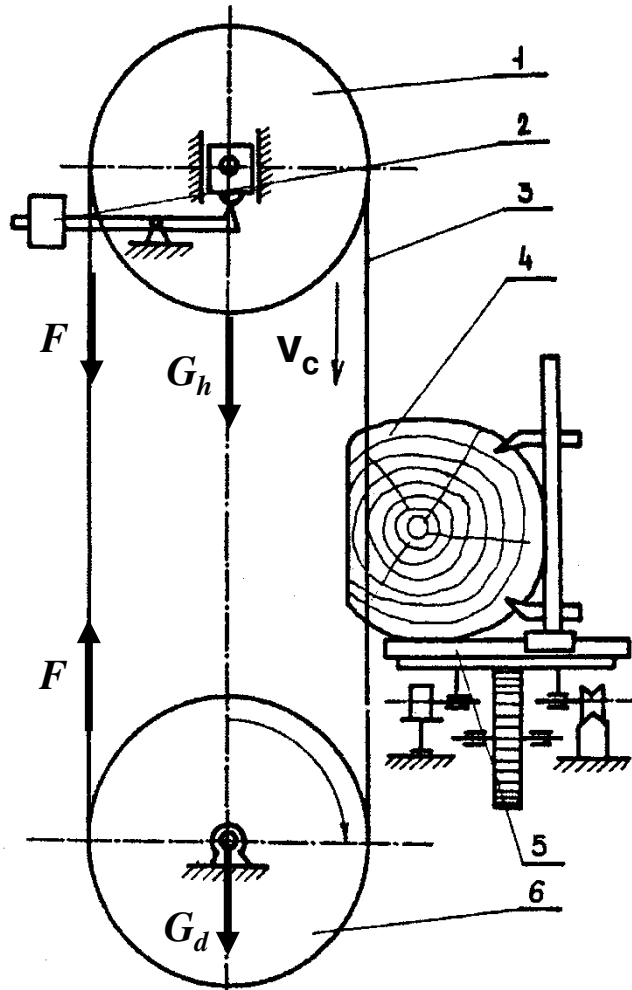
Provoz v Německu

<http://www.youtube.com/watch?v=5UYuMTltBh0&feature=related>

Primultini

<http://www.youtube.com/watch?v=0XDnKlCHshA&feature=related>

Výkon pohonu řezacího mechanismu



Celkový výkon pohonu řezacího mechanismu

$$P = P_c + P_a + P_T$$

kde

P_c ... řezný výkon

P_a ... výkon na překonání aerodynamických ztrát ($P_a \approx 3\text{kW}$)

P_T ... výkon na překonání tření v ložiskách

$$P_T = P_h + P_d = [(G_h + 2F) \cdot f \cdot v_h + (G_d - 2F) \cdot f \cdot v_d]$$

