

UČEBNÍ TEXTY VYSOKÝCH ŠKOL

---

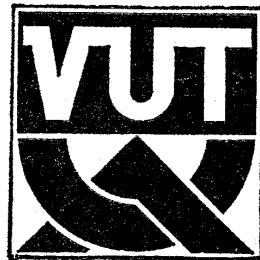
Vysoké učení technické v Brně

Č. 111

Fakulta strojní

Prof. Ing. Václav Borský, CSc.

## Základy stavby obráběcích strojů



---

Nakladatelství VUT Brno



## 1. ÚVOD

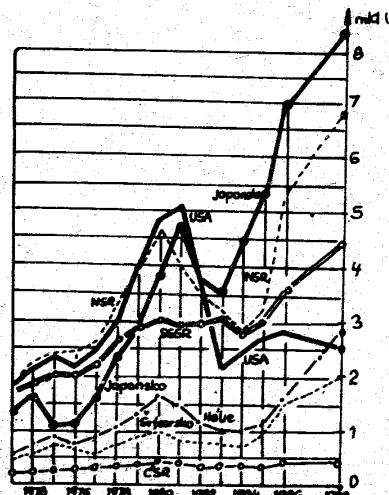
Trvalý růst průmyslové výroby zvyšováním produktivity práce je především závislý na technické úrovni výrobních pochodů, které jsou ovlivňovány stavem výrobních prostředků. To je nejznatelnější v průmyslově vyspělých státech, kde jedním z klíčových průmyslových odvětví je strojírenství a v něm zvláště výroba výrobních prostředků, zejména obráběcích strojů.

Obráběcí stroj určuje především úroveň technologie strojírenské výroby, její produktivitu, efektivnost a do značné míry také technickou úroveň výrobku, a to tím spíše, že ve strojírenském průmyslu se obrábění podílí v průměru 40% na celkové pracnosti výrobku.

### 1.1 Rozvoj výroby obráběcích a tvářecích strojů ve světě

Z dlouhodobého sledování ročních přehledů o výrobě obráběcích a tvářecích strojů vyplývá, že na celkovém objemu světové produkce se podílejí ze 78 % obráběcí a z 22 % tvářecí stroje. Je z nich také výrazně patrná prudce rostoucí závislost výrobců těchto strojů na subdodávkách z široké oblasti dalších průmyslových oborů, především elektronických, elektrotechnických, měřicích, kontrolních, manipulačních, nástrojových atd., které významně ovlivňují růst objemu dodávek finálních strojních zařízení. V poslední době se tento vliv projevuje také ve vybavování dodávaných strojů a jejich automatizovaných soustav výpočetní technikou, plynoucí do strojírenské techniky i její produkce nové směry při jejím zefektivňování.

V čele světové produkce obráběcích a tvářecích strojů jsou již od padesátých let USA, SRN a SSSR, k nimž se od druhé poloviny sedmdesátých let připojilo v důsledku prudkého růstu kapacit výroby obráběcích strojů také Japonsko (obr.1). Tato čtyřčlenná vedoucí skupina průmyslových vel mocí trvale zabezpečuje dvoutřetinový podíl světové produkce obráběcích a tvářecích strojů nejvyšší technické úrovně. Ve vedení této skupiny zemí se postupně střídaly USA a SRN, před něž se dostalo počátkem osmdesátých let Japonsko, které si toto vedoucí postavení trvale upevňuje ve stálém větším předstihu, neboť dosahuje nebývale velkých ročních přírůstku ve výrobě. Těžiště japonské produkce obráběcích strojů spočívá ve středních velikostech číslicově řízených obráběcích strojů, především soustruhů,



Obr.1.: Výroba OS a TS ve vybraných zemích v r.1973-88

obráběcích center, elektrojiskrových drátových vyřezávaček, hloubicích strojů a průmyslových robotů.

Podíl jednotlivých zemí na světové výrobě, vývozu, dovozu a spotřebě obráběcích strojů a tvářecích strojů je uveden na obr. 2. Analyzou uvedeného přehledu lze odvodit řadu zajímavých poznatků.

Západoevropské země  
sdržené v CE-CIMO (výbor pro spolupráci průmyslů obráběcích strojů západoevropských zemí) si prostřednictvím 12 národních průmyslových svazů s cca 1500 výrobci a zhruba 200 000 zaměstnanci jako celek zachovávají trvale vedoucí postavení největšího producenta i vývozce obráběcích a tvářecích strojů.

V tomto mezinárodním seskupení západoevropských výrobců sehrává vedoucí roli průmysl obráběcích a tvářecích strojů SRN, který svou výrobní kapacitou představuje polovinu celkové produkce CECI-MO. Od roku

Pořadí zemí podle objemu výroby v r. 1986	Výroba		Vývoz		Doprava		Domácí spotřeba	
	mil. DM	%	mil. DM	%	mil. DM	%	mil. DM	%
1. Japonsko	15 373	24,2	6 357	21,4	536	2,1	9 552	16,3
2. NSR	11 310	17,8	6 806	22,9	2 402	9,6	6 906	11,8
3. SSSR/SFR	7 939	12,5	C 548	1,9	C 3 619	14,6	C 11 010	18,8
4. USA	6 143	9,7	1 216	4,1	4 776	19,0	9 703	16,5
5. Itálie	3 572	5,6	2 036	6,9	714	2,8	2 230	3,8
6. Švýcarsko	3 124	4,9	2 779	9,4	725	2,9	1 070	1,8
7. NDR	2 811	4,4	2 920	9,8	400	1,6	291	0,5
8. Velká Británie	1 581	2,5	809	2,7	1 955	7,8	2 727	4,6
9. Francie	1 506	2,4	690	2,3	1 255	5,0	2 071	3,5
10. ČSR	831	1,3	674	2,3	175	0,7	332	0,5
11. Brazílie	C 803	1,3	84	0,3	104	0,4	C 823	1,4
12. Španělsko	792	1,3	396	1,4	217	0,9	613	1,0
13. ČR	C 790	1,3	C 18	0,0	C 268	1,1	C 1 040	1,8
14. Tchaj-wan	762	1,2	529	1,8	152	0,6	395	0,7
15. Jugoslávie	698	1,1	431	1,5	261	1,1	528	0,9
16. Rumunsko	666	1,1	C 113	0,4	C 154	0,6	C 707	1,2
17. Řecko	641	1,0	456	1,5	526	2,1	711	1,2
18. Indie	543	0,9	46	0,2	362	1,5	860	1,4
19. Jižní Korea	524	0,8	54	0,2	605	2,8	1 155	2,0
20. Maďarsko	488	0,8	302	1,0	215	0,9	401	0,7
21. Kanada	485	0,7	340	1,2	794	3,2	909	1,6
22. Rakousko	339	0,5	304	1,0	376	1,4	411	0,7
23. Polsko	C 333	0,5	150	0,5	C 183	0,7	C 366	0,6
24. Belgie	312	0,5	460	1,6	575	2,3	427	0,7
25. Bulharsko	311	0,5	187	0,6	840	1,3	464	0,8
26. Izrael	217	0,4	185	0,6	C 130	0,5	C 162	0,3
27. Dánsko	145	0,2	123	0,4	320	1,3	342	0,6
28. Nizozemí	142	0,2	381	1,3	754	3,0	515	0,9
29. Austrálie	C 87	0,1	12	0,0	386	1,6	C 458	0,7
30. Argentina	C 80	0,1	C 40	0,1	C 94	0,4	C 134	0,2
31. Singapur	C 75	0,1	C 183	0,6	314	1,2	C 206	0,4
32. Finsko	C 53	0,1	39	0,1	209	0,8	C 223	0,4
33. Mexiko	C 39	0,0	2	0,0	432	1,7	C 469	0,8
34. Portugalsko	C 31	0,0	18	0,0	58	0,2	71	0,1
35. JAR	C 22	0,0	1	0,0	304	1,2	325	0,6
36. Hongkong	C 3	0,0	13	0,0	161	0,6	C 151	0,3
Svet, součet 36 zemí	63 538	100,0	29 721	100,0	24 931	100,0	58 748	100,0

Pozn.: Přepočteno z průměrného kurzu 1986 105 dolar = 2,171 DM  
domácí spotřeba = výroba - vývoz + dovoz  
C - hrubé odkazy

Obr. 2.: Výroba OS a TS v jednotlivých zemích světa v r. 1986

1951 je nepřetržitě jejich největším vývozcem a vyniká šíří výrobního sortimentu i jeho technickou úrovní. Bezkonkurenční postavení ve světě zaujímá také Švýcarsko svými obráběcimi stroji s nejvyšší třídou přesnosti. Všeobecně se západoevropské obráběcí stroje vyznačují širokou přizpůsobivostí technologickým podmínkám všech

stupně strojírenských výrob. Dynamický rozvoj v daném oboru má v posledních letech Itálie.

Ostatní evropské země včetně ČSFR, nevykazují výraznější růst objemu výroby ani technický rozvoj nedosahuje úrovně států sdružených v CECIMO.

Situaci na světovém trhu obráběcích a tvářecích strojů začínají v osmdesátých letech ovlivňovat již také kapacity tohoto průmyslového odvětví v rozvojových zemích, budované po druhé světové válce v rámci uskutečňované průmyslové industrializace. Realizace tohoto programu přispěla zpočátku ke krytí vlastních potřeb základních druhů výrobních prostředků a nyní již i k jejich vývozu. V rozvojových zemích je výroba obráběcích a tvářecích strojů nejvíce rozvinuta v Brazílii, ČLR, Taiwanu, Indii, Jižní Koreji atd., a to za přispění západoevropských firem (Brazílie, Indie), Sovětského svazu (ČLR), japonského průmyslu (Taiwan a Jižní Korea), jakož i ČSFR (Indie, Mexiko) atd. Přes dynamický růst vlastní produkce kovozpracujících strojů nepokrývají výrobci v rozvojových zemích svoji potřebu v celé šíři světové sortimentní skladby výrobního programu a jsou stále ještě závislé na dovozu z průmyslově vyspělých zemí. Některé z nich však již dosahují vyšší produktivity práce než ČSFR, důsledným uplatňováním japonského ekonomického modelu (Jižní Korea, Taiwan, aj.).

Velmi zajímavý je také rozbor roční vnitřní spotřeby obráběcích a tvářecích strojů v jednotlivých průmyslově vyvinutých zemích. V roce 1986 největšími spotřebiteli těchto strojů byl SSSR (18,8 %), USA (16,5 %), Japonsko (16,3 %) a SRN (11,8 %). K zemím s nejmenší dosavadní spotřebou nových strojů patří ČSFR (pouze 0,5 %!).

#### 1.2 Vývojové tendenze v oboru obráběcích strojů

Poslední období (r. 1975-90) je ve znamení dynamického rozvoje všech typů obráběcích strojů, zejména ve směrech zvyšování stupně pružnosti a stupně automatizace. Motivace je dána snahou o efektivní racionalizaci všech typů výrob, od velkoseriových až po maloseriové.

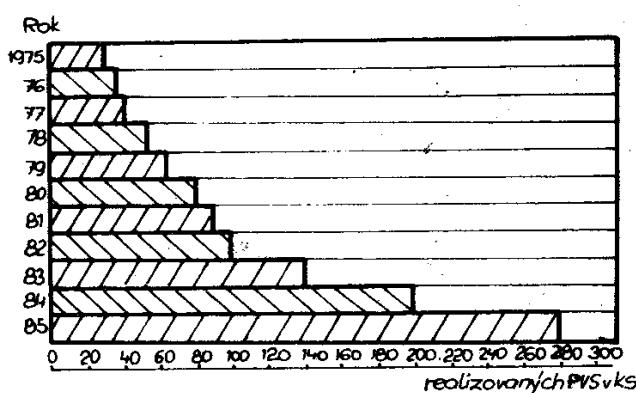
Výroba číslicově řízených obráběcích strojů prudce roste a některé podniky začínají omezovat, popř. i přestávají vyrábět dosavadní tradiční konvenční stroje (např. firmy Deckel, MAHO aj.). Výrazně se také mění struktura v zahraničním obchu obráběcimi stroji. Tak např. SRN zvýšila podíl vývozu NC strojů z 11 % v roce 1977 na 31 % v roce 1986 a podíl dovozu těchto strojů v roce 1986 na 41 %.

Ve vývoji nových číslicově řízených obráběcích strojů se prosazuje výrazně snaha po využití větších výkonů pohonného elektromotoru, řezných rychlostí, pracovních i rychlých posuvů a nejvýkonnějších obráběcích nástrojů, při současném intenzivnějším a efektivnějším využití časové struktury kalendářního fondu nepřetržitým provozem o pracovních přestávkách, v nočních směnách i ve volných dnech ve prospěch výrazného zvýšení podílu hlavních obráběcích časů. S tím souvisí řešení automatických funkcí vlastního technologického procesu a zkracování všech nepro-

duktivních vedlejších časů, samočinné manipulace s nástroji a obrobky včetně jejich upínačů, přísunu a odsunu mimo pracovní prostor stroje, jakož i osvojení komplexu automatizačních řídících, kontrolních, měřicích, využitocovacích, bezpečnostních a diagnostických prostředků, umožňujících spolehlivý provoz pracovišti se sníženou náročností na lidskou obsluhu, popř. i bezobslužný v pracovních přestávkách, nočních směnách nebo volných dnech.

Nasazení číslicově řízených obráběcích strojů prodělává postupný vývoj od individuálního začleňování jednotlivých strojů do strojního parku, přes použití automatizovaných technologických pracovišť ve skupinovém uspořádání s vícestrojovou obsluhou, až po plně automatizované pružné výrobní buňky schopné autonomního provozu s minimální náročností na lidskou obsluhu, nebo tvořící základní stavební moduly pro realizaci projektů pružných výrobních systémů, sestavených z více stejných i různorodých technologických druhů obráběcích strojů, doplněných dalšími pomocnými pracovišti, např. mycí stěnicí a post-procesní kontrolou. Jednotlivé moduly jsou propojeny samočinným tokem obrobků a provozních odpadů. Modulová konstrukční řešení pružných výrobních systémů umožňují jejich postupné doplňování a rozšiřování i ve středních a malých podnicích.

Počet výrobců pružných výrobních buněk a pružných výrobních systémů se rychle rozšiřuje. Podíl jejich výroby na celkové produkci obráběcích strojů roste a počet instalovaných pružných výrobních systémů se každé dva roky zdvojnásobuje (obr.3).

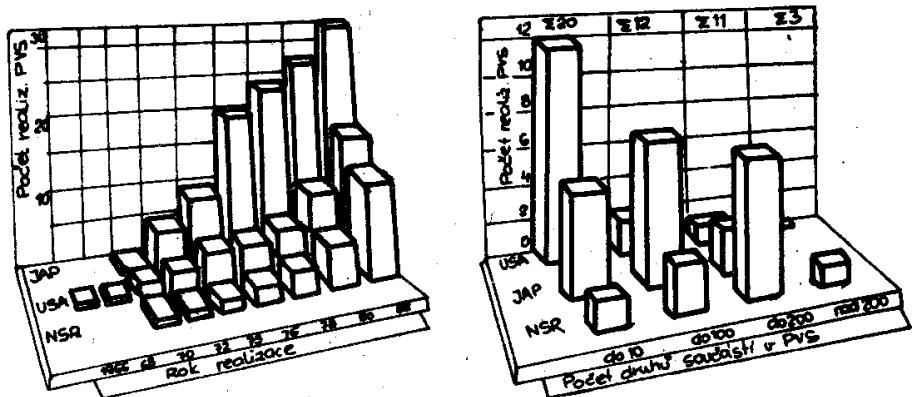


Obr.3.: Růst využívání PVS ve světě

ní PVS u předních světových výrobců v posledních letech ukazuje obr.4, včetně jejich stupně pružnosti.

Tento progresivní vývoj obráběcí techniky posledních deseti let ovlivnil významně v průmyslově vyspělých zemích skladbu a strukturu strojních parků, v nichž se mnohonásobně zvýšil podíl číslicově řízených obráběcích strojů a v důsledku jejich několikanásobně vyšší výrobnosti a intenzivnějšího využití časového fondu dochází dochází ke snížování potřeb výrobních strojů i jejich celkového počtu ve strojních parcích. Dosavadní nasazení mikropočítacové číslicové řídící a výpočet-

U některých výrobců obráběcích strojů, např. u italské firmy Mandelli a u sdružení firem Werner + Kolb (Berlín) podíl výroby pružných výrobních systémů převažuje. Proti očekávání se pružné výrobní systémy široce uplatňují v automobilovém průmyslu, který v poslední době výrazně zkrajuje inovační cykly výrobních programů. Při zavádění nových výrobků lze totiž s výhodou použít základního strojního vybavení pružných výrobních systémů a opatřit je pouze novým softwarem, nástrojovými soustavami, upínači obrobků atd. Dynamický rozvoj nasaze-



Obr.4.: Přehled realizovaných PVS v USA, Japonsku a SRN

ní techniky se již začíná ve strojírenství průmyslově vyspělých zemí projevovat snižováním pracovních příležitostí pro méně kvalifikované dělníky. Výrazně se také zmenší struktura pracovníků v mechanických obrobnách ve prospěch odborných sil v technické přípravě výroby a programování, seřizování a údržbě číslicově řízených obráběcích strojů. Pro přeškolování uvolňovaných manuálně precujících obslužných řemeslných pracovníků jsou vytvářeny odborně technické podmínky jak u dodavatelů této pružné výrobní techniky, tak u jejich vlastních uživatelů. Zvýšenou výrobností a několikastrojovou obsluhou, popř. nepřetržitým bezobslužným provozem, se také řeší dlouhodobý problém nedostatku vysoko kvalifikovaných obráběcích kovů, ale rovněž nízká směnnost, a to cestou efektivnějšího a intenzivnějšího využití strojních zařízení.

Logickým završením dosažených vývojových etap pružné automatizace výrobní techniky se rýsuje reálný záměr integrace počítačů do všech činností strojírenských závodů, počínaje předvýrobními vývojově konstrukčními (CAD) a plánovacími pracemi (CAP), řízením výrobních procesů (CAM), odbytovou a marketingovou oblastí, materiálně technickým zásobováním, ale také při kontrole jakosti výrobků (CAQ) a zabezpečení služeb zákazníkům. Očekává se od tohoto významné zkrácení průběžných časů výroby, podstatně intenzivnější využití časového fondu výrobních prostředků, snížení zásob materiálu a rozpracovanosti výroby a s tím spojený pokles potřebného provozního kapitálu, pružná přizpůsobivost potřebám trhu při trvalém růstu produkce, zajištění trvalé jakosti výrobků, větší efektivnost výroby a schopnost soutěžit na trhu. Tato zásadní organizační přestavba výrobního procesu je velmi náročná a nákladná, avšak při důsledné realizaci ekonomicky velmi efektivní. Nový strategický způsob řízení výrobních procesů integrovanou výpočetní technikou CIM znamená převrernou změnu v myšlení lidí i celé organizace. Tato etapa není snadná a nelze ji realizovat překotně. Pro rozvoj světového strojírenství však jiná alternativa neexistuje.

První automatizované závody byly již realizovány v Japonsku výrobci NC-techniky, robotů a obráběcích strojů FANUC a Yamazaki Mazak pro vlastní potřebu. Dále jsou uvedeny základní parametry těchto realizovaných projektů:

Společnost FANUC Ltd se sídlem v Oshino-mura v prefektuře Yamanashi, zaměstnává pouze 1 750 pracovníků a v roce 1986 dosáhla obvytu v objemu cca 1,5 miliardy US dolarů. Má plně automatizované výrobní závody na

- elektrotechnické zařízení s měsíční kapacitou 8 000 CNC-systémů, 1 000 řídících systémů pro roboty a 1 000 systémů CAD/CAM (NC-systémy vyrábí od roku 1953 a v roce 1983 dodala stotisící systém);
- 80 druhů asynchronních regulačních pohonů pracovních vřeten a servopohonů posuvů pro obráběcí stroje s měsíční kapacitou 20 000 jednotek. V závodě pracuje nepřetržitě ve 3 směnách 80 zaměstnanců. Je vybaven 62 pružnými výrobními a montážními buňkami osazenými průmyslovými roboty, propojenými dopravním paletizačním systémem se třemi bezobslužnými indukčními akumulátorovými vozíky;
- výrobu součástí pro měsíční výrobu 500 průmyslových robotů, 100 indukčních akumulátorových dopravních vozíků a 200 CNC-nbráběcích strojů a elektrojiskrových drátových vyřezávaček. Má 60 zaměstnanců a 60 pružných výrobních buněk osazených roboty, propojených samočinnou dopravou přepravek s obrobky indukčními vozíky;
- montáž 500 průmyslových robotů měsíčně 60-ti zaměstnanci. Příslun součástí k montážním automatům z automatizovaného regálového skladu zabezpečují indukční vozíky;
- montáž 200 přesných CNC-nbráběcích strojů a elektrojiskrových drátových vyřezávaček měsíčně 40-ti zaměstnanci v klimatizované hale, vybavené dopravním systémem s indukčními vozíky;
- plně automatizovanou výrobu 100 vstříkovacích lisů na plasty, vybavenou pružným výrobním systémem z obráběcích center, montážními a testovacími pracovišti, samočinnou dopravou technologických palet indukčními vozíky. Nepřetržitý 24 hodinový provoz je v noční směně bezobslužný.

Společnost má dále středisko pro rozvoj výrobků a technologií, středisko pro kontrolu jakosti a řadu výzkumných laboratoří, vybavených nejmodernější technikou. Vedení společnosti má k dispozici výpočetní stanici se dvěma velkokapacitními počítači spojenými optickými kably se všemi závody a středisky, řídící činnost celého podniku.

Závod Yamazaki, vybudovaný v Minokamo nákladem 50 mil. US dolarů, vyrábí obráběcí stroje v roční hodnotě 230 mil. US dolarů a proti původnímu počtu 2 500 pracovníků zaměstnává 215 vyškolených specialistů. Má pět samostatných provozů pro výrobu cca 500 součástí v 5-ti pružných výrobních systémech s 88 obráběcimi stroji, které využívají skupinové technologie zpracování plechu vyřezáváním laserovým paprskem, automatickou montáž uzlů a strojů, lekovnu a přípravnou výrobních pomůcek. V závodě je široce využíváno systémů CAD/CAM a 30 průmyslových robotů.

V USA nejdále postoupily při realizaci automatizovaných závodů některé jednotlivé podniky koncernů elektrotechnického průmyslu a výpočetní techniky (General Electric, IBM, Hewlett-Packard), leteckého průmyslu (Boeing, Hughes, McDonnell Douglas) a automobilového průmyslu (Ford, General Motors), za vydatné pomoci státní instituce Automated Manufacturing Research Facility při National Bureau of Standards.

První velkoryse založený projekt automatizovaného závodu na principu CIM začal v USA realizovat koncern General Electric ve svém závodě Erie v Pensylvánii, specia-

lizovaném na výrobu lokomotiv s naftovými vznětovými motory. Jádrem výrobní základny závodu je pružný výrobni systém na bloky motorů, zahrnující 18 těžkých obráběcích strojů a automatická výroba součástí a svařenců z plechových tabulí. Dosaženo bylo zvýšení produktivity práce o 240 %, zvětšení výrobní kapacity o 33 %, zkrácení průběžného času výroby ze 16 pracovních dnů na 16 hodin a úspory materiálových nákladů (20 %).

V automobilovém průmyslu jsou uváděny do provozu tři automatizované závody u společnosti FORD. V koncernu General Motors pak závod Diesel Allison v Detroitu a závod v Saginaw na výrobu součástí převodovek automobilů vyráběných v pružném výrobním systému s 50 strojními jednotkami obsluhovanými roboty a zásobovanými bezobslužnými indukčními vozíky. Rozměrovou kontrolu součástí zajišťují in-processní měřicí snímače. Závod je vybaven automatickou montážní linkou převodovek. Do plného provozu byl uveden koncem roku 1987.

V americkém průmyslu obráběcích strojů jsou postupně realizovány záměry na vybudování automatizovaných závodů na principu CIM u společnosti Kearney and Trecker v Milwaukee (Wisc.), patřící ke skupině podniků Cross and Trecker, a u společnosti Cincinnati Milacron (Ohio) a Ingersoll Milling Machine v Rockfordu (Ill.), patřících k vedoucím firmám v oboru.

Také v Západní Evropě jsou pro realizaci automatizovaných závodů vytvářeny potřebné podmínky nejen ze strany výrobců CNC-obráběcích strojů, pružných výrobních buněk a pružných výrobních systémů, ale také profesionálními výrobci elektronických řídících systémů a výpočetní techniky. Nejvýznamnější postavení mezi nimi zaujímá německý elektrotechnický koncern Siemens, který vyčlenil pro tento účel velkou projektně realizační oblast s kapacitou 13 000 odborníků pro zavádění a realizování automatizovaných komunikačních synchronizovaných výrobních systémů na bázi počítačů pro všechny průmyslové oblasti, včetně hutí, chemie, potravinářství, ale také strojírenství, automobilový průmysl aj. Realizována byla již celá řada projektů plně automatizovaných provozů v automobilkách BMW, OPEL, VW a v letech 1984-86 byl vybudován nový plně automatizovaný závod automobilky BMW v Regensburgu. Na automatizaci pružné výrobní techniky v automobilkách jsou zaměřeny také italské firmy CIMAU (FIAT) a Mandelli. Posledně jmenovaná firma, vyrábějící obráběcí centra, z nichž 70 % je dodáváno ve formě pružných výrobních buněk a pružných výrobních systémů, založila s americkou firmou IBM společné technologické centrum, zabývající se výzkumem automatizace výrobních procesů v automatizovaných závodech (CIM).

Samostatný přístup při řešení projektu nového automatizovaného závodu budoucnosti volilo sdružení podniků J.M.Voith GmbH, Heidenheim (SRN), vyrábějící turbíny pro energetiku, do něhož byl v roce 1984 začleněn známý belgický výrobce vodorovných vyvrtávaček a obráběcích center Pegard Productic S.A., B-5220 Audenne. To-to sdružení podniků s 6 000 zaměstnanci a ročním objemem výroby 935 mil.DEM (1986) se rozhodlo pro zabezpečení své budoucnosti uvolnit 55 mil.DEM na vybudování automatizovaného závodu centrálně řízeného počítačem způsobem CIM a jeho uvedení do provozu počátkem roku 1990.

Strojírenský průmysl v Západní Evropě, s převažujícími středně velkými podniky, však nemá stejné podmínky pro zavádění pružné výrobní techniky, popř. realizaci automatizovaných závodů, jaké mají velké koncerny v USA nebo automobilový

průmysl. Tomu přizpůsobují evropští výrobci obráběcích strojů své koncepce stavebních modulů pružných výrobních systémů, umožňující pořízení této výrobní techniky za přístupné pořizovací ceny, a umožňující její postupné doplnování. V tomto směru se zvlášť výhodně uplatňují konstrukční koncepce modulů malých a středních obráběcích center a dopravních systémů západoněmeckých firem Deckel a MAHO.

Celá řada západoněmeckých výrobců obráběcích strojů se intenzivně zabývá vývojem pružných výrobních buněk a pružných výrobních systémů, vhodných pro začlenování do projektů automatizovaných závodů budoucnosti (CIM). Jedná se o firmy, které při zavádění pružné výrobní techniky jdou také příkladem při racionální modernizaci vlastní produkce.

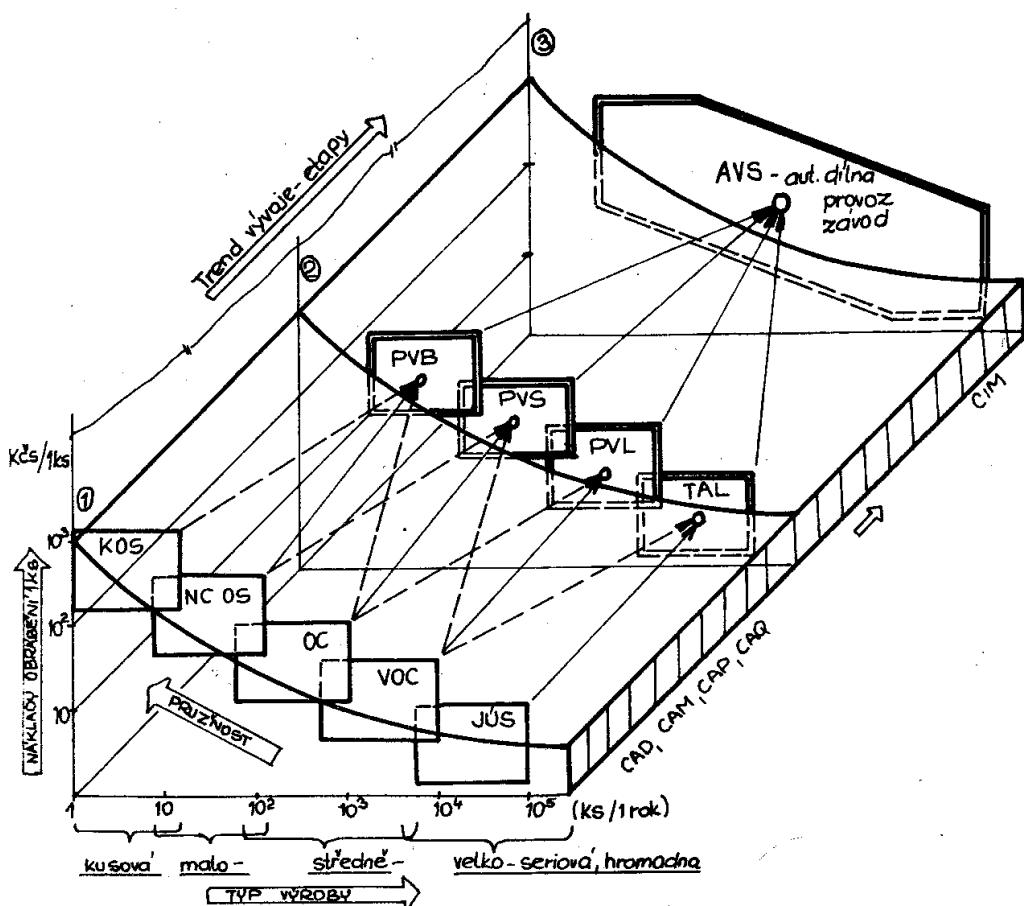
Patří mezi ně koncern Friedrich Deckel AG, s 2 300 zaměstnanci a objemem výroby ve výši 560 mil.DEM v roce 1986. Vyrábí univerzální nástrojářské frézky, menší velikosti obráběcích center a další stroje pro nářadovny, s 83 % podílem v NC-provedení. Základní závod je vybaven pružnými výrobními systémy na obrábění rotačních a nerotačních součástí a počítačovými systémy CAD/CAM, CAP technické přípravy výroby a plánování výroby, která proti roku 1985 vzrostla o 19 %. V koncernu se postupně realizuje záměr automatizovaného závodu CIM.

Dalším příkladem je firma Trumpf GmbH + Co. se 1 400 zaměstnanci a s objemem odbytu v roce 1986/87 ve výši 458 mil.DEM. Vyrábí stroje na zpracování plechu včetně ražení, tvarového vysekávání, ohybání, vyřezávání tvarů laserovým i plasmovým paprskem (90 mil.DEM), svařování součástí z plechu, a z nich vytvořené pružné výrobní buněky a pružné výrobní systémy, vybavené samočinným přísunem tabulí plechů z regálového skladu. Stroje jsou převážně osazeny CNC-systémy. Firma dosahuje průměrného ročního růstu výroby 16 %, z toho 7 % u strojů pracujících s laserovým paprskem. Rámy strojů jsou konstrukčně řešeny ze svařovaných plechových částí. Základní závod je od roku 1981 vybaven pružným výrobním systémem na obrábění nerotačních součástí, sestaveným z 5 vodorovných obráběcích center Deckel DZ 4 (s upínací plochou technologické palety 400 x 500 mm) a Burkhardt + Weber MC 80 (s upínací plochou palety 800 x 800 mm), propojených dvěma bezobslužnými indukčními akumulátorovými vozíky Indumat (Wagner), jejichž dopravní cykly jsou řízeny počítačem. Pružný výrobní systém je využit obslužně ve dvou směnách a bezobslužně v noční směně.

Automatizovanou produkci nástrojů na principu CIM realizuje také další západoněmecká mezinárodní společnost Montanwerke Walter GmbH, dosahující objemu výroby 181 mil.DEM (1986) s 1 250 zaměstnanci, oproti roku 1985 zvýšeného o 19 %. Má ve svém programu také číslařově řízené univerzální nástrojové brusky pro sériovou výrobu i údržbu rotačních nástrojů. V licenci vyrábí dělenou soustavu nástrojů s vyměnitelnými hlavicemi Hertel FTS, používanou u soustružnických pružných výrobních buněk. Koncepce CIM postupně realizovaná při automatizované výrobě nástrojů, vypracované americkou firmou IBM, zahrnuje pracoviště CAD/CAM, osazené počítačem VAX 750 (DEC), technickou přípravu a plánování výroby PPS vybavené počítačem IBM 3174. Pružný výrobní systém zajíšťuje dělení materiálu, soustružení, frézování, tepelné zpracování a broušení. Je řízen způsobem DNC, počítačem IBM 6150, který také opravuje obrobkové programy, zpracovává seznamy nástrojových souprav, zabezpečuje výslednou kontrolu jakosti hotových nástrojů a ovládá dopravní tok materiálu.

V průmyslu obráběcích strojů vyspělých zemí se dále formujá nové potencionálně silnější integrované kapacity slučováním příbuzných výrobců, využíváním různých forem kapitálové účasti, kooperace, tvorbou společných podniků i volné spolupráce se společným zájmem na získávání odbytu výrobků při zabezpečování očekávaných potřeb výhledové modernizace a racionalizace strojírenských závodů.

Základní vývojový trend k zavádění vyšších stupňů automatizace bude proces dlouhodobý a značně náročný. Schema a základní skladba jsou uvedeny v systémovém členění na obr.5. Vývoj musí zákonitě probíhat ve 3 navazujících etapách, jak to



KOS - konvenční OS ručně říz.  
 NCOS - čísl. říz. OS  
 OC - obr. centra jednovrtečenová  
 VOC - obr. centra vícevrtečenová  
 JÚS - jednoúčelové OS

PVB - pružné výr. buníky  
 PVS - pružné výr. systémy  
 PVL - pružné výr. linky  
 TAL - automat. obr. linky (tvrdé)  
 AVS - automat. výr. soustavy

Obr.5.: Členění typů OS podle stupně pružnosti a vývojový trend

potvrzuje zkušenosti z prvních realizací:

1. etapa: stavebnicová soustava všech typů OS pro všechny technologické operace s různým stupněm pružnosti pro efektivní využití ve všech typech výrob. Lze je využívat jako jednotlivá, samostatná technologická pracoviště, nebo jako základní podsystém vyšších automatizovaných systémů 2. etapy (PVB, PVS, PVL, TAL).

2. etapa: vyšší úroveň automatizace ve formě pružných výrobních buněk PVB, systému PVS, linek PVL a tvrdých obráběcích linek TAL, podle konkrétních podmínek využití, daných zejména velikostí roční výroby. Základ tvoří výběr OS ze stavebnicové struktury 1. doplněny dalšími podsystémy manipulace a dopravy, kontroly a měření, přípravných pracovišť a řízení, se širokým uplatněním systémů CAD, CAP, CAM, CAQ.

3. etapa: automatizovaná výrobní soustava AVS na úrovni dílny, provozu nebo celého závodu, podle konkrétních podmínek realizace. Může obsahovat všechny, nebo častěji některé systémy 2. etapy. S ohledem na investiční náročnost a technickou složitost, je realizace prováděna zpravidla postupně. Základ tvoří jednotlivé systémy (PVB, PVS, PVL, TAL) seřízené pro daná technologická zadání a výběry součástí, doplněné (nebo průběžně doplňované) centrálním dopravním a manipulačním systémem, systémem kontroly, měření a jakosti výroby, systémem přípravných a seřizovacích pracovišť. Všechny systémy celé automatizované soustavy jsou v konečné fázi realizace řízeny počítačem - CIM.

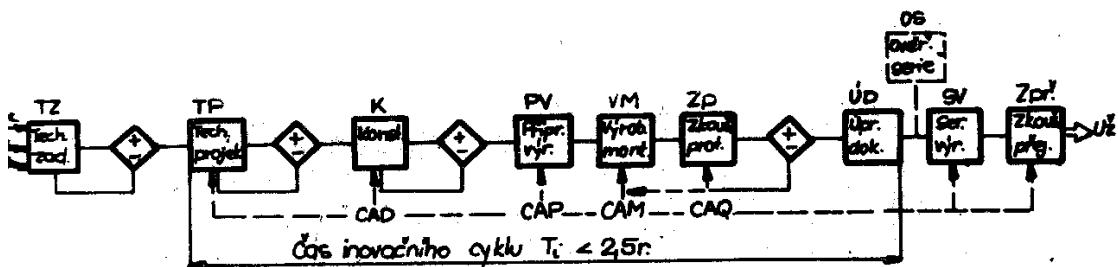
Zavádění zmíněných vyšších stupňů automatizace bude znamenat převratnou změnu v myšlení lidí a celé organizace produkce. Bude však také předpokládat zcela nové kvalifikační kádrové zabezpečení. Tomu se již přizpůsobují nové učební osnovy a specializované postgraduální kurzy na vysokých školách technických v USA i v SRN. V roce 1985 založený institut ERC (Engineering Research Centers) má za úkol koordinovat spolupráci vysokých škol se státními výzkumnými ústavy a průmyslem. Kromě těchto celostátních institucí existují ještě vysoké školy v některých spolkových státech s vyspělým průmyslem (Ohio, Michigan, North Carolina, California) a výzkumné ústavy důležitých průmyslových odvětví (NASA), popř. koncernů (IBM), které se problematikou automatizace závodů způsobem CIM intenzívne zabývají.

V SRN se výukou automatizace závodů budoucnosti způsobem CIM zabývá Vysoká škola technická v Karlsruhe a další.

### 1.3 Význam a skladba konstrukční etapy

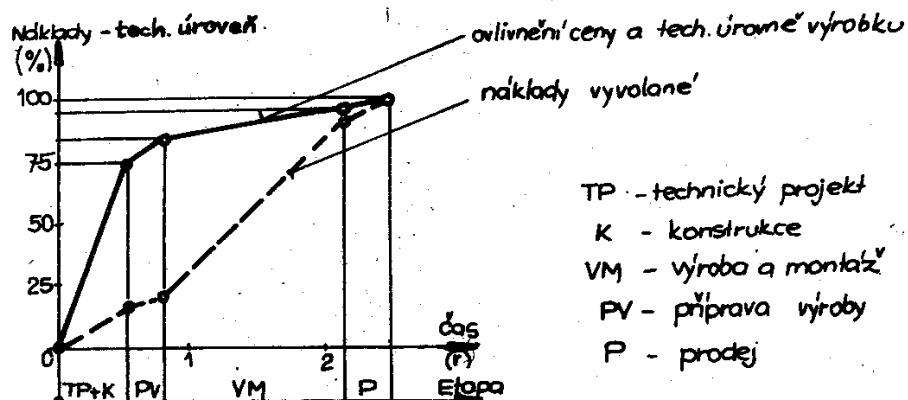
Každý obráběcí stroj ovlivňuje přímo svými užitnými vlastnostmi (výrobnost, pracovní přesnost, vlivy na okolí, atd.) kvalitu vyráběných výrobků a jejich efektivnost širokého spektra průmyslových výrob.

Pro konstruktéra z toho vyplývá obtížný úkol - pro dané provozní podmínky garantovat u nového stroje jeho užitné vlastnosti v požadované úrovni a kvalitě. Přitom obráběcí stroj je nákladově i technicky relativně náročné zařízení a tudíž i vývoj nového typu stroje je vždy náročný, jak časově, tak i nákladově. Průběh typického inovačního cyklu je znázorněn na obr.6.