kde

F ... napínací síla jedné větvi

G_h , G_d ... tíhové síly horního a dolního kotouče s mechanismy

f ... koeficient tření v ložiskách

v_h , v_d ... obvodové rychlosti v horním a dolním čepu

■ Řezná síla a výkon



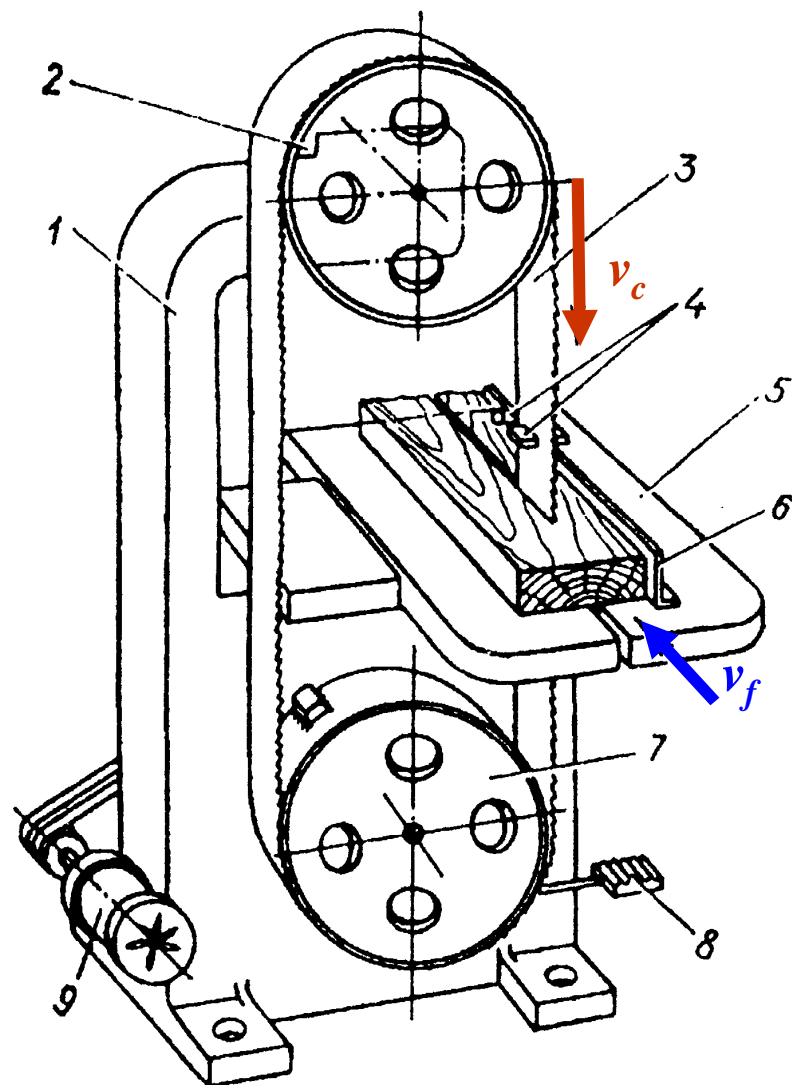
Řezná síla:

$$F_c = k_c \cdot b \cdot e \cdot \frac{v_f}{v_c}$$

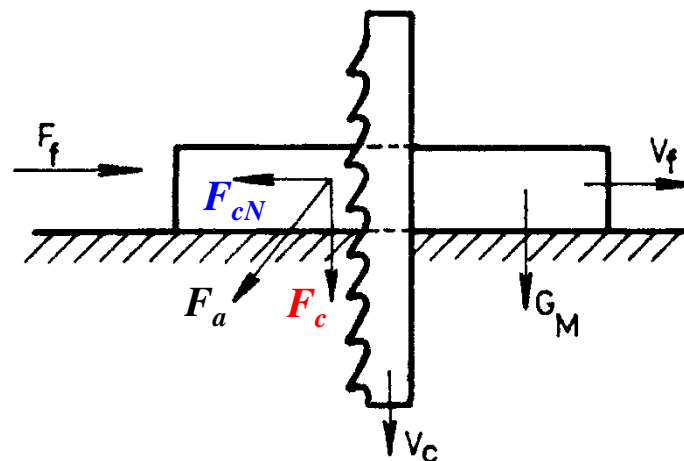
Řezný výkon:

$$P_c = F_c \cdot v_c = k_c \cdot b \cdot e \cdot v_f$$

Výkon potřebný k posuvu obrobku



1 – rám truhlářské pily, 2 – horní pásnice, 3 – pilový pás,
4 – vodítka, 5 – naklápěcí stůl, 6 – vodící pravítko,
7 – spodní hnací pásnice, 8 – nožní brzda, 9 – elektromotor
pohonu



Podávací síla:

$$F_f = F_{cN} + (F_c + G_m) \cdot f$$

kde F_{cN} ... normálová složka řezné síly $F_{cN} = \kappa F_c$
(koeficient $\kappa = (0,3 \text{ až } 1,2)$ pro praktické
výpočty se obvykle volí $\kappa=1$)

F_c ... řezná síla

G_m ... tíhová síla od hmotnosti obrobku

f ... koeficient tření mezi obrobkem a stolem
(0,25 až 0,30)