Obr.6.: Skladba inovačního cyklu

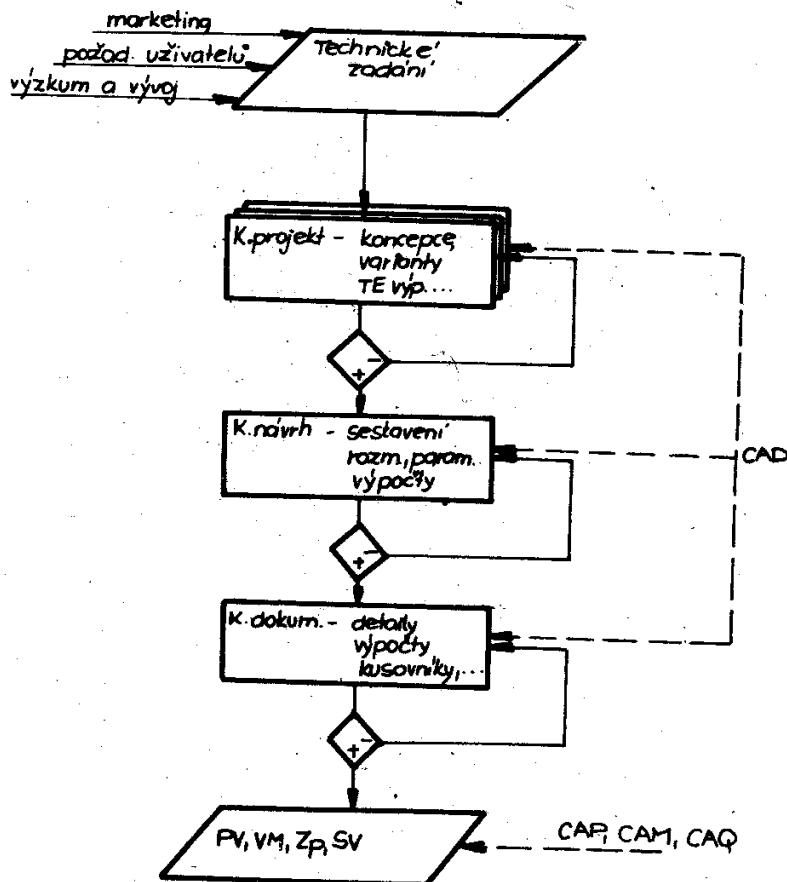
Dominantní vliv na technickou úroveň i efektivnost výroby nového stroje má rodní předvýrobní etapa, t.j. zpracování projektu a konstrukce, jak je uvedeno v diagramu na obr.7.



Obr.7.: Význam konstrukční etapy v inovačním cyklu

Projektová a konstrukční etapa rozhoduje v největší míře (cca 75%) nejen o technických parametrech nového stroje, ale i o nákladech na jeho výrobu, tedy o efektivnosti výroby. Právě u této etapy se vytváří předpoklady pro úspěšný provoz u uživatele. Přitom vyvolané náklady na konstrukční etapu jsou relativně nízké (cca 8 - 15 % ceny výrobku). Z uvedených důvodů je nutné věnovat konstrukci nového stroje zvýšenou pozornost.

Podrobnější skladba konstrukční etapy je uvedena na obr.8. Ve všech třech fázích konstrukční etapy je nutno v současné době maximálně využívat počítačové podpory (CAD) jako důležitého nástroje pro zkvalitnění a zefektivnění práce konstruktéra. Je to motivováno jednak uvedeným dominantním významem konstrukční etapy, ale i její náročnosti a obtížnosti s ohledem na rozsáhlost a hloubku potřebných informací a znalostí z mnoha oborů a vědních disciplín.



Obr.8.: Skladba konstrukční etapy

## 2. POŽADAVKY NA OBRÁBĚCÍ STROJE

Při konstrukci obráběcího stroje je nutno vždy posuzovat vlastnost zvolené varianty v širokém spektru kriterií a požadavek a to zejména :

- produktivita práce,
- přesnost obrábění,
- ovladatelnost, ergonomie,
- odvod třísek,
- účinnost, energetická náročnost,
- pořizovací cena a provozní náklady  
=>efektivnost,
- jakost obrobene plochy,
- spolehlivost, trvanlivost, životnost,
- opravitelnost, údržba,
- bezpečnost, ekologie,
- váha, rozměry,
- design.

### 2.1 Produktivita práce

Měřítkem produktivity práce obráběcího stroje může být :

- Objem nebo hmotnost třísek odebíraných za časovou jednotku, vztaženo na jednotku příkonu např. ( $m^3 \cdot h^{-1} \cdot kW^{-1}$ ), nebo ( $kg \cdot h^{-1} \cdot kW^{-1}$ ). Toto kriterium se používá

- obráběcích strojů hrubovacích, určených pro výkonné obrábění.
- Velikost obroběné plochy za časovou jednotku, např. ( $m^2 \cdot h^{-1}$ ), nebo ( $m^2 \cdot h^{-1} \cdot kW^{-1}$ ). Uvedené měřítko se používá zejména u přesných, dokončovacích obráběcích strojů.
- Počet kusů obrobků za jednotku času ( $ks \cdot min^{-1}$ ), nebo ( $ks \cdot hod^{-1}$ ). Tento ukazatel se využívá u obráběcích strojů s automatickým pracovním cyklem, zejména u jednoučelových obráběcích strojů a u automaticky pracujících univerzálních obráběcích strojů.

Zvyšování produktivity práce určitého stroje je podmíněno zkracováním výrobních časů. Celkový, kusový čas  $t_c$  nutný k provedení potřebných operací na určitém strojku a na daném obráběcím stroji lze uvažovat zjednodušeně jako součást hlavního (strojního) času  $t_H$  pro všechny prováděné operace, t.j. času, kdy se z obrobku odvírá tříška, z všech časů vedlejších  $t_v$ , kdy obráběcí stroj nepracuje (ustanovení a upnutí obrobku, nastavení otáček, posuvu a koncových poloh pohybů jednotlivých částí stroje, kontrola rozměru obroběné plochy, výměna nástrojů, přepnutí obrobků atd.), dále časů pro seřízení stroje  $t_s$  (příprava upínačů, nástrojů, programů, atd.) a času klidu (opravy, údržba, atd.)  $t_k$ :

$$t_c = t_H + t_v + t_s + t_k$$

Zvyšování produktivity práce tedy vyžaduje snižování celkového času  $t_c$ , a to buď zkracováním strojního času  $t_H$ , nebo nevýrobních časů  $t_v$ ,  $t_s$ ,  $t_k$ , popř. obou složek současně. Z hlediska hospodárnosti je obvykle výhodné zkracovat složku převládající, resp. tu, která přináší výšší úsporu celkového času.

- Zkracování strojního času  $t_H$  bude v podstatě závislé na technických parametrech použitého obráběcího stroje. Uvažuje-li se např. obvyklé soustružení válcové plochy na hrotovém soustruhu, je strojní čas:

$$t_H = \frac{l}{n \cdot s} \quad [min]$$

kde  $l$  - délka soustružené plochy [mm],  
 $n$  - počet otáček obrobku [ $min^{-1}$ ],  
 $s$  - posuv [ $mm \cdot ot^{-1}$ ].

Z uvedeného příkladu je zřejmé, že zkracování strojního času je možné zvýšením počtu otáček nebo zvětšováním posuvu, popř. obou veličin současně.

Zvyšování počtu otáček v daném případě obrábění znamená zvyšování řezné rychlosti. Kromě požadavku na vyšší jakost nástroje jsou kladený další nároky na vlastnosti obráběcího stroje.

Fyzický příkon hlavního pohonu obráběcího stroje je dán vztahem:

$$P = \frac{F_t \cdot v}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_c} \quad [kW]$$

kde  $F_t$  - složka řezné síly ve směru řezné rychlosti v [N],  
 $v$  - řezná rychlosť [ $m \cdot min^{-1}$ ],  
 $\eta_c$  - mechanická účinnost pohonného ústrojí.

Z tohoto vztahu vyplývá, že požadavek vyšší řezné rychlosti je podmíněn ře-

šením pohonu obráběcího stroje o úměrně vyšším výkonu.

S růstem řezné rychlosti, t.j. se zvyšováním počtu otáček se zvětšuje dynamické namáhání obráběcího stroje, zejména při rozvíjání a brzdění. Je nutné vhodné rozložení rotujících hmot, přesné vyvážení příslušných částí obráběcího stroje včetně pohonného elektromotoru, rozvětovacích spojek, brzd atd., použití tlumičů apod., ke zvýšení jeho dynamické stability.

Zvětšování posuvu za daných ostatních podmínek má za následek zvyšování řezné sily, jak plyne např. ze vzorce pro výpočet její hlavní složky, daného obecným tvarem:

$$F = s_1 \cdot h \cdot k_s \quad [N]$$

kde  $s_1$  - posuv za ot.  $[mm \cdot ot^{-1}]$

$h$  - hloubka řísky  $[mm]$

$k_s$  - koeficient řezného odporu  $[N \cdot mm^{-2}]$

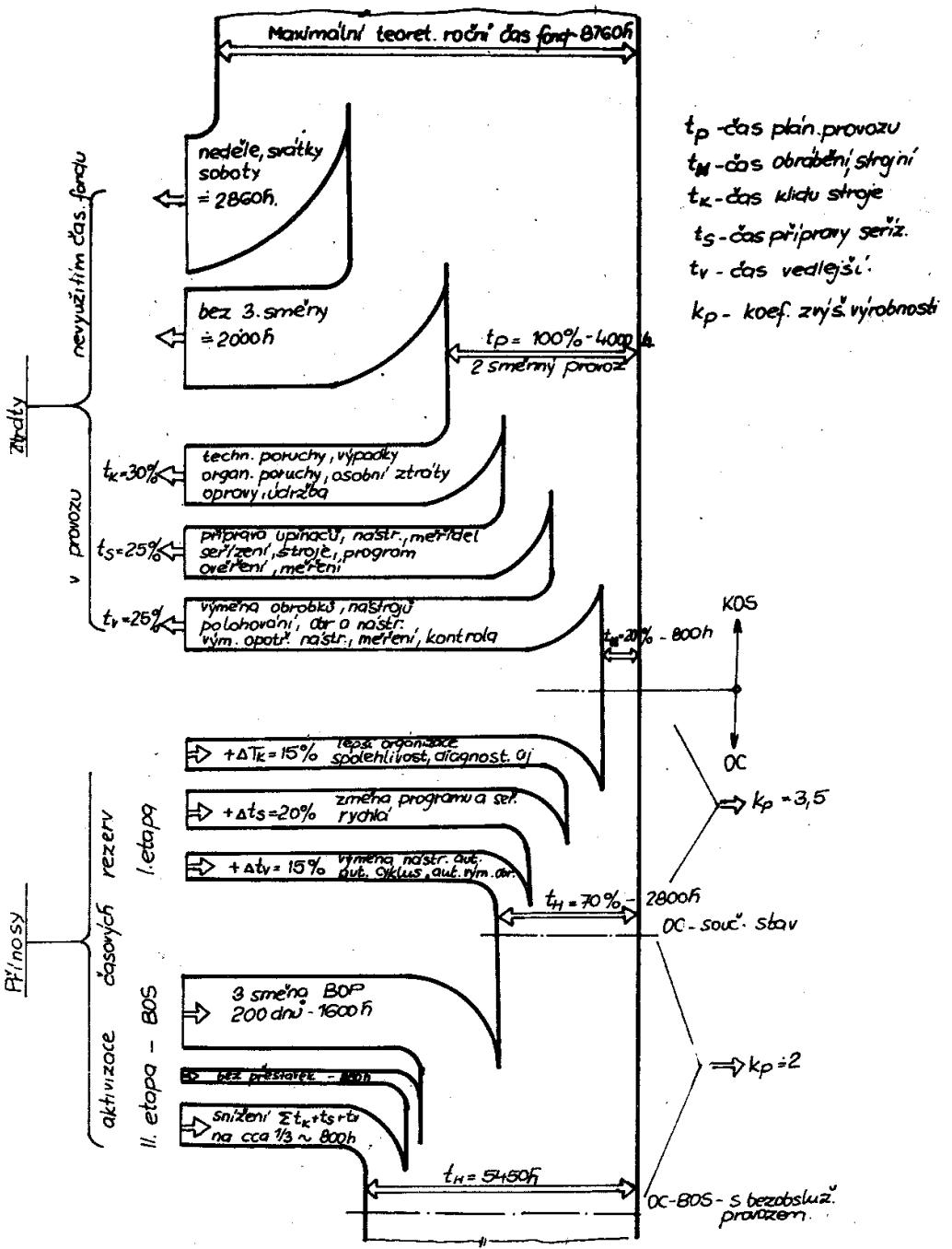
Zvyšování řezné sily klade rovněž nárok na zvyšování výkonu pohonu obráběcího stroje.

Růst řezné sily zvětšuje statické namáhání obráběcího stroje, vyvstává požadavek vyšší statické tuhosti především těch částí, které ovlivňují jeho pracovní přesnost. Je nutno zásadně zamezit vzniku nejen deformací trvalých, ale i pružných, přesahujících dovolené meze pro požadovanou přesnost obrábění. Zvětšování řezné sily má za následek růst měrných tlaků ve vodicích drahách, v ložiskách, v ozubení atd., a tím i urychlení opotřebení těchto částí, vznik výlín a zhoršení funkční spolehlivosti i přesnosti práce obráběcího stroje. Tomu je nutno předcházet volbou vhodných uložení, materiálů a úprav povrchů vedení, tvaru ozubení, soustav mazání, zabezpečovacích zařízení k omezení velikosti přenášeného krouticího momentu atd.

Zvyšování výkonu pohonu ve smyslu předešlých úvah je požadováno zvláště u velkých obráběcích strojů. Se zřetelem na to je důležitá vysoká účinnost pohonného ústrojí, neboť závažně ovlivňuje snižování značných energetických ztrát. Nicméně zvyšování mechanické účinnosti má stále větší význam i pro posuvová a další ovládací ústrojí, zvláště z hlediska přesnosti polohování u programově řízených obráběcích strojů.

Ke zvyšování mechanické účinnosti přispívá řada činitelů. Jedním z nejdůležitějších je vhodná volba kinematického řešení převodových mechanismů, např. jejich zjednodušování využitím pohonného jednotek, zejména elektrických, s plynulou změnou otáček v širokém rozsahu. Jiným důležitým činitelem je snaha po účinném snížení třecích ztrát v mechanizmech. Sem patří co nejvěstrannější používání nejen valivých ložisek, ale i valivých vodicích druh a pohybových šroubů, hydrostatických vedení, obkládání vodicích ploch umělými hmotami, apod.

b) Zkracování nevýrobních časů  $t_v$ ,  $t_s$ ,  $t_k$  je druhou možností zvyšování produktivity práce. Na obr.9 je znázorněn Sankey-ův diagram časového využití obráběcích strojů. Jsou zde vyznačeny všechny ztráty ve využití celkového časového fondu. Je zřejmé, že právě ve zlepšení časového využití strojů jsou značné možnosti a to jak v oblasti zkracování neproduktivních časů  $t_v$ ,  $t_s$ ,  $t_k$  cestou zvyšování stupně automatizace a pružnosti, tak i v oblasti zvýšení času provozu strojů.



Írr.9.: Sankey-úv diagram časového využití obráběcích strojů

:<sup>1</sup> (zavedení 3.směny, provoz bez přestávek, atd.).

V diagramu jsou vyznačeny přínosy ve zvýšení stupně využití zaváděním např. obráběcích center (OC), nebo obráběcích center pro bezobslužný provoz (OC-BOS).

Právě do této oblasti zkracování nevýrobních časů obráběcích strojů ve všech

směrech, by mělo být orientováno úsilí konstruktérů, v souladu s tendencí komplexní automatizace výrob.

## 2.2 Přesnost obrábění

Přesnost obrábění na obráběcích strojích je požadována se stále rostoucí náročností. Vyžaduje se dodržování přesných rozměrů a tvarů, avšak také vzájemných poloh povrchů obroběných ploch. Jsou běžné požadavky na dodržení úchytek rozměrů v hodnotách ( $0,01 \div 0,005$ ) mm.

Na pracovní přesnost obrábění působí řada vlivů, z nichž některé jsou mimo dosah konstruktéra obráběcího stroje, jako např.:

nástroj - druh řezného materiálu, tvar, kvalita ostří, tuhost upnutí aj.

obrobek - materiál, tvar, přesnost polotovaru, tuhost upnutí aj.

řezné podmínky - otáčky, posuvy aj.

Další skupina vlivů působících přímo na přesnost obrábění, je dána koncepcí a konstrukčním provedením obráběcího stroje včetně kvality výroby a montáže. Sem patří zejména :

### a) Geometrická a pracovní přesnost obráběcího stroje

Tato je ovlivněna zejména kvalitou zpracování jeho funkčních částí a pečlivostí provedení dílčí i celkové montáže. Na nich potom závisí přesnost tvaru relativní polohy ploch obrobku. Na příklad k soustružení přesných rotačních ploch je nutné, aby se vřeteno otácelo kolem stálé osy, k soustružení válcových ploch musí se hrot nože pohybovat po přímce rovnoběžně s osou otáčení obrobku. K hoblování roviných ploch je třeba, aby se stůl s obrobkem pohyboval přímočaře, atd.

První přejímací podmínky pro kontrolu geometrické přesnosti obráběcích strojů sestavil prof. Schlesinger. Tyto přejímací podmínky byly v hlavních rysech převzaty vsemi průmyslovými státy. V poslední době se požadavky na přesnost obráběcích strojů stále zvyšují a s přejímacími podmínkami podle Schlesingera se již nevystačí.

Každý vyrobený obráběcí stroj je podrobem přejímacím zkouškám geometrické a pracovní přesnosti podle předepsaných norem ČSN 200300 až 200389, při čemž se stroje člení do tří skupin a v těchto pak do dvou až tří tříd přesnosti (normální, zvýšené, vysoké). Do první skupiny patří stroje, u nichž má obroběná plocha základní rotační tvar (soustruhy, brusky na válcové plochy, vyvrtávačky), do druhé skupiny stroje, u nichž má obroběná plocha roviný tvar (hoblovky, obrázečky, frézky, rovinné brusky), do třetí skupiny patří stroje na výrobu ozubení. Do první třídy přesnosti patří např. ve skupině první stroje, u nichž úchytky kruhovitosti obrobků na nich obroběných bývají 1 až 3  $\mu\text{m}$  (vysoká přesnost), do druhé třídy stroje s úchylkou kruhovitosti obrobků do 5  $\mu\text{m}$  (zvýšená přesnost) a do třetí třídy stroje s úchylkou kruhovitosti obrobků do 10  $\mu\text{m}$  (normální přesnost). Třetí třída odpovídá přibližně směrnicím podle Schlesingera. Podobně jsou rozděleny i stroje druhé skupiny, přičemž kriteriem přesnosti je rovnoběžnost obroběných ploch s plochou upínací. Stroje na výrobu ozubení se dělí podle tříd přesnosti ozubení na nich dosažitelných.

### > Deformace částí obráběcího stroje

Deformace částí nacházejících se mezi nástrojem a obrobkem mají vliv na přesnost: rozměrů, tvaru a vzájemné polohy. Jsou způsobeny účinkem zatížení vnějšími a vnitřními silami a momenty a účinkem zatížení těhou součástí stroje a obrobku. Když se při práci neměnily, stačilo by je kompenzovat patřičným přestavením nástroje. Tyto deformace se však během obrábění mění, neboť:

- mění se tuhost systému obráběcí stroj, obrobek, nástroj,
- mění se velikost zatížení změnou průřezu třísky, obrobitelnosti materiálu obrobku a otupením nástroje,
- mění se vzájemná poloha mezi obrobkem a rámem a mezi jednotlivými částmi rámu mezi sebou, a tím i deformace způsobené jejich těhou.

Aby se rozdíly relativní polohy mezi nástrojem a obrobkem, způsobené relativními deformacemi, udržely v přípustných mezích, musí mít součásti obráběcího stroje, které tuto polohu určují, dostatečnou tuhost.

Příkladem porušení přesnosti tvaru vlivem proměnlivé tuhosti soustavy je obrábění válcové plochy na soustruhu dle obr.10.