Výkon:

$$P_f = F_f \cdot v_f$$

4. Dynamické prvky u rámové pily

Rámová pila

Technicko-technologické parametry RP střední velikosti:

otáčky klikového mechanismu
 $n = 320 \div 340 \text{ min}^{-1}$

střední řezná rychlost
 $v_{cm} = 6,5 \div 7,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

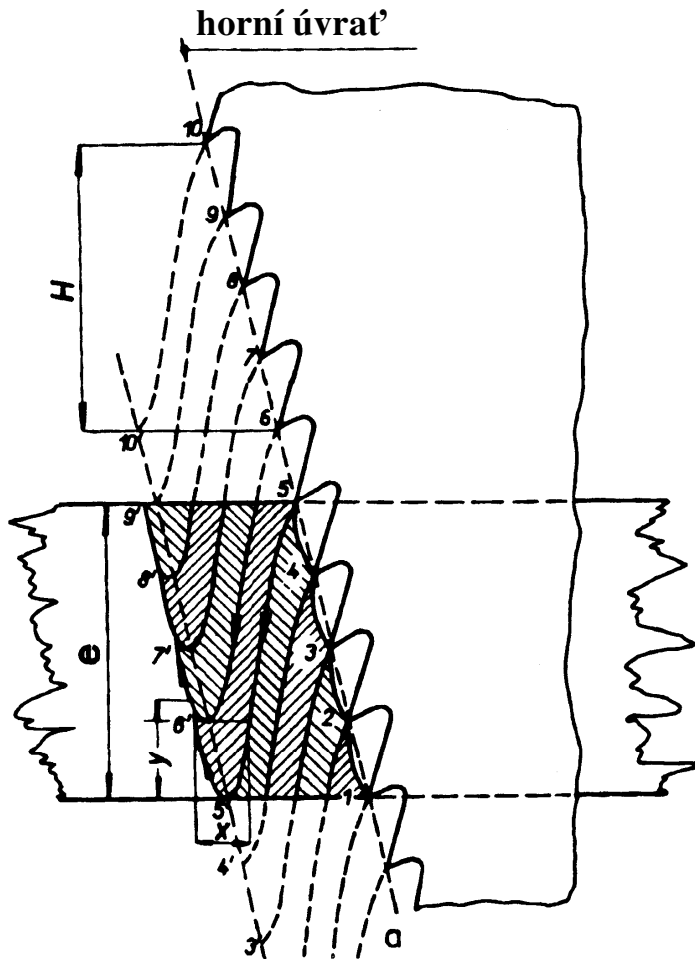
rychlost posuvu výřezu
 $v_f = 10 \div 16 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

šířka řezné spáry
 $b = 2,8 \div 3,2 \text{ mm}$



<http://kovo-ida.takeit.cz/produkt/ramova-pila-rh-60-633621>

Střední řezná síla a řezný výkon



Vzhledem k tomu, že není možné přesně definovat geometrický tvar třísky \Rightarrow jedná se o složité řezání - můžeme pro určení průměrné řezné síly použít dříve odvozený vztah:

$$F_{c\,str} = k_c \cdot b \cdot \sum e \cdot \frac{v_f}{v_{c\,str}}$$

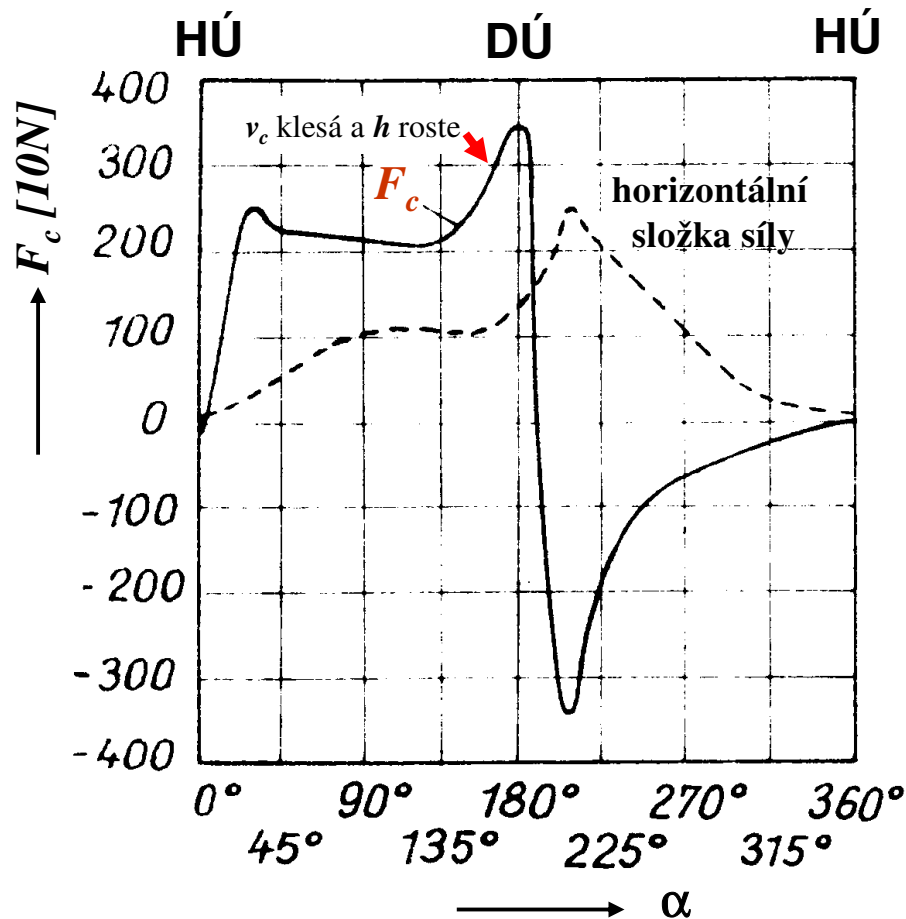
Poznámka: Součet řezných výšek $\sum e$ musíme uvažovat pro zuby všech pilových listů, které jsou v záběru.

Řezný výkon:

$$P_c = F_{c\,str} \cdot v_{c\,str} = k_c \cdot b \cdot \sum e \cdot \frac{v_f}{v_{c\,str}} \cdot v_{c\,str} = k_c \cdot b \cdot \sum e \cdot v_f = k_c \cdot b \cdot \sum e \cdot f_n \cdot n \quad [W]$$

Řezná síla

Průběh F_c RP s plynulým posuvem



Těsně u horní úvratě (HÚ) je vertikální řezná síla vzhledem ke ztrátě zdvihu nepatrná. Asi uprostřed zdvihu ($\alpha_k = 90$ až 135°) kdy posuv na zub f_z je poněkud menší, řezná síla klesá. **Směrem k dolní úvratí 180° řezná rychlost v_c klesá a tloušťka třísky h se zvětšuje → takže řezná síla F_c prudce stoupá.** V dolní úvratí (DÚ) z kladného maxima prudce klesá do maxima záporného. Horizontální složka je během pracovního zdvihu poměrně malá, zvětšuje se však vlivem postupného zaplňování zubových mezer pilinami a dosahuje maxima za DÚ, kdy je pilový list nejvíce namáhán.

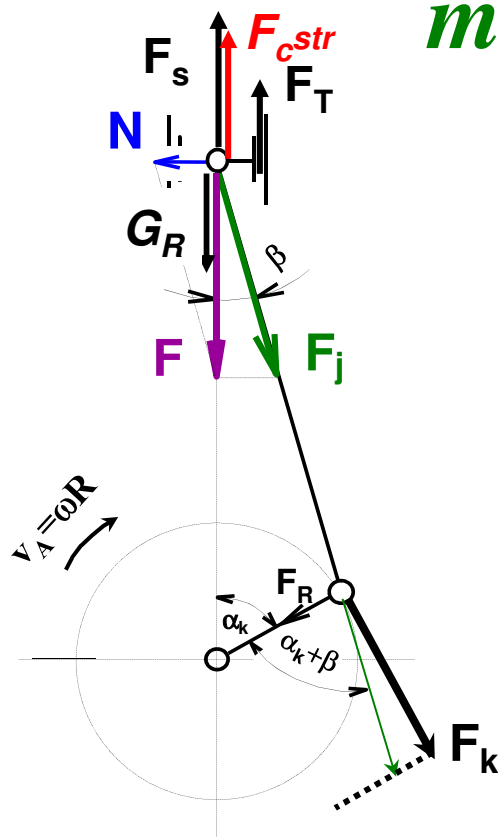
Pro stanovení řezného výkonu se operuje se střední řeznou silou F_{cstr}