Můžeme odvodit vztahy pro vnější zatížení:

$$\frac{z}{s} = F \cdot \frac{l-x}{l}$$

$$\frac{s}{F} = F \cdot \frac{x}{l}$$

Pro známé hodnoty tuhosti  $s_v$ ,  $s_k$  (poddajnosti  $p_v$ ,  $p_k$ ) budou deformace:

$$y_{kx} = F_k \cdot p_k$$

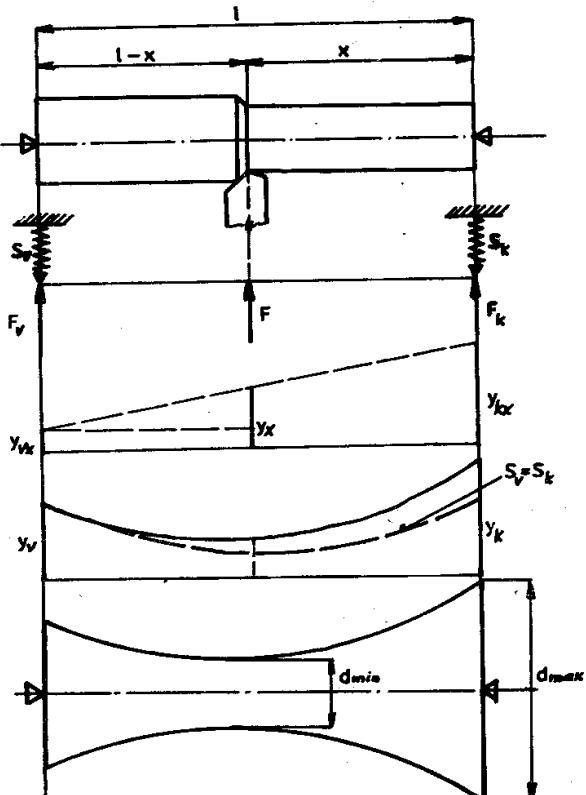
$$y_{vx} = F_v \cdot p_v$$

potom

$$y_x = y_{vx} + (y_{kx} - y_{vx}) \cdot \frac{l-x}{l}$$

Po dosazení a úpravě:

$$y_x = F \left( x^2 \cdot \frac{p_v + p_k}{l^2} - x \cdot \frac{2p_k}{l} + p_k \right)$$

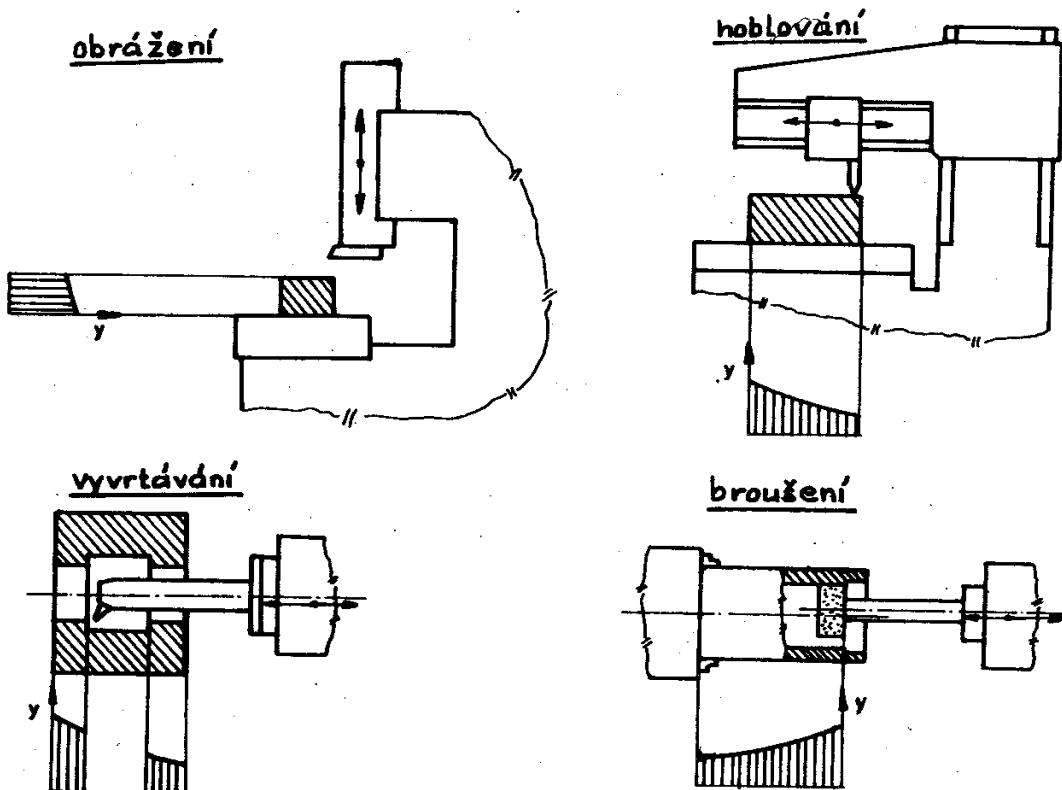


Obr.10.: Vliv deformací vřetena a koníku při soustružení

což je rovnice paraboly o souřadnicích x,y. K tomu se dále přičítá nepřesnost vlivem poddajnosti nástroje a obrobku, čili celková deformace:

$$y_c = y_x + y_n + y_o$$

Podobným způsobem bylo možné matematicky formulovat nepřesnosti obráběných ploch vlivem deformací částí obráběcího stroje i pro další typy obráběcích strojů, jak je znázorněno na obr.11.



Obr.11.: Úchytky tvaru vlivem poddajnosti obráběcího stroje

Na svislé obrážečce dojde k úchylce kolmosti obráběné plochy k základně, v důsledku chybu smykače v závislosti na velikosti vysunutí z vedení na stojanu. Podobně u jednostojanové hoblovky se projeví úchylka vlivem deformace od chybu ramena a stojanu, v závislosti na velikosti vyložení nožového supertu na ramenu. Při vývrtávání otvoru výsuvným vřetenem bude otvor v důsledku průhybu vřetena "stažen" k odvrácenému konci od vřeteníku. Při broušení otvoru bude vlivem poddajnosti obrobku otvor "stažen" k volnému konci.

Z uvedených příkladů vyplývá prioritní význam tuhosti obráběcího stroje pro přesnost obrábění.

#### c) Teplná deformace

Obráběcí stroj v chodu, zvláště při obrábění, je vystaven nerovnoměrným teplotním změnám. Vznikající tepelné deformace mají vliv na relativní polohu mezi nástrojem a obrobkem. Probíhají poměrně pomalu a ukončí se až po několika hodinách

spuštění stroje. U velkých obrobků s dlouhými časy obrábění mají vliv na přesnost rozměrů, tvaru a relativní polohy, při obrábění serie stejných obrobků na jednom stroji, mají vliv na přesnost rozměrů.

Příčiny oteplení jsou tyto :

- vlastní řezný proces,
- zdroje tepla v pohonu a mechanizmech stroje,
- vnější zdroje tepla mimo stroj.

Teplo vznikající při obrábění přechází do obrobku, do nástroje a do třísek. Teplom přecházejícím do obrobku se obrobek deformuje. Dlouhé, tenké obrobky upnuté mezi hroty se prohnou, není-li jím umožněna tepelná dilatace, přičemž v nich vzniká určité napětí. V tomto stavu se obrobí do válcového tvaru. Po uvolnění se vrátí do nenapjatého stavu, čímž se poruší válcový tvar získaný obráběním.

Teplo přecházející do nástroje se odvádí z břitu do tělesa nástroje, odkud vysále do okolí, popř. se rozvede do stroje, takže je převážná část nástroje poměrně chladná. Kromě toho má nástroj poměrně malé rozměry. Tepelné dilatace nástroje jsou proto malé a jejich vliv na relativní polohu mezi nástrojem a obrobkem je zanedbatelný.

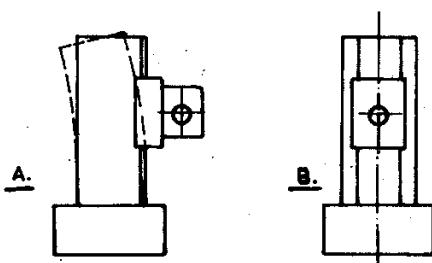
Teplom obsaženým v třískách (odchází největší část vzniklého tepla - cca 60 %), se chřívají součásti obráběcího stroje, přicházející a nimi do styku. Jsou-li to součásti obráběcího stroje, jejichž rozměry mají vliv na relativní polohu mezi nástrojem a obrobkem (např. vřeteník), bude mít jejich oteplení vliv na přesnost vřetení. Proto mají být ložě a stojany uspořádány tak, aby umožňovaly volný pohyb třísek od nástroje na místa dostatečně vzdálená.

Mezi zdroje tepla v pohonu a mechanizmech stroje patří elektrická zařízení, to zejména motory, transformátory a elektromagnety, třecí spojky a brzdy, pasivní odpory hnacího ústrojí a hydraulický systém.

Při návrhu stroje, na jehož přesnost se kladou vysoké požadavky, se volí v základním mechanizmu takové prvky, které se vyznačují nejmenším vývinem tepla; např. kružná ložiska se nahradí valivými. Prvky, u nichž je vznik tepla svázán s jejich funkcí, např. třecí spojky a brzdy, elektrická zařízení, se umístí co nejdále od součástí stroje, jejichž tepelná dilatace má vliv na relativní polohu mezi nástrojem a obrobkem. Přitom se zajistí jejich chlazení tím, že se umístí tak, aby vztah k nim měl volný přístup, nebo se zajistí jejich umělé chlazení, k čemuž někdy postačí přebytek cirkulujícího mazacího oleje. Elektrické přístroje a hydraulické agregáty s motorem, čerpadlem a nádrží se umístí samostatně vedle stroje.

U strojů s hlavním pohybem rotačním je to především vřeteník, jehož tepelné dilatace mají přímý vliv na relativní polohu nástroje vzhledem k obrobku.

K odstranění tepelných dilatací vřeteníku je hlavně třeba odstranit z něho zdroj tepla. Vřeteno se uloží na valivých ložiskách, omezí se počet záběrů ozubených kol a pokud je to možné, odstraní se třecí spojky a brzdy. Někdy nelze odstranit z vřeteníku a jeho blízkosti zdroje oteplování a pak se chladný vřeteník podle potřeby ohřívá, přičemž se jeho teplota udržuje pomocí termostatu na konstantní výši. Bylo by též možné omezit jeho tepelné dilatace použitím odlitku z



Obr.12.: Tepelné deformace různých koncepcí rámu stroje

změna teploty o  $1^{\circ}$  C na délce rámu 1 m způsobí deformaci 0,01 mm.

invarové litiny, která má asi pětkrát menší součinitel lineární teplotní roztažnosti než obyčejná litina. Tento způsob je však velmi nákladný, neboť invarová lita- na obsahuje asi 35 % niklu.

Velmi důležitou zásadou pro docílení dobré teplotní stability je symetričnost konstrukce jednotlivých uzel stroje. Na obr.12 je uveden příklad A - nesymetrického a B - symetrického řešení stojanu pro stolovou frézku nebo obráběcí centrum. Vždy je nutno mít na zřeteli skutečnost, že

### 2.3 Jakost obrobene plochy

Na jakost obroběných ploch jsou kladený stále vyšší požadavky, což souvisí s trvalou tendencí zvyšování přesnosti a životnosti výrobků. Základním předpokladem dobré jakosti obrobene plochy je správná funkce soustavy "stroj - nástroj - obrobek". U jednotlivých složek soustavy jde zejména o tyto vlivy :

- Stroj - dynamická stabilita,  
- tuhost a přesnost hlavních a vedlejších pohonů,  
- kvalita výroby a montáže stroje,  
- teplotní stabilita.

- Nástroj - kvalita a stav řezného břitu,  
- geometrie břitu a řezné podmínky,  
- tuhé a přesné upnutí nástroje.

- Obrobek - jakost a kvalita předpracování polotovaru,  
- tuhost a přesnost upnutí,  
- teplotní stabilita, chlazení a odvod třísek.

### 2.4 Spolehlivost, trvanlivost, životnost

Trvanlivost obráběcích strojů označená  $t_p$  je doba, kdy stroj pracuje v požadované přesnosti a výkonnosti, nebo jinými slovy, kdy nedojde k poruše, že by stroj musel být vyřazen z provozu a dán do opravy.

Životnost označená  $T_z$  je potom dána součtem dob trvanlivosti :

$$T_z = \sum t_p$$

S ohledem na současnou tendenci zkracování doby mezi jednotlivými inovacemi se doba životnosti nově vyvíjených obráběcích strojů zkracuje na hodnotu cca 5 - 8 let. U velkých a speciálních obráběcích strojů lze počítat s další životností, např. až 15 let.

Důležitým parametrem, který charakterizuje kvalitu obráběcího stroje je spolehlivost provozu. Ukažatelem je střední doba mezi poruchami daná vztahem:

$$\overline{T_B} = \frac{\sum t_B}{m}$$

kde  $T_B$  - střední doba mezi poruchami,

$t_B$  - doba provozu bez poruchy,

$m$  - počet poruch

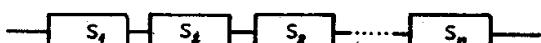
V současné době se požaduje, aby parametr  $T_B$  měl hodnotu co nejvyšší. Spolehlivost lze definovat rovněž podle vztahu:

$$S = \frac{N-X}{N} < 1$$

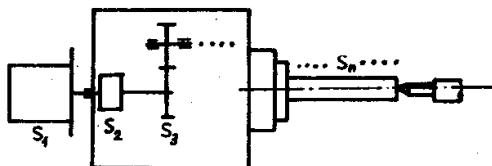
kde  $N$  - počet správně provedených úkonů,  
 $X$  - počet poruch.

Celková spolehlivost některého uzlu nebo stroje, např. dle obr.13 je dána součinem spolehlivosti jednotlivých prvků. Znamená to, že je nutná dobrá spolehlivost všech prvků:

$$S = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \cdots S_n = \prod_{i=1}^n S_i$$

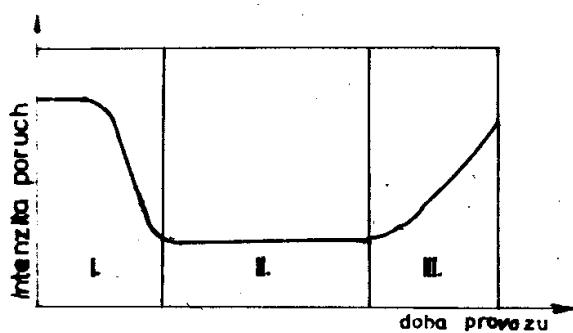


Ke zlepšení možné zvýšit spolehlivost některého nejslabšího prvku, potom takový prvek zdvojujeme nebo musí být rychle vyměnitelný.



Průběh četnosti poruch v době provozu obráběcího stroje je vyznačen na obr.14. Je zde zřejmá zvýšená intenzita poruch v době záběhu stroje a na konci období jeho trvanlivosti nebo životnosti.

Obr.13.: Vazba mezi spolehlivostí prvků stroje

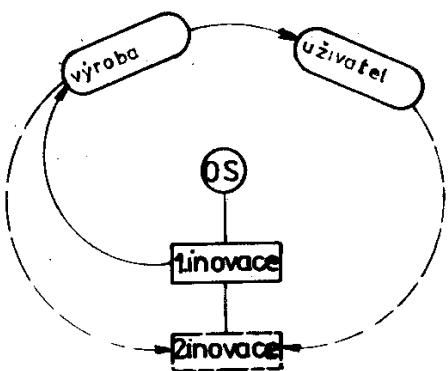


I - chyby montáže a výroby, záběh, identifikace vadných prvků.  
 II - ustálený stav.  
 III - vliv spotřebení.

Obr.14.: Diagram četnosti poruch

Se vzrůstající složitostí obráběcích strojů má stále větší význam technická diagnostika, která umožňuje zkrácení doby pro identifikaci a odstranění poruchy.

Důležitou úlohu ve zvyšování spolehlivosti má vzájemná vazba etap vývoje-výroby-užití dle obr.15. Zkušenosti a připomínky z výroby a od uživatelů motivují



Obr.15.: Vztah mezi etapami vývoj-výroba-užití

další inovaci a přispívají k odstranění slabých článků stávajícího stroje.

Důležitou podmínkou efektivního provozu neustále technicky složitějších a nákladnějších strojů je soustavné, systematické využití jak z hlediska technického, tak i organizačního. Některé prostojí v rámci plánovaného, provozního času stroje musí být průběžně zaznamenávány včetně přesné identifikace příčiny. Průběžné vyhodnocování stupně využití strojů se provádí ve formě různých záznamníků využití stroje. Tyto vychází zpravidla ze směrnice VDI 3423. U některých moderních strojů je sledování stupně využití již součástí systému technické diagnostiky.

## 2.5 Ovladatelnost

Dobrá ovladatelnost obráběcího stroje je jednou z cest ke snižování vedlejších časů. Ruční ovládání pohybů funkčních částí obráběcího stroje, zapínání a vypínání pohybů, řazení otáček a posuvů, seřizování, upínání a uvolňování obrobků, to vše má být prováděno prostřednictvím přehledně umístěných ovládacích prvků s vynaložením co nejmenší duševní a tělesné námahy.

Tak např. konstruktér při projektování ovládacího ústrojí je povinen dbát zásad obsažených v normě souslednosti pohybů na obráběcích strojích (ČSN 200010), která v podstatě zajíšťuje sjednocení ovládacích pohybů a přispívá tak k rychlému a bezpečnému zvládnutí řízení kteréhokoli obráběcího stroje. Vhodnou pomůckou ke snížení duševní námahy dělníka jsou tzv. náznakové štítky na stroji u ovládacích prvků namísto obtížněji čitelných textů (ČSN 200032).

U obráběcích strojů, zvláště velkých, síla potřebná k manipulaci ovládacími prvky nemá překračovat jisté hranice, aby nezpůsobovala předčasnou únavu dělníka. Proto se zde často používají tzv. servoovládací ústrojí elektrická, hydraulická, popř. pneumatická, např. k upínání obrobku, k rychlému přestavování a zpevnování pohybovaných částí obráběcího stroje atd. Z důvodu snazšího ovládání, ale i provozní bezpečnosti, se ovládací prvky soustřeďují k ovládacím stanovištím. V tomto případě jde o tzv. dálkové ovládání obráběcího stroje, obvykle s elektrickým přenosem impulsů.

Ovládací mechanizmy pohybů částí strojů, které nesmějí nastat současně, musí být vzájemně blokovány. Ovládací prvky pro seřizování funkce stroje, pracovního cyklu apod. mají být zajištěny před nežádoucí manipulací (zámkem, nutností použít speciální nástroj).

U všech obráběcích strojů, zejména automatických a programově řízených se

funguje zajištit pomocnou ruční manipulaci jednotlivých částí, jako např. stojanu, vřeteníku, suportu aj., při poruchových stavech (vypnutí proudu apod.). Dále je třeba umožnit individuální kontrolu různých fází pracovního cyklu formou mřížkové nebo jiné signalizace zařazení funkce.

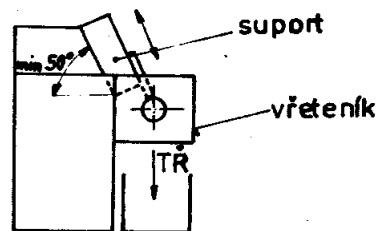
Požadavek trvalého zvyšování produktivity práce vede u obráběcích strojů v sériové výrobě ke zkracování vedlejších časů natolik, že určité ovládací pohyby musíme vykonat téměř mžikově. V takových případech je mechanizované ovládání obráběcího stroje, popř. jeho automatizace nevyhnutelným požadavkem.

### I.: Odvod třísek

Zvláštní pozornosti konstruktéra, především u výkonných a velkých hrubovacích a produkčních strojů, zasluhuje problém odstraňování třísek. Rychlý a účinný odvod třísek od stroje nutno řešit nejen z hlediska zamezení deformací částí obráběcích strojů, vystavených buď přímému styku s horkými třískami, anebo sálavému teplu, ale i z provozně bezpečnostních důvodů při hromadění velkých kmožství odvalených třísek, zejména v okolí pracoviště.

Stroje pracující v automatickém cyklu musí mít řešení plynulý, automatický odvod třísek z pracovního prostoru.

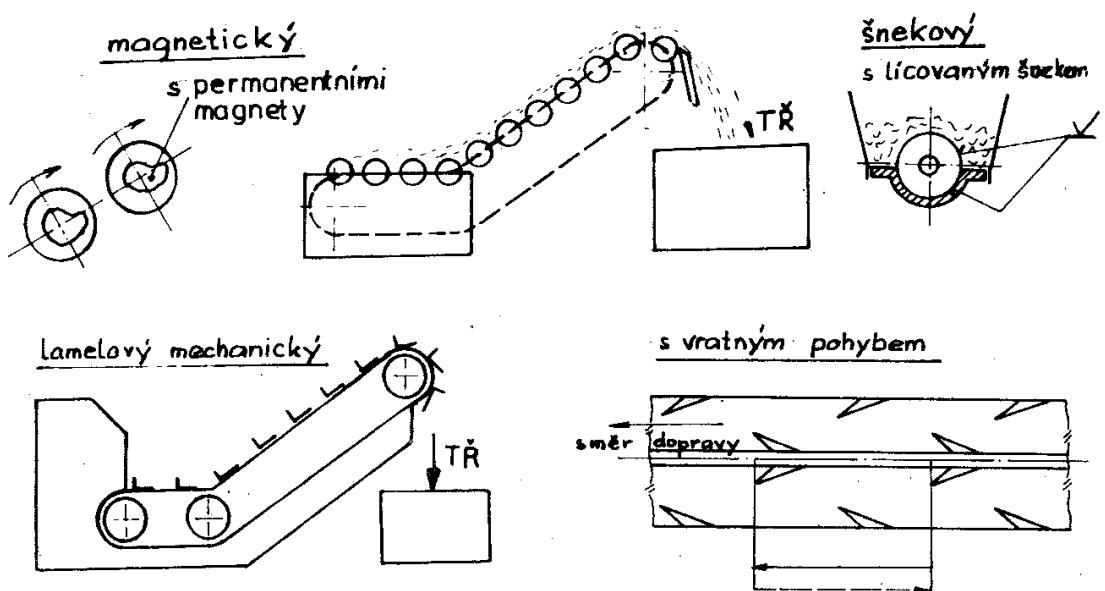
Optimálním řešením je když základní konцепce obráběcího stroje umožnuje gravitační odvod třísek jak je znázorněno na příkladu soustruhu dle obr.16. Dále je nutno dbát na to, aby všechny plochy, na které padají třísky měly úhel sklonu min. 50°. Pokud to není možné, je nutno využít intenzivního splachování a odplavování třísek, při obrábění za sucha potom osávání.



Obr.16.: Gravitační odvod třísek

Další důležitou otázkou je řešit pokud možno automatický odvod třísek mimo vlastní obráběcí stroj. K tomu účelu lze využít různé typy dopravníku třísek dle obr.17:

- magnetických, rotačních nebo pásových, vhodných pro drobivé, ale i menší vinnuté třísky magnetických materiálů,
- mechanických, článkových, vhodných pro všechny druhy třísek,
- harpunovitých s přímočarým vrtným pohybem, které jsou určeny zejména pro ocelové, vinuté třísky,
- šnekové dopravníky s lícovaným (opracovaným) šnekem s korytem pro drobivé a menší vinuté třísky.

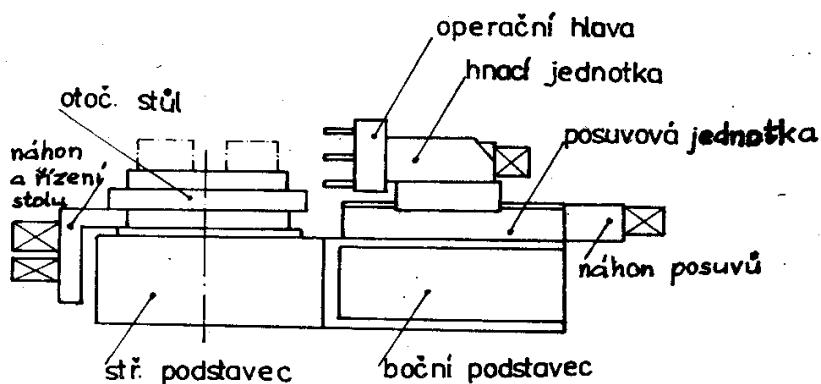


Obr.17.: Používané principy dopravníků třísek

## 2.7 Opravitelnost a údržba

Je logické, že ty části obráběcího stroje, které vyžadují občasné seřizování, čištění, častější opravy a výměnu, má konstruktér navrhnut jako snadno přístupné, ovladatelné a demontovatelné.

- Při konstrukci je třeba respektovat některé základní zásady, zejména:
- zajistit dobrou přístupnost k prvkům s menší životností bez velkých demontáží,
  - ovládací a řídící prvky zásadně umisťovat mimo vnitřní prostor rámu obráběcího stroje,
  - důsledná stavebnicová koncepce usnadňuje provádění oprav i údržby jak je zřejmé z příkladu koncepce jednoučelového stroje na obr.18.



Obr.18.: Stavebnicová koncepce stroje

## I.3 Účinnost

Obráběcí stroje potřebují mnoho energie. Proto je třeba dbát na jejich účinnost a tím je stroj větší, tím více musíme dbát, aby stroj měl dobrý stupeň celkové účinnosti.

Spárná účinnost ovlivní zejména :

- větší spotřebu energie,
- vyšší oteplování rámu stroje a z toho plynoucí nepříznivé deformace,
- vyšší opotřebení funkčních částí stroje a tím snížení přesnosti.

Celkovou účinnost obráběcího stroje stanovíme z výrazu :

$$\eta_c = \frac{\sum_{i=1}^k (F_{ti} \cdot v_i + F_{ai} \cdot v_{fi})}{60 \cdot 1000 \sum_{j=1}^n P_{pj}} \cdot 100 [\%]$$

$F_t$  - složka řezného odporu ve směru řezné rychlosti,

$F_a$  - složka řezného odporu ve směru posuvu,

$v$  - řezná, posuvová rychlosť,

$P_p$  - příkon.

Pro zlepšení celkové účinnosti obráběcího stroje přispěje zejména:

- jednoduché kinematické schéma pohonu,
- použití konstrukčních prvků s vysokou účinností, zejména u výkonově náročných uzlů např. pro hlavní pohon vřetena, pro posuvové systémy atd.

## I.4 Bezpečnost práce

Pro jednotlivé typy obráběcích strojů určují provedení stroje z hlediska bezpečnosti práce příslušné ČSN a předpisy (ČSN 200700 až 200725 a 200777).

Při navrhování obráběcího stroje musí konstruktér splnit všechny požadavky bezpečnosti práce a opatřit stroj takovými ochrannými zařízeními, aby dělník nebyl vystavován nebezpečí úrazu nebo jiné újmy na zdraví. Zdrojů tohoto nebezpečí je u obráběcím stroji nemálo. Například je nutné chránit dělníka před zraněním třískami odletujícími od rychloběžných strojů (příklad : u svislého soustruhu padající třísky jsou čelistmi rychle se otáčející upínací desky zadržovány poblíže jejího skoku a po nahromadění vymršťovány působením odstředivé síly do stran). K tomuto účelu se obráběcí stroje opatřují vhodně nastavitelnými ochrannými kryty. Rovněž musí být opatřeny kryty všechny rychle se otáčející části obráběcího stroje tak, aby dělník během práce nemohl s nimi přijít do styku až již částmi těla, např. prsty rukou, vlasy, nebo částmi k tělu nepřiléhajícího oděvu apod. Taktéž nutno opatřit zvláště desky a sklíčidla, výmenná ozubená kola, rotující nástroje, zejména brusné kotouče, které musí být opatřeny kryty zabraňujícími úrazům i při rozmetení kotoučů apod. (ČSN 709081, 709082).

Obráběcí stroje vyžadují ochranná opatření v řadě dalších případů, kde je nebezpečí styku člověka i s přímočáre se pohybujícími částmi. Například u hoblovek je třeba dát na místa přejezdu stolu přes okraj lože stroje při úvratích nápadně barevně označené ochranné zábradlí, které dělníkovi nedovolí přijít do nebezpečné blízkosti pohybujícího se stolu; u narážkových soustav (na srustruzích, frézách, bruskách aj.) je nutno provést kryty (chrániče), znemožňující uskřipnutí prstů atd.

Některé druhy obráběcích strojů mohou povahou práce vytvářet zdravotně závažné prostředí. Jsou to zvláště brusky, u nichž brusič vdechuje ve vzduchu vznášející se částice odbroušeného materiálu i otěru brusného kotouče. Je potom ohrožen silikózou a jinými nemocemi dýchacího ústrojí. Proto je předepsáno opatřovat tyto stroje účinným odsávacím zařízením dle ČSN 127040.

Důležitým požadavkem je dále přijatelná hlučnost, kdy hodnoty hlučnosti nesmí překračovat přípustné hodnoty v technických předpisech dle ČSN 200063.

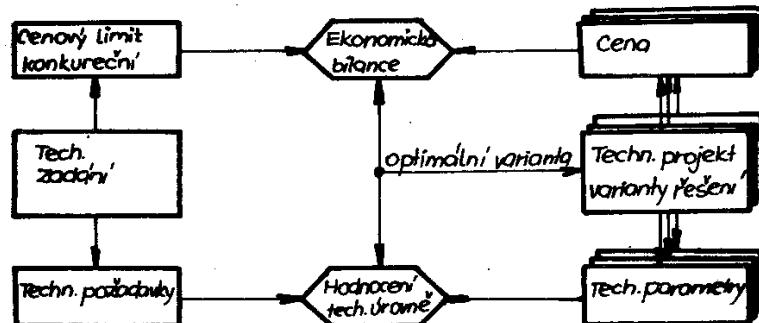
Bezpečnostním předpisům musí rovněž odpovídat provedení elektrické instalace na obráběcím stroji. Jde zvláště o uzemnění nulové fáze, použití malého napětí pro řídicí okruhy k ovládání stroje nebo pro osvětlovací tělesa na něm, a vůbec o ochranu proti úrazům při styku s částmi pod napětím. Konstrukční provedení musí odpovídat ustanovením dle ČSN 341630 a 341631.

Uvedenými příklady k zajištění bezpečnosti práce na obráběcích strojích nelze však vyčerpat veškerá potřebná opatření na ochranu života a zdraví pracujících. Neustálý rozvoj techniky a zavádění nových výrobních technologií vyvolávají vždy potřebu nových bezpečnostních zařízení a ochranných pomůcek.

## 2. 10 Pořizovací cena a provozní náklady - efektivnost

Vývoj nových typů obráběcích strojů je charakterizován neustále vyšší úrovní užitych parametrů na jedné straně, ale i stále vyšší technickou složitostí a tím

i vyšší cenou na straně druhé. O úspěšnosti nového řešení vyvinutého stroje rozhoduje vždy kriterium technicko-ekonomické bilance pro dané, konkrétní podmínky využití. Výběr optimální varianty řešení musí být tedy založen na integ-



Obr.19.: Výběr optimální varianty řešení

řaci technického a ekonomického hodnocení, jak znázorňuje schema na obr.19. Vhodnou metodou je technicko-ekonomické hodnocení na principu "hodinové sazby stroje", přičemž srovnáváme stávající a novou variantu pro konkrétní podmínky využití.

Strojní hodinová sazba  $S_s$  :

$$S_s = (F_0 + F_{ur} + F_{ud} + F_p + F_e) \cdot \frac{C}{T_R} + N_p$$

kde  $S_s$  - strojní hodinová sazba [Kčs/ hod.],

$C$  - cena stroje [Kčs],

$T_R$  - efektivní časový fond plánovaného provozu stroje za 1 rok [hod.],

$F_0$  - faktor ročního odpisu, např. 0,2 při životnosti 5 let,

$F_{ur}$  - faktor úrokové míry a růstu cen, např. 0,02

$F_{ud}$  - faktor údržby a oprav, např. 0,02 až 0,05

$F_p$  - faktor nákladu na plochu, např. 0,01

$F_e$  - faktor nákladu na energii, např. 0,01

$N_p$  - náklady na zavedení nového stroje (program, nástroje, nářadí aj.) - stav noví se individuálně pro daný případ.

Pro zvýšení operativnosti a přesnosti TE bilance lze využít výpočetní techniku. Příklad formuláře pro TE bilanci je uveden na obr.20. Využití metody je zřejmě z vyobrazení - projektant zadá vstupní údaje (řádek 1+12) a po výpočtu obdrží výstupní informace (řádek 21+27), kterými jsou :

- ekonomický přínos za 1 rok,
- doba úhrady investice,
- úspory materiálu, energie, ploch, pracovníků.

Tato metoda TE bilance na principu hodinové sazby provozu stroje je jednoduchá a rychlá, při dostatečné přesnosti v etapě návrhu projektu. Nachází široké praktické využití v řadě vyspělých průmyslových zemí, neboť umožňuje objektivní volbu optimální varianty stroje pro dané podmínky využití.

### I. Váha a rozměry

Při konstrukci obráběcích strojů platí zásada, že stroj má mít pro danou funkci a parametry co nejmenší hmotnost a zastavěnou plochu při respektování kritéria ekonomické efektivnosti.

V současné době vystupuje do popředí požadavek snižování materiálové náročnosti. Prosazuje se koncepce svařovaných rámů, využití neželezných materiálů (beton, plastbeton aj.).

Úspory ploch lze docílit vhodným koncepčním řešením stroje. Na obr.21 je zámkem příklad, jak lze docílit úsporu zastavěné plochy vhodným umístěním zpětného dopravníku a automatické obráběcí linky.

Někdy je výhodné uplatnění vertikální koncepce stroje (např. svislá protahovacíka) pro docílení menšího půdorysu.

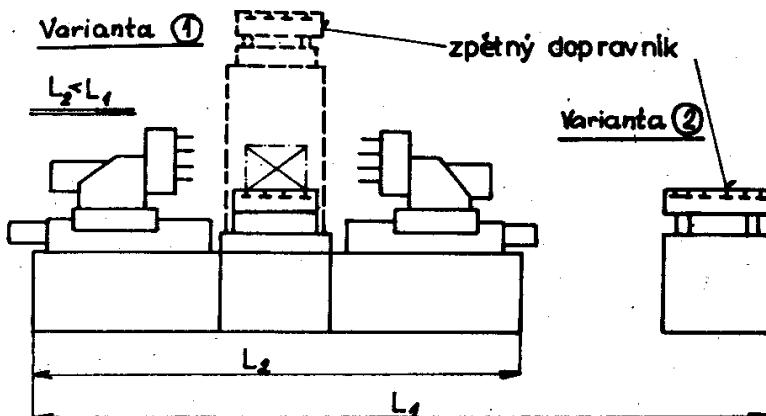
č	TECHNICKO EKONOMICKÁ BALANCE	WYROBCE:			
1.	Zdkažník - uživatel				
2.	Soubor součástí - počet druhů/počet				
3.	Rocní výroba celk. v (ks/1r)	V			
4.	Typický přečet souč. - specifikace				
5.	Ces obrab. 1ks typ.souč (min) tv	var. konvenční	var. nová tém		
6.	koef. využ. strojů (systému) oč	oč	očN		
7.	Specifikace strojů typ/počet				
	Faktor odpisu celkový Fc	Fcv	Fcv		
8.	Hmotnost celk. - strojů (t) G	Gk	Gn		
9.	Zostav. plocha (m <sup>2</sup> )				
10.	Příkon celk. (kW)				
11.	Počet prac. na 1m	P	Pk	Pn	
12.	Cena strojů (kčs)	C	Ck	Cn	
13.	Mzdové nákl. na 1 hod (kčs/hod)	$M \times \boxed{\phantom{00}} \times \boxed{\phantom{00}} =$	$M_k \times \boxed{\phantom{00}} \times \boxed{\phantom{00}} =$	$P_n \times \boxed{\phantom{00}} \times \boxed{\phantom{00}} =$	
14.	Hodnoty celk. ceny strojů (kčs/1r)	R	$C_k \times F_{cv}$	$R_k \times C_n \times F_{cv}$	Rn
15.	Strojov. sázba na 1 hod. provozu strojů (kčs/hod)	$S_s : (R_k \times \boxed{\phantom{00}}) =$	$S_{sk} : (R_n \times \boxed{\phantom{00}}) =$	$S_{sn}$	
16.	Celk. hod. sázba provozu strojů (kčs/1h)	S	$M_k + \boxed{\phantom{00}} =$	$M_n + \boxed{\phantom{00}} =$	Sn
17.	Výrobnost strojů, za 1 hod (ks typ.souč/1hod)	P	$60 : \boxed{\phantom{00}} \text{ tck} =$	$P_k : \boxed{\phantom{00}} \text{ tcv} =$	Pn
18.	Náklady na obrab. 1ks typ. součásti (kčs/hod)	N	$N_k : \boxed{\phantom{00}} =$	$N_n : \boxed{\phantom{00}} =$	NN
19.					
20.					
21.	Ekon. přínos za 1 rok (kčs/1r)	$U_1 : (N_k - N_n) \times \boxed{\phantom{00}} V = U_1$			
22.	Doba úhrady investice (r)	Tú	$C_n : U_1 = T_u$		
23.	Zvýšení výrobnosti (%)	A	$(\boxed{\phantom{00}} : \boxed{\phantom{00}}) \times 100 = A \%$		
24.	Relat. úspory mater.	B	$G_k - G_n = B$		
25.	Úspora ploch (m <sup>2</sup> )	C	$S_k - S_n = C$		
26.	Úspora inst. příkonu (kW)	D	$10_k - 10_n = D$		
27.	Úspora prac. sil v 1 směru	E	$P_k - P_n = E$		
Datum:		VUT - FS - kat. VSA PR		zpracoval :	

Obr.20.: Formulář pro TE hodnocení obráběcích strojů

Ve všech případech je pak nutno dbát na důsledné uplatnění moderních výpočtových metod, pro zkvalitnění rozměrových a tvarových návrhů hlavních uzel rámu stroje.

## Design

Konečný výsledek konstruktérovy sněsti, obráběcí stroje není posuvný výhradně z hlediska technicko-economického, nýbrž stále čiraznější vstupuje do popředí záležitostí vzhledová estetika výrobku. Nejde jen o vzdálení výstřeli, prohlubnin, růží a vyčnívajících hran, znemožňujících čištění stroje a zvyšujících možnost závrat v provozu, nýbrž především o základní prostorový tvar výrobku. Výtvarně hodnoty výrobek vzniká dobrým kompozičním vyřešením, prostorovým vyvážením tvarů, které jsou obvykle kombinací tzv. "tvrdých" hranolovitých, jehlanovitých a "měkkých" kulovitých, válcovitých, kuželovitých útvarů, buď rovnoměrně uplatňovaných, nebo převládajících jedných nad druhými. Zásadou je, aby na řešení tvaru spolupracoval průmyslový výtvarník s konstruktérem od počátku projektování obráběcího stroje. Výsledkem spolupráce má být výrobek splňující požadavky spotřebitele z hlediska technologičnosti i estetičnosti konstrukce, tj. má být funkčně dokonalý, významy z hlediska výrobní technologie, fyziologie, psychologie a bezpečnosti práce. Záležitost na první pohled upoutat pozornost dokonalosti výtvarného vzhledu.



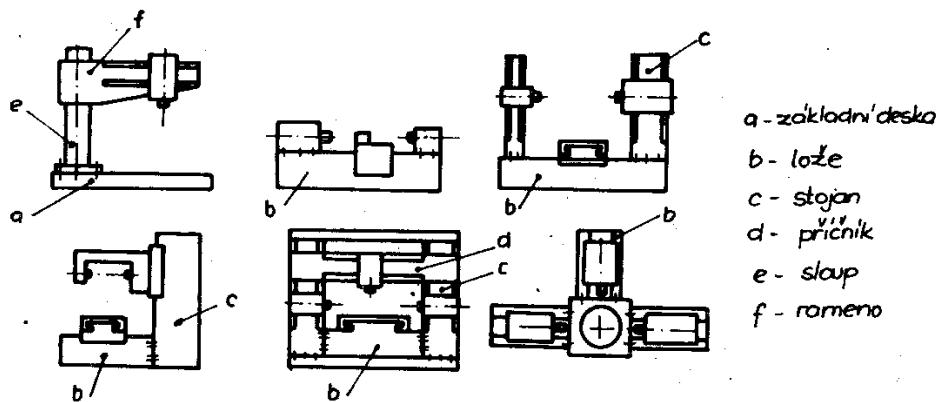
Obr.21.: Dvě varianty umístění zpětného dopravníku u linky

## I. STATICKÁ TUHOST

Při konstrukci převážně většiny uzlů a součástí obráběcích strojů je určujícím zákonem zpravidla kriterium tuhosti a ne pouze pevnosti - pro dimenzování součástí je rozhodující velikost deformace vyvolané zatížením.