■ *Celkový výkon pohonu RP*

Celkový výkon motoru rámové pily je dán součtem výkonu pohonu řezného mechanismu pily + výkonu pohonu podávacího mechanismu.

$$P_M = P_k + P_f \quad [W]$$

■ Výkon potřebný na pohon řezného mechanismu pily P_k



Síla na pohon rámu pily F při řezu je :

$$F = F_{cstr} + F_s + F_T - G_R$$

kde F_{cstr} ... střední řezná síla

F_s ... setrvačná síla $F_s = m_R a$,

F_T ... třecí síla ve smykadlech rámu pily ($F_T = N \cdot f$),

G_R ... tíhová síla od hmotnosti rámu.

Síla v ose ojnice F_j je :

$$F_j = \frac{F}{\cos \beta}$$

Síla na pohon kliky F_k je :

$$F_k = F_j \cdot \sin(\alpha_k + \beta)$$

Výkon k pohonu řezného mechanismu pily:

$$P_k = F_k \cdot v_A + F_R \cdot f_{\check{c}1} \cdot \pi d_1 \cdot n + F_j \cdot f_{\check{c}2} \cdot \pi d_2 \cdot n \quad [W]$$

kde $f_{\check{c}}$... čepová tření, d_1 a d_2 průměry čepů hlavních a ojních ložisek kliky

Výkon potřebný na posun výřezu P_f

$$P_f = F_{f\,str} \cdot v_f \quad [W]$$

kde $F_{f\,str}$... průměrná podávací síla do řezu
 v_f ... podávací rychlost

Průměrnou podávací sílu do řezu je možné podle posledních výzkumů (např. Orlicz, 1988) určit ze vztahu:

$$F_{f\,str} = c_f \cdot F_{c\,str}$$

kde c_f ... koeficient zohledňující otupení zubů pilového listu (0,6 až 1,0)

Poznámka: Při řezání v úzké spáře a s velmi kvalitním ostřením zubů (Orlowski, 2010), se koeficient c_f může snížit přibližně na hodnotu 0,3).

Stanovení posuvu pily v závislosti na max. řezném výkonu, který je k dispozici

Efektivní výkon pohonné jednotky:

kde

$$P_{ef} = P_M \cdot \eta_M \cdot \eta_P = (P_k + P_f) \cdot \eta_M \cdot \eta_P$$

P_M ... výkon motoru pohonné jednotky

η_M ... účinnost motoru

η_P ... účinnost převodů stroje

Maximální řezný výkon, který je k dispozici:

$$P_{c \max} = P_{ef} - (P_f - P_R)$$

kde

P_{ef} ... efektivní výkon pohonné jednotky

P_f ... výkon potřebný pro posuv obrobku

P_R ... výkon potřebný pro volný chod

Maximální rychlost posuvu z hlediska dostupného výkonu:

$$v_{f \max} = \frac{P_{c \max}}{k_c \cdot b \cdot \sum e}$$

$\sum e$... součet řezných výšek od všech pilových listů

5. Dynamické prvky u rovinné frézky

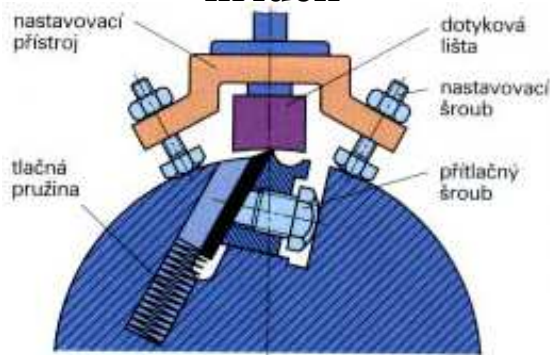
Srovnávací truhlářská frézka

Dosažení hladkého povrchu obrobku přesných rozměrů je dosahováno srovnávacími nebo tloušťkovačkami.