## I. Základní požadavky

Základní, nosný rám obráběcího stroje tvoří uzly spodní stavby, na kterých jsou umístěny a upevněny jednotlivé funkční skupiny v rozměrovém a prostorovém uspořádání podle požadavků technologického procesu, pro který je stroj určen. Jeden z tvar, poloha a dimenze jsou určeny především základními parametry jednotlivých pohybových souřadnic a vzájemnou funkční vazbou jednotlivých uzlů, jako vřetení, saní, stolů, pohonů, motorů, řízení aj. a podléhají dále vlivům zatížení z technologického procesu, přičemž musí splňovat další požadavky, jako např. plyn-



Obr.22.: Typické příklady rámu obráběcích strojů

nulý odvod třísek, přístupnost pro montáž, údržbu, seřizování apod.

Z výrobně technologického hlediska jsou rámy obráběcích strojů tvořeny zpravidla skladbou více částí, vzájemně spojených v připojovacích plochách dle obr.22. Jsou zde uvedeny často využívané typy rámu různých obráběcích strojů, u kterých se opakovaně vyskytují tvarově podobné uzly spodní stavby, jak je pozicemi vyznačeno.

Hmotnosti jednotlivých pohyblivých částí, včetně hmotnosti obrobku a v technologickém procesu vznikajících silových účinků jsou příčinou deformací, které mohou být jen v dovolených mezech, daných užitnými parametry daného stroje, resp. požadavky na kvalitu a přesnost obrábění. Splnění tohoto základního požadavku je především úkolem konstruktéra.

### 3.2 Materiály pro konstrukci rámu stroje

Pro konstrukci rámu obráběcího stroje lze využít různé materiály, doposud nejčastěji pak šedou litinu, ocel i ocelolitinu, ale v poslední době ve stále větší míře i různé neželezné materiály, zejména beton a polymer-beton. Při volbě druhu materiálu je nutno vždy posuzovat zejména základní fyzikální vlastnosti daného materiálu, které přímo ovlivňují technické a provozní vlastnosti stroje :

- pevnost (tah, tlak, ohyb, krut)  $\Rightarrow$  bezpečnost proti trvalé deformaci a zlomení
- specifická hmotnost  $\Rightarrow$  hmotnost, statické a dynamické vlastnosti
- modul pružnosti (v tahu, smyku)  $\Rightarrow$  statická a dynamická tuhost
- útlum chvění  $\Rightarrow$  dynamické vlastnosti
- kluzné vlastnosti, tvrdost  $\Rightarrow$  tření a opotřebení v kluzných zónách
- vnitřní pnutí  $\Rightarrow$  trvalá přesnost (dlouhodobá)
- tepelná roztažnost, vodivost  $\Rightarrow$  tepelná stabilita.

V tabulce na obr.23 jsou uvedeny některé fyzikální parametry materiálů pou-

Parametr materiál	Modul pružnosti	Měrná hmotnost	Soudíniel tepl. rozařánosti $1/K$	Pevnost v tahu
	$N/mm^2$	$N/dm^3$	$N/mm^2$	
ocel St.37	$2,1 \cdot 10^5$	78,5	$11,1 \cdot 10^{-6}$	350...470
ocelolitina	$1,7 \cdot 10^5$	74,0	$9,5 \cdot 10^{-6}$	400...700
šedá litina 20	$0,8-1,1 \cdot 10^5$	72,0	$9,0 \cdot 10^{-6}$	100...200
zdr	$1,2 \cdot 10^5$	89,5	$16,2 \cdot 10^{-6}$	200...400
trik	$0,7 \cdot 10^5$	27,0	$23,8 \cdot 10^{-6}$	120...400
mosoz	$0,9 \cdot 10^5$	85,0	$19,0 \cdot 10^{-6}$	300...700
tin	$1,1 \cdot 10^5$	45,0	$10,8 \cdot 10^{-6}$	500...1200
Beton	$0,2 \cdot 10^5$	25,0	$11,0 \cdot 10^{-6}$	5...10
Polymer beton	$0,4-0,6 \cdot 10^5$	23,0-25,0	$8,2-14,0 \cdot 10^{-6}$	10...40
granit	$0,9 \cdot 10^5$	30,0	$8,0 \cdot 10^{-6}$	50
z. oxid-keramika	$2,4 \cdot 10^5$	34,0	$4,3 \cdot 10^{-6}$	320

Tab.23.: Fyzikální vlastnosti materiálů

řívaných ve stavbě obráběcích strojů. Kromě těchto základních vlastností materiálů je nutné při volbě uvažovat ještě výrobně-technická a ekonomická hlediska a to zejména :

- cena materiálu,
- hospodárnost ve výrobě,
- obrobitevnost,
- možnost sváření, resp. odlévání apod.

Požadavky na vlastnosti konstrukčních materiálů se neustále zvyšují vlivem výrobových tendencí ve smyslu zvyšování výrobnosti a přesnosti obráběcích strojů. Tradiční materiály (ocel, litina) jsou v posledních cca 10-ti letech doplnovány novými materiály pro skladbu rámu strojů na bázi betonu a zejména speciálních, tzv. polymerbetonů. V tabulce na obr.24 jsou uvedeny základní fyzikální a tepelné vlastnosti dvou druhů používaných a v praxi ověřených druhů polymerbetonu (Epument 140 a 160), ve srovnání s vlastnostmi klasických materiálů (ocel St 37, litina GG 20)

Parametr	Druh materiálu	Šedá litina s lam. grafit. GG 20	Ocel neleg. St 37	Polymer beton Epument 140	Polymer beton Epument 160
Modul pružnosti E $kN/mm^2$	88...113	210	40	65	
Pevnost v tahu $N/mm^2$	200...300	350...470	17...19	30...40	
Pevnost v tlaku $N/mm^2$	720	-	140	190	
Pevnost v ohýbu $N/mm^2$	290	-	30	60	
Měrná hmotnost $kg/dm^3$	7,15	7,85	2,28	2,47	
Kof. tlumení	0,0045	0,0023	0,02	0,03	
Měrná tuhost ( $= \frac{1}{S}$ )	$(12,3-15,8) \cdot 10^2$	$27,3 \cdot 10^2$	$17,9 \cdot 10^2$	$26,8 \cdot 10^2$	
Kof. tepl. roztažnosti $1/K$	$10 \cdot 10^{-6}$	$12 \cdot 10^{-6}$	$14,2 \cdot 10^{-6}$	$8,2 \cdot 10^{-6}$	
Tepel. vodivost $W/mK$	50	50	3	7...11	
Specif. tepel. kapacita $J/kgK$	500	460	850	700	

Tab.24.: Mechanické a tepelné vlastnosti materiálů

Z porovnání vyplývá, že pevnostní ukazatele polymerbetonu se blíží parametry některých kovových materiálů, např. hliníkových slitin. Zavedeme-li pro srovnávání nový ukazatel tzv. měrné tuhosti (dané podílem modulu pružnosti ke specifické hustotě), jsou výsledky ještě příznivější ve prospěch polymerbetonu - ukazují, že využitím polymerbetonu lze při stejném rámu stroje docílit vyšší parametry tuhosti, než při využití např. šedé litiny.

Využití polymerbetonu pro konstrukci rámu obráběcích strojů přináší některé další specifické vlastnosti a požadavky, z nichž lze uvést zejména :

- Rám z polymerbetonu má podstatně lepší dynamické vlastnosti (koeficient tlumení je  $5 \div 12x$  vyšší než u litiny či oceli).
- Rám z polymerbetonu je tepelně stabilní. Je to dáné výrazně lepšími parametry tepelných dilatací a tepelné vodivosti. Stojan či lože z polymerbetonu je prakticky "necitlivý" na změny teploty okolí a rovněž velmi málo přenáší teplo od zdrojů místního ohřevu (motory, pohony) na stroj.
- V praxi lze využít i princip "vylití" vnitřního prostoru stávajícího ocelového nebo litinového dílu snadné stavby směsi polymerbetonu a tím výrazně zlepšit parametry tuhosti a stability.
- Další možností využití dává princip "vylití" tenkostenné (ocelové) konstrukce rámu polymerbetonem - vnější tvar včetně připojovacích prvků nahrazuje formu neprovádí se pracné a drahé žebrování a vnitřek se vyplní polymerbetonem. Při tom se musí respektovat některé zásady, jako např.: minimální tloušťka stěny polymerbetonu má být 80 mm, všechny plochy ocelové konstrukce musí být odmaštěné, čisté a suché, plnící otvory mají být pokud možno z jedné strany, atd.
- Při výrobě rámu stroje z polymerbetonu je nutno použít technologií odlévání do forem, které mohou být dřevěné nebo kovové. Dřevěné formy mají menší životnost (cca 20 odlití) a přesnost (cca  $\pm 1$  mm), ale jsou levné. Pro sériovou výrobu jsou vhodnější formy kovové (hliník, litina, ocel) s vysokou přesností (až 100 odlití) a přesností (cca  $\pm 0,05$  mm).
- Některé funkční a připojovací plochy (vedení, závitové otvory, plochy pro manipulaci a polohování) musí být do rámu z polymerbetonu vhodně zhotoveny, s potřebnou pevností spojení. Je to dáné nižšími parametry pevnosti, t.zn., že síly mohou přenášet tento materiál jen v relativně velké ploše. Síly koncentrované na malé plochy (závitový otvor) nemůže přenášet. Proto má být pro všechny tyto případy vloženy a zhotoveny do základního tělesa vhodně tvarované konstrukční prvky kovové (ocel, litina), jak je uvedeno na řadě praktických příkladů v obr. 25. Dimenze a tvar vestavných prvků je nutno volit tak, aby byla zvětšena styková plocha s polymerbetonem pro přenos daného zatížení a aby byl vytvořen vhodný "zámek" (bajonet, T-drážka, spirála, apod.). Rozměry vestavného prvku se volí tak, aby se např. dříve porušil závit ve vložce, než aby došlo k uvolnění celé vložky. S postupným vývojem polymerbetonových materiálů se požadavky na rozměry vestavných prvků snižují. Zvláště zvýšenou pozornost je nutno věnovat připojení vodících ploch s ohledem na zajištění vysoké a dlouhodobé přesnosti, např. 0,005/2000 mm. Doporučuje se dimenzovat vestavné prvky vedení tak, aby měrné hodnoty působící na styčnou plochu v polymerbetonu nepřesahly hodnotu  $0,5 \text{ N/mm}^2$ .

Uvedené vlastnosti těchto nových materiálů, přináší zřejmě a perspektivní možnosti využití ve stavbě obráběcích strojů, zejména pak proto, že vývojové práce v této oblasti úspěšně pokračují a orientací na další zvyšování mechanických vlastností, těsnosti, poréznosti, aj. Tim se jeví jako reálné, že bude možné jednotlivé

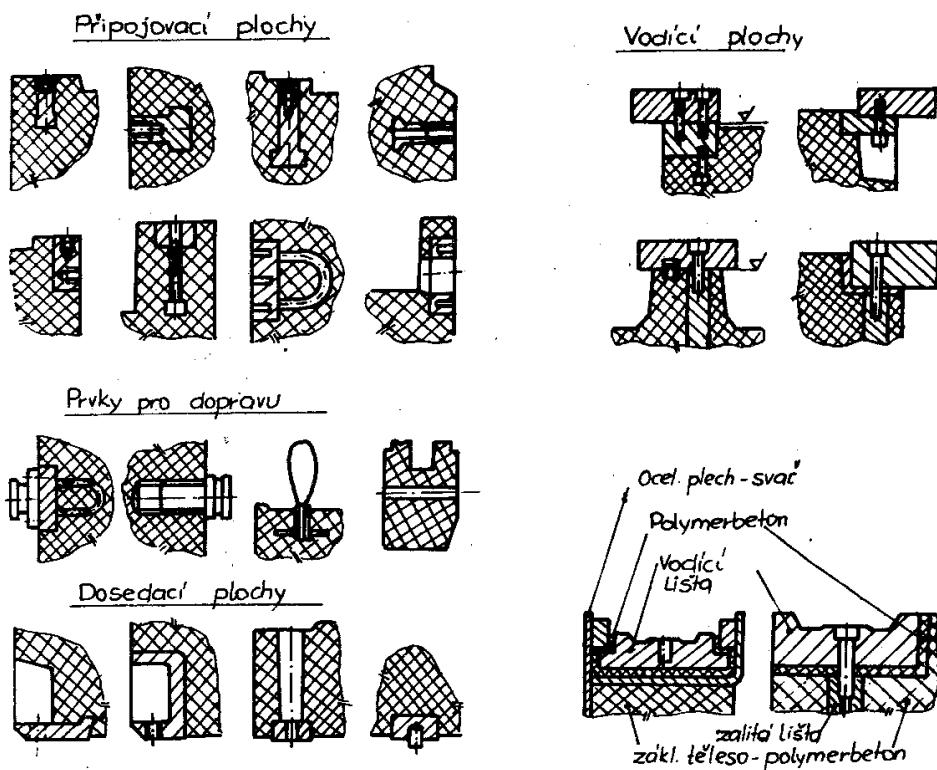


FIG. 25.: Prvky připojovacích a vodících ploch na rámu z polymerbetonu

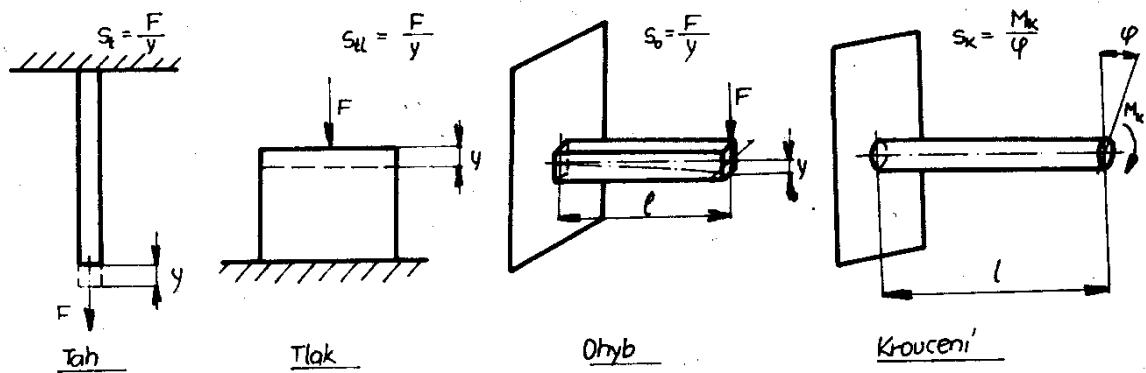
turekni a připojovací plochy vytvářet přímo v základním materiálu (bez principu neslávných kovových prvků). Lze výhledově počítat i s tím, že tyto nové nekovové materiály budou moci být využívány i pro "tenkostěnné" a přesné díly stavby obrobicích strojů, jako jsou např. tělesa vřeteníku.

### 1.1 Kriteria statické tuhosti

Při návrhu převážně většiny součástí a uzel obráběcích strojů je určujícím kritériem hledisko tuhosti a ne jenom pevnosti - pro dimenzování součástí je zde stanovující velikost deformace vyvolaná zatížením.

#### 1.1.1 Statická tuhost v posunutí a kroucení

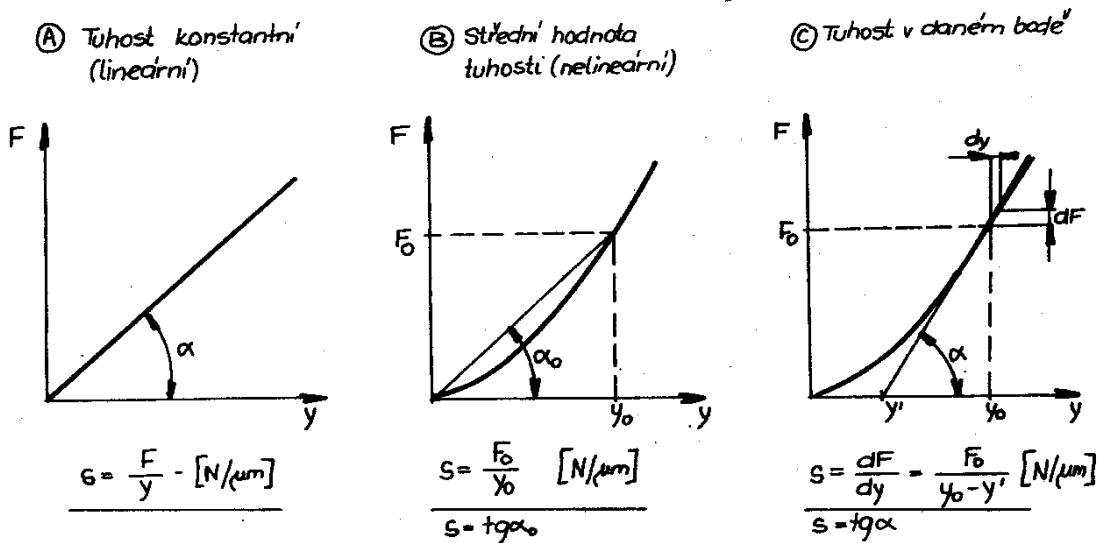
Podle charakteru statických zatížení a sil vznikajících v technologickém procesu a vlivem silových složek hmotnosti vyskytuje se nejčastěji 4 druhy zatížení a toto odpovídající typy statické tuhosti dle obr. 26. Deformace smykové jsou zpravidla zanedbatelné a rovněž deformace v tahu a tlaku jsou s ohledem na tvar a rozložení součástí i charakter vnějších zatížení nepatrné a proto se tuhost v tlaku a



Obr.26.: Druhy statické tuhosti

tahu až na některé zvláštní případy nevyšetřuje.

Statická tuhost se určuje buď samostatně, pro každou součást stroje zvlášť - dílčí tuhost (např. tuhost samotného vřetena bez vlivu deformace ložisek, skříň vřeteníku a spojení vřeteníku s ložem) nebo pro celou soustavu součástí různými způsoby spolu spojených - tuhost celková (např. tuhost celého suportu). Dílčí tuhost se vyšetřuje tehdy, má-li se kontrolovat vhodnost volby rozměrů, tvaru a materiálu uvažované součásti. Dá se zjistit obvykle s dostatečnou přesností početně aplikací metod nauky o pružnosti a pevnosti. Měří-li se deformace vůči základu stroje, mluví se o tuhosti absolutní, měří-li se relativní deformace dvou součástí vůči sobě, mluví se o tuhosti relativní. Například pro přesnost práce soustruhu je směrodatná relativní tuhost mezi nástrojem a obrobkem.



Obr.27.: Definice statické tuhosti

Pro určení hodnoty statické tuhosti se využívají definice dle obr.27, podle kterých konkrétních podmínek :

- I. Tuhost je konstantní v celém rozsahu zatěžování. Vyskytuje se velmi zřídka a je pro samostatné dílce bez spojovacích ploch při zatěžování v mezích Hookova zákona. Je určena vztahem :

$$s = \frac{F}{y} \quad [N \cdot \mu m^{-1}]$$

- II. Tuhost není konstantní a pro určení střední hodnoty tuhosti v daném rozsahu zatížení ( $0 < F < F_0$ ) platí vztah :

$$s = \frac{F_0}{y_0} \quad [N \cdot \mu m^{-1}]$$

- III. Tuhost není konstantní a hodnota tuhosti v daném bodě je dána tangentou tečny :

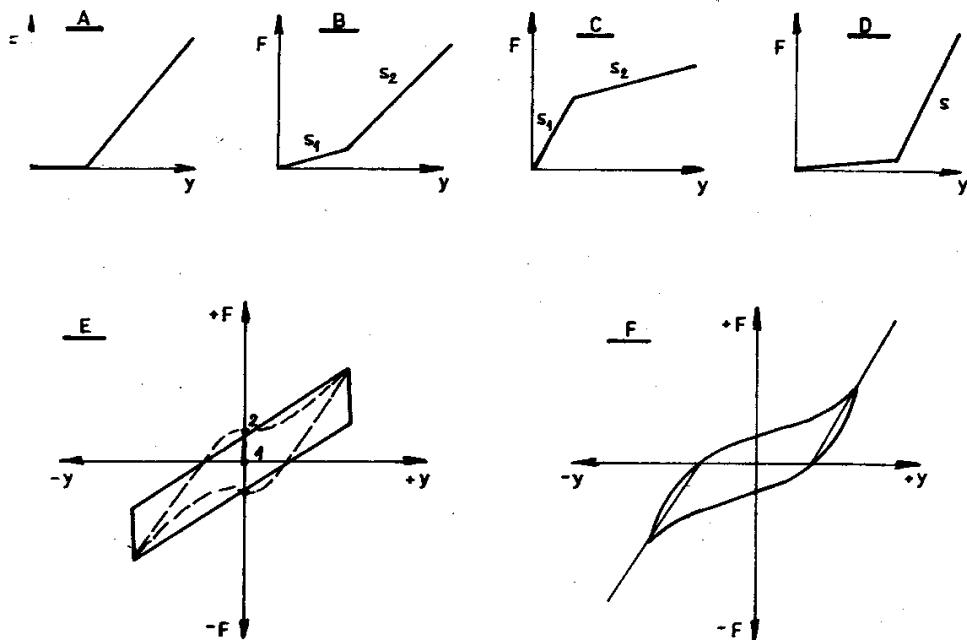
$$s = \frac{dF}{dy} = \frac{F_0}{y_0 - y'} \quad [N \cdot \mu m^{-1}]$$

Tento definicí lze určit, jaké deformace vyvolá další zatížení předepnutého spoje danou silou  $F_0$ .

Odobobné definice platí pro tuhost v kroucení:

$$S_K = \frac{M_K}{\varphi} \quad [Nm \cdot rad^{-1}] \quad a \quad S_K = \frac{dM}{d\varphi}$$

Charakteristiky tuhosti mohou mít různý tvar podle konkrétních podmínek využívaného uzlu. Přehled možných charakteristik tuhosti je uveden na obr.28, kde:



Obr.28.: Typy charakteristik tuhosti

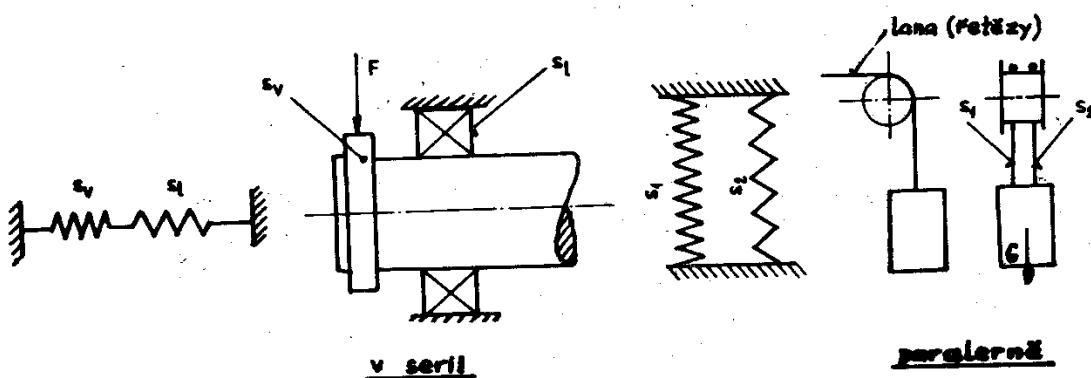
- příklad A je charakteristika systému s vůlí,
- příklad B je typický pro systém, kde jeden člen má menší tuhost,
- příklad C je charakteristika soustavy, která nemá spojení dostatečně předepnuté,
- příklad D je charakteristika soustavy s vůlí a pasivními odpory,
- příklad E znázorňuje soustavu s třecí hysterézí. Třetí síla je zpočátku větší než vnější síla a proto dojde k posunutí až v bodě 2,
- příklad F je skutečný tvar charakteristiky tuhosti soustavy s hysterézními energetickými ztrátami způsobenými třením a plastickými deformacemi.

### 3.3.2 Poddajnost a deformační analýza

Někdy je výhodné zavést pojem poddajnost, což je převratná hodnota tuhosti

$$p = \frac{F}{S} = \frac{y}{F} \quad [\mu\text{m} \cdot \text{N}^{-1}]$$

která říká, jakou deformaci vyvolá jednotkové zatížení. Při sériovém uspořádání prvků s různou tuhostí dle obr.29 je celková deformace konce vřetena dána součtem deformace vřetena  $y_v$  a deformace uložení  $y_t$ :  $y = y_v + y_t$



Obr.29.: Příklad sériového a paralelního uspořádání

Vyjádříme-li deformace pomocí tuhosti, bude :

$$y = \frac{F}{S} ; \quad y_v = \frac{F}{S_v}$$

Po dosazení a zkrácení

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{S_v} + \frac{1}{S_t}$$

a po úpravě

$$S = \frac{S_v \cdot S_t}{S_v + S_t}$$

Vyjádříme-li deformace pomocí poddajnosti, bude výsledná poddajnost:

$$P_c = P_1 + P_2$$

Výsledná poddajnost je při sériovém uspořádání dána prostým algebraickým součtem dílčích poddajností.

Při paralelním uspořádání prvků dle obr.29 zdvojením lan nebo řetězů vyváženého zařízení je výsledná tuhost dána součtem dílčích tuhostí

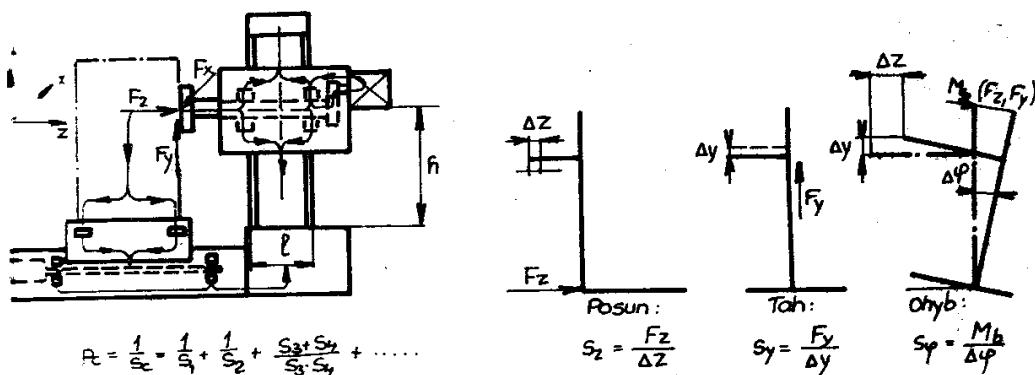
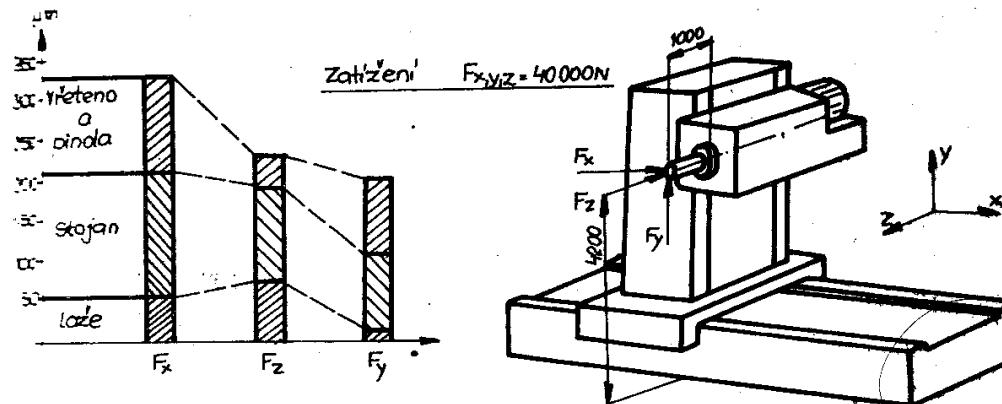
$$S = S_1 + S_2$$

Tento případě by zavedení poddajnosti vedlo k složitému výrazu

$$P = \frac{P_1 \cdot P_2}{P_1 + P_2}$$

Pracovní stroj představuje zpravidla systém mnoha prvků a uzlů vzájemně propojených. Analýzou rozdělení a přenosu sil a vznikajících deformací se zjišťuje jednotlivých prvků na celkovou tuhost stroje. Na obr.30 je znázorněn princip deformační analýzy vyvrtávacího stroje.

Je zřejmé, že pouze dobrá tuhost všech v řetězci využitých prvků (t.j. např. vrtače, ložiska, tělesa, převody, atd.) je podmínkou, pro vyhovující tuhost ce-



Deformační analýza vyvrtávacího stroje

lého stroje. Ve zjednodušeném logickém uspořádání lze celý systém vyjádřit jako soustavu sériově a pereelně uspořádámych pružin, takže celková poddajnost (tuhost) je dána vztahem

$$\frac{1}{S_c} = \frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_2} + \frac{\frac{S_3 + S_4}{S_3 \cdot S_4}}{\text{v sérii}} + \dots$$

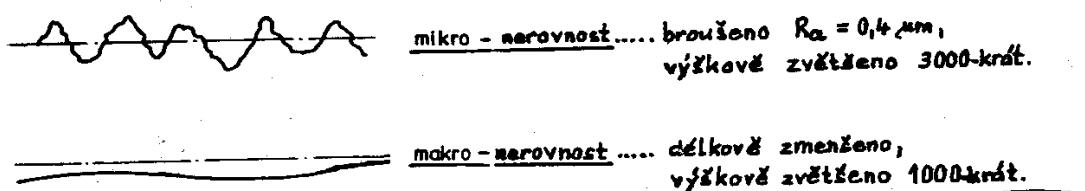
*parallelne'*

Z toho vyplývá důležitý závěr - celý stroj je poddajnější než nejméně tuhý prvek v silovém, přenosovém řetězci.

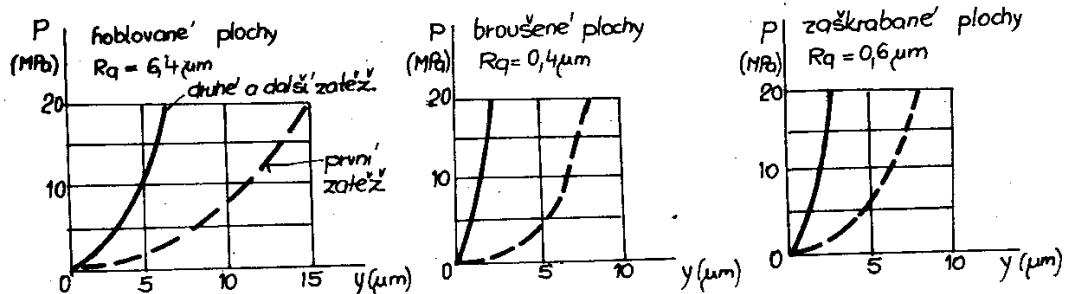
Při deformační analýze je nutno uvažovat všechny prvky včetně spojů, které mohou výrazně ovlivnit celkovou tuhost. Deformační analýza umožnuje získat přehled o podílu jednotlivých uzlů a prvků na celkové poddajnosti a tím orientaci konstrukce na "nej slabší" články daného stroje. Ve znázorněném příkladu je kritickým článkem vyvrtávacího stroje zřejmě svislý stojan.

### 3.3.3 Styková tuhost

Jak bylo zjištěno měřením na obráběcích strojích, tvoří značnou část výsledků deformací deformace styků, které pocházejí jednak od deformací výstupků povrchových mikronerovností, vznikajících při obrábění, jednak od deformací makronerovností styčných ploch, které jsou dány tvarovými geometrickými nepřesnostmi dle obr.31.



Obr.31.: Nerovnosti stykových ploch



Obr.32.: Charakteristiky stykové tuhosti

~~Styková tuhost se definuje jako poměr mezi jmenovitým měrným tlakem p mezi dvěma stykovými plochami a deformací y povrchových vrstev v místě styku dvou těles v normálním směru :~~

$$s_s = \frac{P}{y} \quad [N \cdot mm^{-3}]$$

~~Deformace výstupků povrchových mikronerovností se skládají z nepružných a pružných. Při prvním zatěžování převládají deformace nepružné, při druhém a dalším zatěžování deformace pružné. Při prvním zatěžování vzniká tedy určité zpevnění povrchových vrstev, čímž se styková tuhost zvyšuje. Deformace makronerovností jsou všechny pružné. Průběh charakteristik při prvním a dalším zatěžování pro různé obrobce plochy je znázorněn na obr.32.~~

~~Velikota stykové tuhosti závisí na způsobu opracování stykových ploch :~~

- ~~nezpevněné plochy~~  $s_s = 3600 N \cdot mm^{-3}$
- ~~nezpevněné plochy~~  $s_s = 1000 N \cdot mm^{-3}$
- ~~zaškrabané plochy~~  $s_s = 3100 N \cdot mm^{-3}$ .

~~Pro dosažení co nejlepších hodnot stykové tuhosti se doporučuje :~~

- volit co nejvyšší jakost povrchu styčných ploch,
- stykové plochy volit co největší s co největším předepnutím,

#### Styková tuhost spojení

~~Každé pevné spojení dvou součástí se deformeuje v důsledku poddajnosti spojujících součástí (šroubů, klínů, apod.) a poddajnosti styků. Při montáži je mezi spojujícími prvky a spojenými součástmi vyvoláno určité předepnutí. Podle druhu spojení rozeznávají se deformace spojení v tahu nebo tlaku (účinkem zatížení sítí kolmou ke styčné ploše), ve smyku (účinkem silou nebo dvojicí rovnoběžnou se styčnou plochou) a v natočení, v rovině kolmé ke styčné ploše (účinkem zatížení sítí v rovině kolmé ke styčné ploše).~~

~~Dále probereme případ zatížení vnějšími silami v tahu působícími kolmo ke styčné ploše za těchto předpokladů :~~

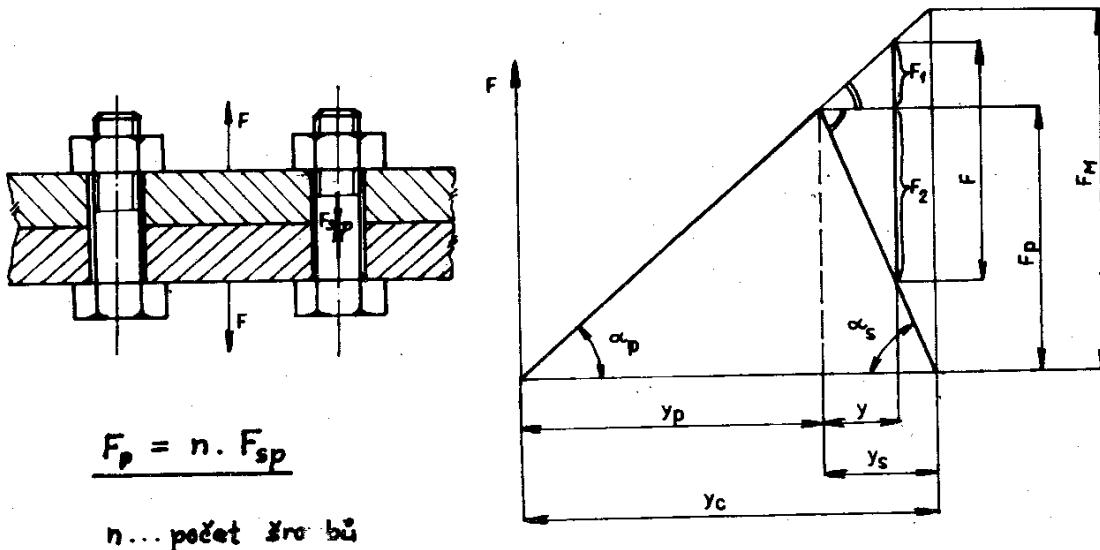
- ~~zde spojená tělesa jsou tvarově dokonale tuhá,~~
- ~~styčné plochy obou těles jsou dokonale rovinné,~~
- ~~deformují se pouze mikrogeometrické nerovnosti styčných ploch,~~
- ~~styková tuhost je konstantní, tj. nezávisí na velikosti zatížení,~~
- ~~styková tuhost je stejná v celém rozsahu styčných ploch.~~

~~Schemata spojení tohoto druhu a rozdělení deformací jednotlivých prvků spoje jsou na obr.33.~~

~~Předepnutí  $F_p$  bude~~  $F_p = n \cdot F_{sp}$

~~Taková síla F způsobí deformaci y:~~

$$y = \frac{F}{tg\alpha_p + tg\alpha_s} = \frac{F}{s_p + s_s}$$



Obr.33.: Šroubový spoj a rozdělení deformací součástí

neboť je zřejmé z diagramu, že

$$F = F_1 + F_2 \quad \text{a} \quad F_1 = y \cdot \operatorname{tg} \alpha_p ; \quad F_2 = y \cdot \operatorname{tg} \alpha_s$$

čili :  $F = y (\operatorname{tg} \alpha_p + \operatorname{tg} \alpha_s)$

Učinek předepnutí se bude uplatňovat pro případy, kdy :

$$F \leq F_M \quad \text{kde} \quad F_M = F_p \cdot \frac{y_c}{y_f}$$

Bude-li  $F > F_M$ , spoj se bude chovat jako nepředepnuty a jeho tuhost bude záviset na tuhosti šroubů v tahu, která je relativně nízká.

### 3.4 Konstrukční zásady zvyšování statické tuhosti

Obecně platí, že součásti obráběcího stroje, pro jejichž dimenzování je kriteriem tuhost, musí mít takový tvar, aby se dosáhlo co největší tuhosti, při co nejnižší spotřebě materiálu.

#### 3.4.1 Volba základního tvaru nosného průřezu

Při konstrukci částí obráběcího stroje je nutno zpravidla analyzovat vliv zatížení na ohyb s kroucením, kdy zpravidla jeden druh namáhání je převládající.

Tuhost v ohybu platí (jak bylo uvedeno dříve, kap.3.3.1) vztah:

$$S_o = \frac{F}{y}$$

Uzavřené za průhyb  $y$  v místě působení síly známý vztah:

$$y = \frac{F \cdot l^3}{c \cdot E \cdot J}$$

Maximální tuhost v ohybu

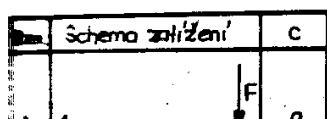
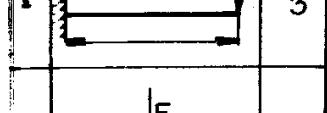
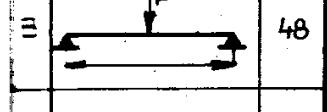
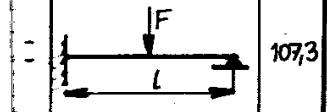
$$S_o = \frac{c \cdot E \cdot J}{l^3}$$

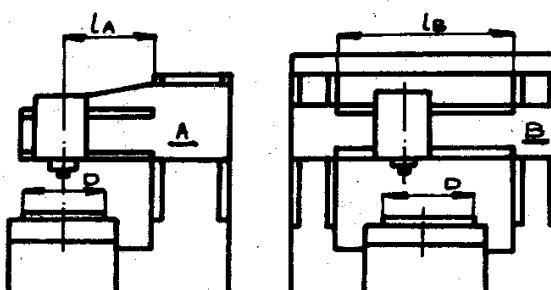
c - součinitel uložení nosníku .