Tvarové plochy jsou obvykle frézovány spodními nebo vrchními frézami, čtyřstrankami apod.).



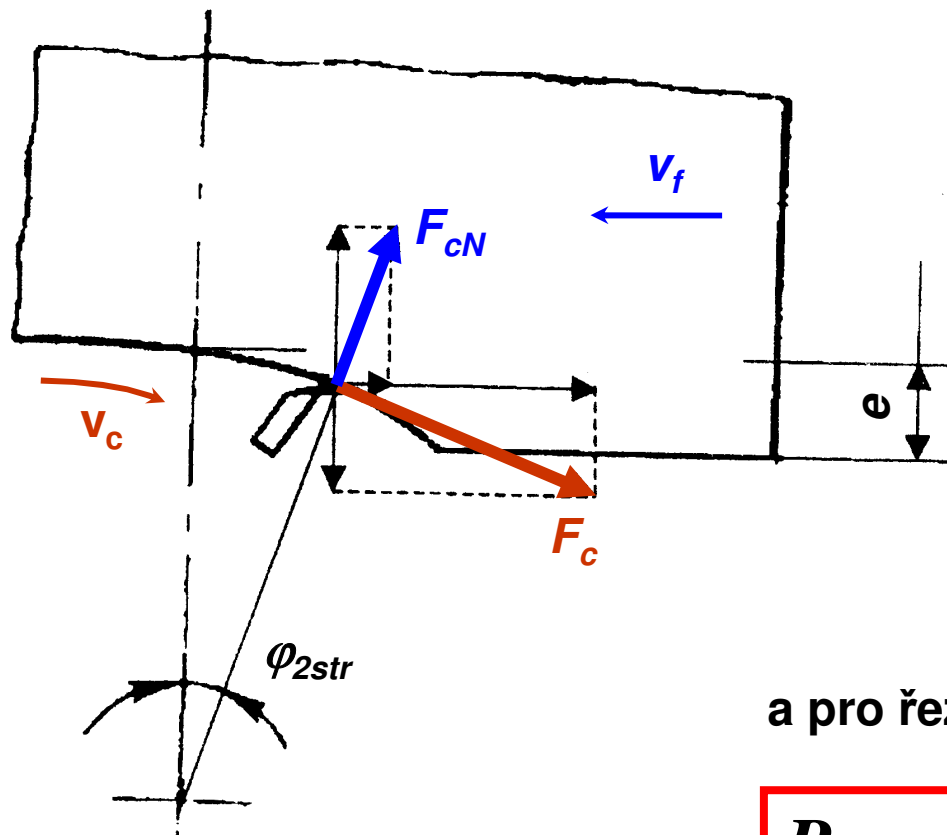
Nastavení nože v nožové hřídeli



Nastavení zadního stolu



Řezná síla a výkon



Řezná síla je určena rovnicí:

$$F_c = k_c \cdot b \cdot e \cdot \frac{v_f}{v_c}$$

b – šířka obrobku

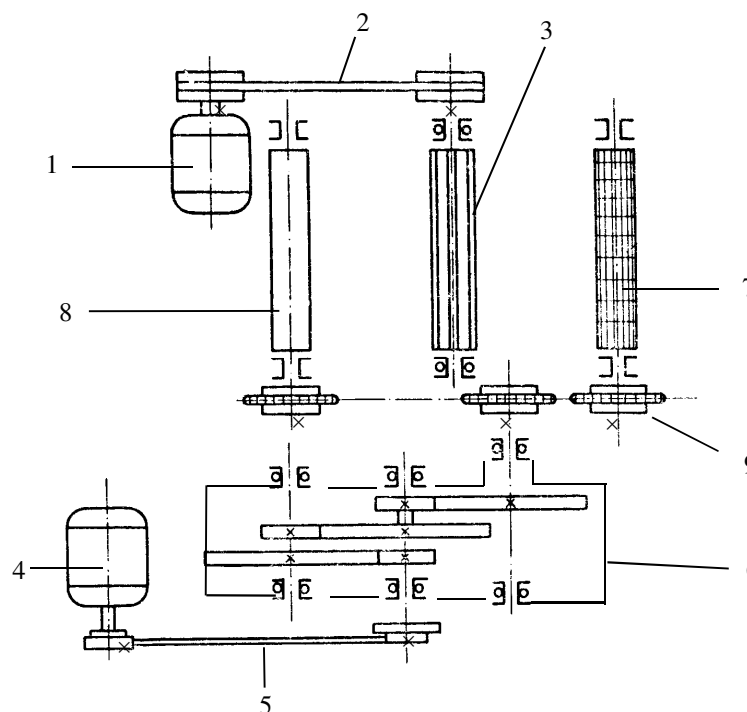
a pro řezný výkon vztah:

$$P_c = F_c \cdot v_c = k_c \cdot b \cdot e \cdot v_f$$

Příkon pohonů tloušťkovačky



- 1 – stojan stroje
- 2 – pracovní stůl
- 3 – protihlukový kryt
- 4 – obslužný pult
- 5 – digitální ukazatel výškového nastavení pracovního stolu (přesnost 0,1 mm)



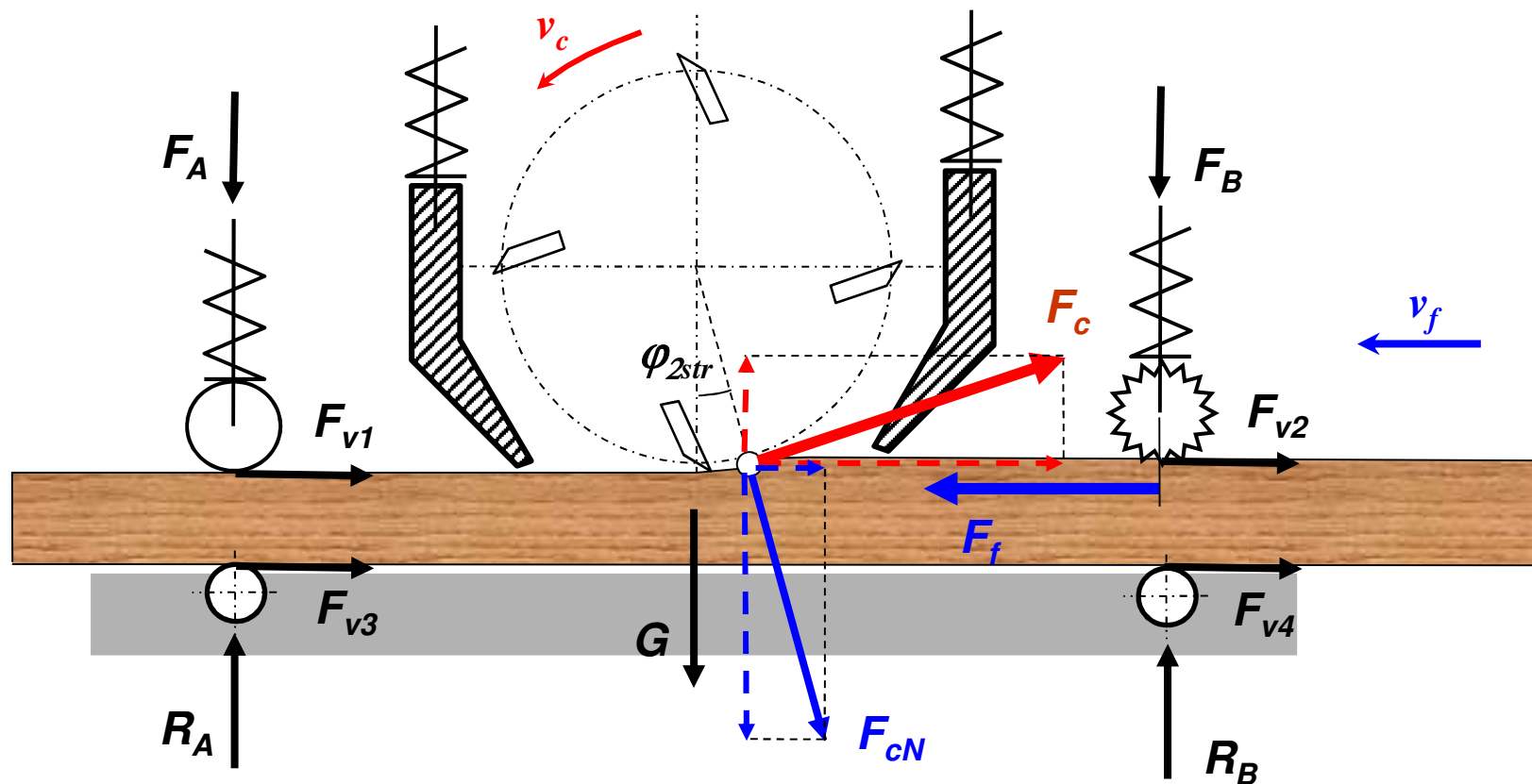
- 1 – elektromotor pohonu nožového hřídele
- 2, 5 – řemenový převod s klínovými řemeny
- 3 – nožový hřídel
- 4 – elektromotor pohonu podávacího mechanismu
- 6 – převodovka s ozubenými koly
- 7 – přední rýhovaný podávací válec
- 8 – zadní hladký (pogumovaný) podávací válec
- 9 – řetězový převod

Příkon hl. pohonu – motor (1)

$$P_M = \frac{F_c \cdot v_c}{1000 \cdot \eta_p} \quad [kW]$$

kde η_p ... účinnost řemenového převodu a ztráty v ložiscích nožového hřídele

Příkon podávacího mechanismu



F_A, F_B – přitlačné síly podávacích válců
 R_A, R_B – reakce vodících válců na obrobek
 F_{v1} až F_{v4} – síly zahrnující valivé a čepové tření v podávacích válcích

F_c – řezná síla
 F_f – podávací síla
 F_{cN} – normálová složka řezné síly
 G – tíhová síla od hmotnosti obrobku

Výpočet síly podávací síly pro posun obrobku

$$F_f = F_c \cdot \cos \varphi_m + F_{cN} \cdot \sin \varphi_m + (F_A - F_c \cdot \sin \varphi_m + F_B) \cdot (f_{\check{1},2} + \mu_{v1,2}) + \\ + (F_A + G - F_c \cdot \sin \varphi_m + F_{cN} \cdot \cos \varphi_m + F_B) \cdot (f_{\check{3},4} + \mu_{v3,4})$$

kde $f_{\check{\epsilon}}$... součinitel čepového tření v nábojích kol (0,15 až 0,20)
 μ_v ... součinitel valivého tření - $\mu_v = \xi/R$ (ξ poloměr ramene valivého odporu 0,01 až 0,05 mm, R poloměr podávacího válce v mm)
 F_{cN} ... normálová složka řezné síly $F_{cN} = \kappa F_c$ (koeficient $\kappa = (0,3 \text{ až } 1,2)$ pro praktické výpočty se obvykle volí $\kappa=1$)

Poznámka: U vodorovných jednostranných srovnávaček s ručním posuvem obrobku platí empirický vztah

$$F_f \approx 1,2F_c + 0,3G$$

Příkon elektromotoru podávacího mechanismu frézky

Pro zabezpečení posuvu obrobku je nezbytné, aby tahová síla posouvající obrobek F_t byla větší jako je součet všech sil působících proti posuvu obrobku. Z tohoto důvodu se vypočtená podávací síla F_f násobí bezpečnostním koeficientem k_b .

$$F_t = k_b \cdot F_f \quad [N]$$

kde k_b ... koeficient bezpečnosti $k_b = (1,3 \text{ až } 1,5)$

Příkon pohonu podávacího mechanismu – motor (4)

$$P_{Mp} = \frac{F_t \cdot v_f}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_m} \quad [kW]$$

kde η_m ... mechanická účinnost převodů podávacího mechanismu ($\eta_m = 0,91$)
 v_f ... podávací rychlost obrobku ($\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$)

Děkuji za pozornost