E - modul pružnosti materiálu nosníku

I - moment setrvačnosti průřezu

Je zřejmé, že tuhost v ohybu závisí na součiniteli uložení, modulu pružnosti a momentu setrvačnosti průřezu nosníku přímo, na třetí mocnině délky nepřímo. Charakteru uložení na velikost součinitele je uveden na obr.34. Na příkladě

Schema založení	c
	3
	48
	107,3
	192



pro  $l_B = l_A$

$$S_B = 16 \cdot S_A$$

pro  $l_B = 2 \cdot l_A$

$$S_B = 2 \cdot S_A$$

34.: Vliv charakteru rámu stroje na tuhost

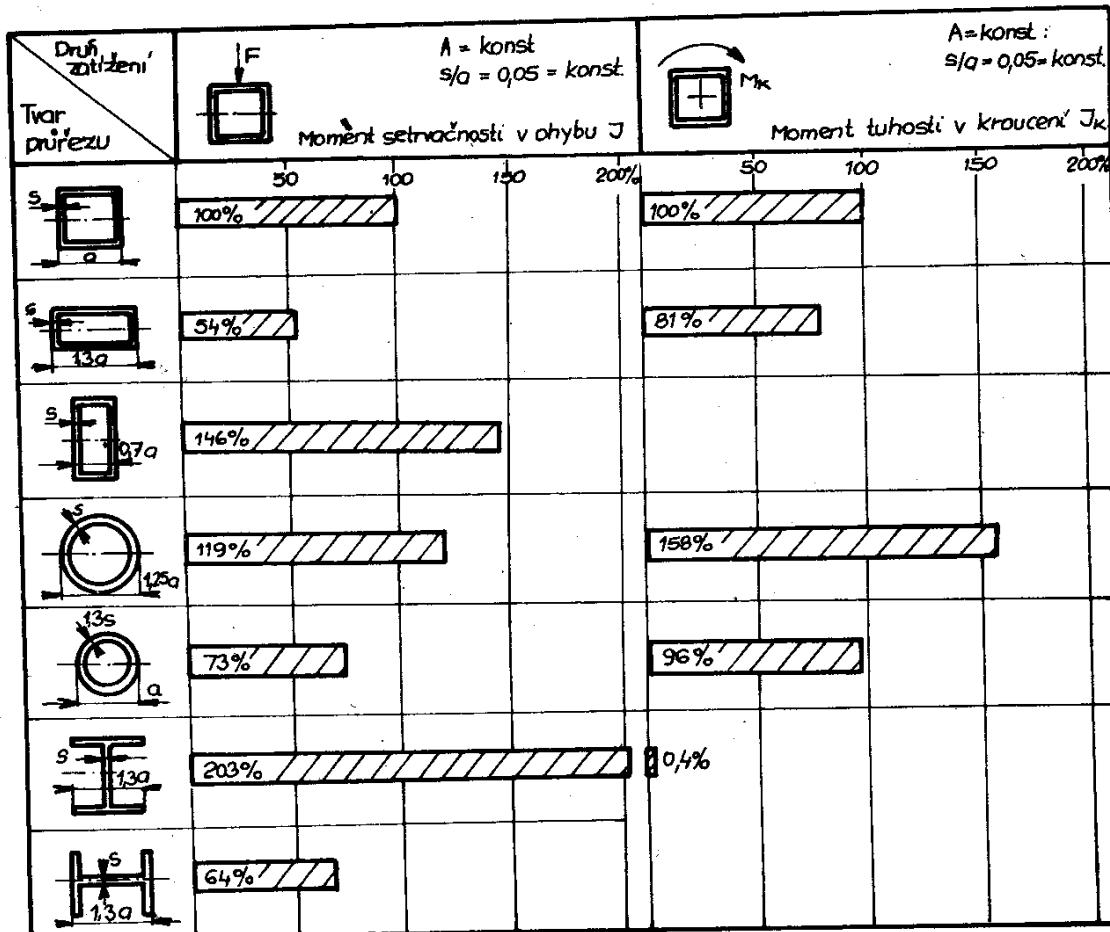
Vliv charakteru rámu stroje na tuhost

Vliv modulu pružnosti v tahu je různý pro jednotlivé druhy materiálu, dle uvedené tabulky na obr.23. Pro zvláštní případy, má-li se dosáhnout vysoké tuhosti v ohybu při omezeném průřezu (vřetena brusek na otvory, tělesa vyvrtávané výčí), volí se jako materiál slimutý karbid, který má nejvyšší modul pružnosti  $E = 6,7 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ . Někdy je naopak zapotřebí, aby určitá součást měla tuhost při daných rozměrech - potom se volí materiál o malém modulu pružnosti, např. snímače pro tenzometrické měříče deformací se dělají z durálu nebo kovu ( $E = (0,7 - 0,3) \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ ).

Případ	Průřez	J	Případ	Průřez	J
1		800	5		3330
2		2420	6		5710
3		4030	7		16000
4		834			

Význačný vliv na tuhost má dále velikost momentu setrvačnosti dané tvarem průřezu. Na obr.35 je porovnání momentů setrvačnosti průřezů různých tvarů pro stejnou plochu (hmotnost)  $A = 100 \text{ cm}^2$ . Na obr.36 jsou uvedeny další příklady tenkostěnných nosníků různých tvarů pro stejnou velikost plochy průřezu. Pro konstrukci vyplývá z uvedených příkladů závěr, že pro dosažení vyšší tuhosti v ohýbu jsou výhodnější průřezy s větším rozměry vzhledem k neutrální ose za podmínky, že nedojde k deformaci základního tvaru průřezu (vyboulení, zborcení).

Obr.35.: Vliv tvaru průřezu na moment setrvačnosti v ohýbu



Obr.36.: Vliv tvaru průřezu na tuhost v ohýbu a kroucení

Tuhost v kroucení platí (kap.3.3.1.) vztah:

$$S_K = \frac{M_K}{\varphi}$$

Dosadíme-li do základního vztahu za úhel zkroucení známý vztah:

$$\varphi = \frac{M_K \cdot l}{G \cdot J_K}$$

získaneme pro tuhost v kroucení výraz:

$$S_K = \frac{G \cdot J_K}{l}$$

G - modul pružnosti ve smyku

$I_K$  - moment setrvačnosti průřezu  
v kroucení

l - zkrucovaná délka

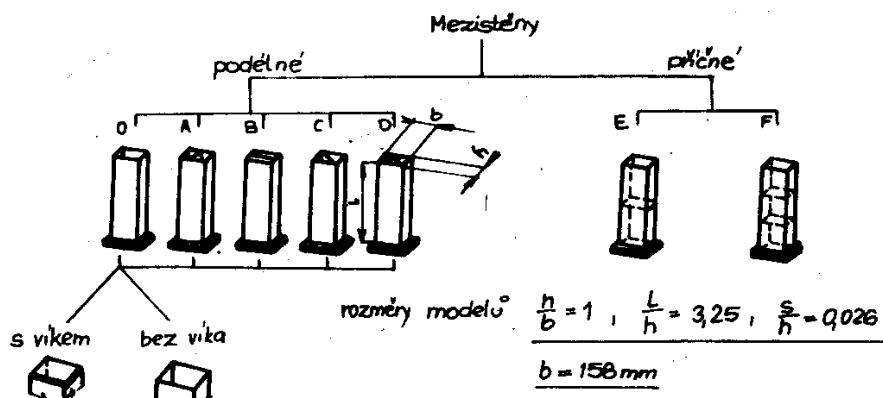
Tuhost v kroucení závisí na modulu pružnosti ve smyku a na momentu tuhosti ve smyku přímo, na zkrucované délce nosnice nepřímo. Při stejné velikosti plochy průřezu závisí moment tuhosti v kroucení na velké míry na jejím tvaru. Na obr.37 je porovnání momentu tuhosti v kroucení i součástí různých tvarů průřezu pro konstantní velikost průřezové plochy  $A = 100 \text{ cm}^2$ . Největší moment tuhosti v kroucení vykazuje dutý tenkostenný průřez mezikruhový (případ 3). Poruší-li se však tento průřez (případ 4), klesne moment tuhosti přibližně na hodnotu součásti obdélníku, jehož délka je rovna střednímu obvodu stěny, která je nejdřív zlomkem původní hodnoty. Z toho vplývá výhodnost tenkostenných profilů u součástí namáhaných kroucením. Je však třeba vyvarovat se přerušení profilu u součásti s žárami, zvláště tenkými, které probíhají ve směru osy součásti, tj. ve kolmém k rovině zátěžného momentu.

Případ	Průřez	$J_K$	Případ	Průřez	$J_K$
1		1600	5		1400
2		4840	6		600
3		8060	7		143
4		108			

Obr.37.: Vliv tvaru průřezu na moment odporu v kroucení

#### 3.4.2 Vliv mezistěn a žeber

Chybová a torsní tuhost částí rámu stroje může být zvýšena využitím různých mezikruhových mezistěn (přepážek) v základním nosném průřezu. Často využívané varianty jsou uvedeny na obr.38; pro znázorněné tvarové stojanů byly zhotoveny modely z moslového plechu, sveřované, v rozměrech  $h = b = 158 \text{ mm}$  a v poměrech jednotlivých rozměrů odpovídajících praktickému využívání. Hodnoty relativní tuhosti v kroucení, včetně relativní spotřeby materiálu (hmotnosti) pro různé tvarové stojany jsou uvedeny na obr.39. Všechny nemářené hodnoty jsou uvedeny v rozvržení se základním provedením stojanu bez mezistěn (ozn.O). Varianty A-D představují stojany s podélnými mezistěnami (pravouhlými nebo diagonálními), varianty E a F jsou stojany s příčnými mezistěnami. Modely tvaru O, A, B, C, D byly dále realizovány vždy ve 2 variantách, s uzavřenou horní stěnou (víkem) a bez horní



stěny (víka). Výsledky mění byly většinou v toleranci  $\pm 10\%$  v souladu s hodnotami vypočítanými, až i některé výjimky způsobené výrobně technologickými vlivy (svářené spoje).

Obr.38.: Typy modelů stojanů pro měření tuhosti



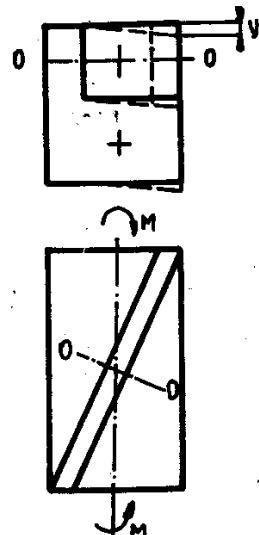
ozn.	typ modelu	relativní ohýb. tuhost $S_0$		ohýb. tuhost/vadba $S_0/S$	typ modelu	relativní torsní tuhost $S_G/E$		torsní tuhost/vadba $S_G/G$
		50 %	100 %			50 %	100 %	
O	<input type="checkbox"/>	100%	s vikem	100%	<input type="checkbox"/>	100%	vízem	100%
	<input type="checkbox"/>	100%	bez vika	100%	<input type="checkbox"/>	6.5%	bez vika	6.5%
A	<input type="checkbox"/>	113%	s vikem	90%	<input type="checkbox"/>	51.5%	s.v.	42%
	<input type="checkbox"/>	117%	bez vika	96%	<input type="checkbox"/>	9%	bez.v.	7.5%
B	<input checked="" type="checkbox"/>	119%	s vikem	76%	<input type="checkbox"/>	51.5%	s.v.	36%
	<input checked="" type="checkbox"/>	114%	bez vika	76%	<input type="checkbox"/>	15%	bez.v.	10%
C	<input checked="" type="checkbox"/>	119%	s vikem	90%	<input checked="" type="checkbox"/>	79.5%	s.v.	60.5%
	<input checked="" type="checkbox"/>	121%	bez vika	90%	<input checked="" type="checkbox"/>	65%	bez.v.	40.5%
D	<input checked="" type="checkbox"/>	132%	s.v.	86%	<input checked="" type="checkbox"/>	120%	s.v.	79%
	<input checked="" type="checkbox"/>	132%	bez.v.	81%	<input checked="" type="checkbox"/>	125%	bez.v.	70.5%
E	<input type="checkbox"/>	91%	s vikem	85%	<input type="checkbox"/>	98%	s.v.	92%
F	<input type="checkbox"/>	65%	bez vika	75%	<input type="checkbox"/>	105%	s.v.	55%

Obr.39.: Ohýbová a torsní tuhost různých typů mezistěn

Analýza výsledků měření umožňuje stanovit obecně platné závěry pro dílce rámů stroje namáhané :

- na ohyb - podélné mezistěny vesměs ovlivňují zvýšení tuhosti,
- příčné mezistěny nemají v podstatě žádný vliv (snížení tuhosti ve významných zkouškách je způsobeno výrobními vlivy - svářením se naruší nos

Tvarovací stěny $s$ [mm]	Plocha A [%]	Moment odvražn. $I_y$ [Nm]	$b/A$ [%]
4	100	100	100
4	124	119,5	82,8
5	124	121,5	99
5	125	125	101,5
4	146	114,5	75,2
6	146	143	97,5
6	180	186	103
4	134	115	86,4
5,39	134	130	98,2
5,39	136	139	102
4	163	126	79,2
6,78	165	159	96,5
6,78	196	174	104



Obr.41.: Vliv diagonálního žebra na tuhost

4.11.: Vliv tvaru průřezu  
na tuhost v ohybu

stěny),

- provedení s horním výkem (uzavřený tvar) nemá praktický význam,

- zvýšení tuhosti pomocí mezistěn je vždy spojeno s vyšší spotřebou materiálu (mocnosti) jak ukazuje poměr  $\frac{S_e}{6}$ . Je zřejmé, že relativně vyšší tuhost při namáhání ohybem lze docílit zvětšením síly obvodových, nosných stěn dle obr.40 (vztaženo pro stejný profil průřezu  $a = b = 158$  mm).

Kroucení - zvýšení tuhosti v kroucení ovlivní vždy jen mezistěny, které brání deformaci (zborcení, zkreslení) základního profilu, t.j. zejména diagonální dvojitě a příčné mezistěny - oba druhy mezistěn mají přibližně stejný vliv na zvýšení tuhosti; vliv šikmého žebra je vyznačen na obr.41 - při kroucení se žebro musí ohnout kolem osy  $O-O$ , čímž dochází ke zvýšení torsní tuhosti,

- mezistěny je nutno volit tak, aby nedošlo k výrazným místním deformacím (zkreslení) nosného průřezu,
- pro dílce namáhané současně na ohyb a kroucení je nejvhodnější variantou dvojitá, diagonální mezistěna.

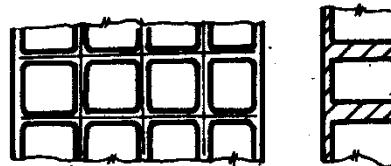
Na velikost ohybové a torsní tuhosti má výrazný vliv volba otevřeného nebo uzavřeného profilu. Na obr.42 je uveden příklad základové desky ve čtyřech variantách. Podle provedených modelových zkoušek jsou relativní tuhosti jednotlivých variant v tomto poměru :

$$\begin{array}{ll} \text{tuhost v ohybu} & 1 : 1,2 : 3 : 2,5 \quad (A : B : C : D) \\ \text{tuhost v kroucení} & 1 : 8 : 80 : 40 \quad (A : B : C : D) \end{array}$$

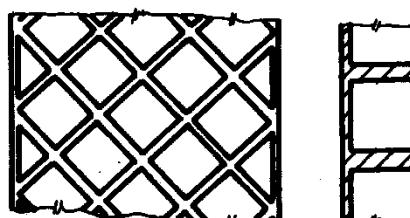
Je zřejmý výrazný vliv uzavřeného profilu, zejména při namáhání v kroucení.

Základová deska

Var.A - otevřená s pravoúhlým žebrováním

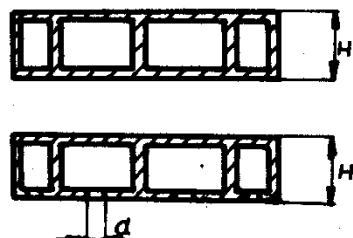


Var.B - otevřená s diagonálním žebrováním

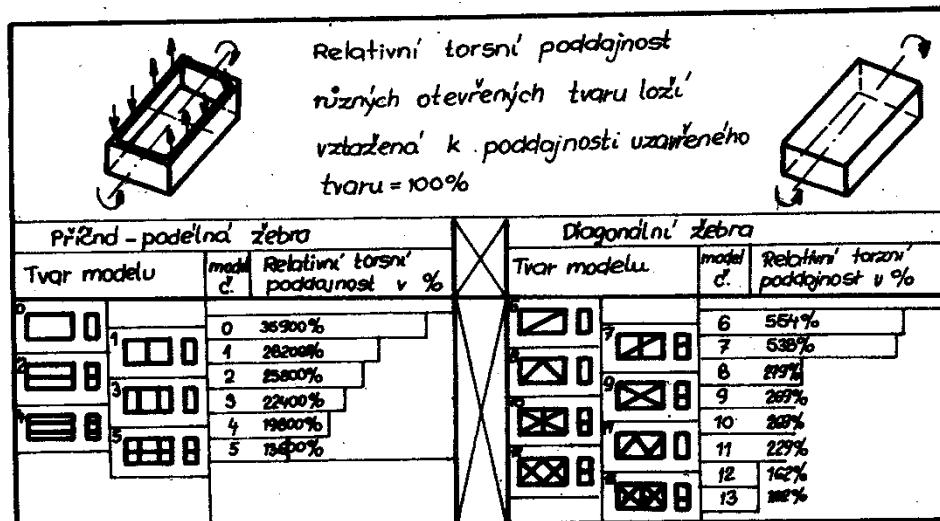


Var.C - uzavřený profil

Var.D - uzavřený profil  
s otvory



Obr.42.: Základní deska v různém provedení



Obr.43.: Torsní poddajnost otevřených loží

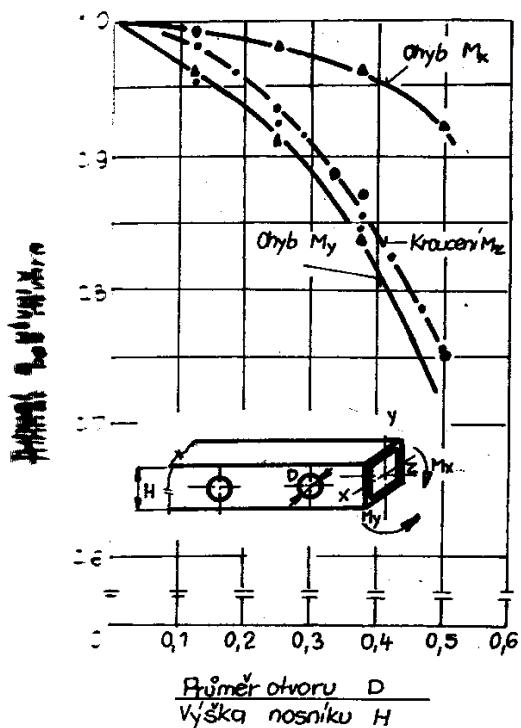
Na obr.43 jsou znázorneny výsledky modelových zkoušek různých tvarů loží vyztužených podélnými a příčnými mezistěnami (model č.1 - 5), diagonálními mezistěnami (č.6 - 13) pro otevřené lože, ve srovnání s teoretickým, uzavřeným tvar lože bez mezistěn (poddajnost = 100 %). Potvrzuje se zde výhodnost diagonálních

zdrování pro rámy namáhané na kroucení, při čemž ovšem i nejbohatší žebrování (čísel 3.12, 13) má poddajnost přibližně 1,6 x větší než uzavřený a nevyžebrovany rámeček.

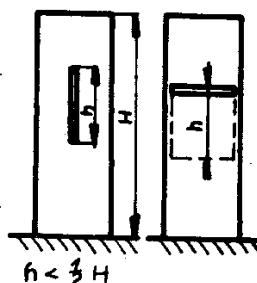
Uvedené závěry mají obecnou platnost a je vhodné je využívat při konstrukci výroben uzel rámu stroje.

#### 3.4.1 Vliv otvorů na stěnách

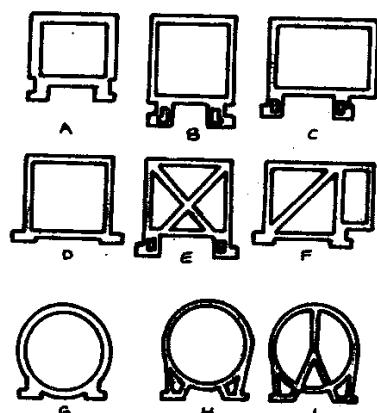
Jak vyplývá z předešlého, jsou zcela uzavřené profily rámu nejvhodnější pro maximální ohybové a torsní tuhosti. Platí zásada, že u nosných uzel rámu děláme otvory jen nezbytně nutné z výrobních nebo montážních důvodů, které spravidla musí respektovat (odstranění písku z jader, připojení dalších částí stroje atd.).



**Obr.44.: Vliv otvorů na tuhost**



**Obr.45.: Vliv tvaru otvoru na tuhost**



**Obr.46.: Příklady stojanů s vedením**

Na obr.44 je znázorněn vliv kruhových otvorů na tuhost skříňovitého nosníku. Zde je zájde, že při poměru  $D/H = 0,5$  klesne tuhost při zatížení jednotlivými momenty:

$M_x$	.....	na 0,92
$M_y$	.....	na 0,7
$M_z$	.....	na 0,75

Otvory tedy umisťujeme pokud možno v neutrální vrstvě ohybu.

Je-li nutno v obvodové stěně provést podlouhlý otvor dle obr.45, orientuje se ve směru délky nosníku - pak se téměř nesníží tuhost, jen cca o 10 až 20 %. Je-li však otvor orientován napříč stěny, snižuje se tuhost až o 75 až 95 %. Je-liže je nutno vytvořit příčný otvor, který téměř přeruší stěnu, pak již mnoho nezáleží na jeho velikosti (rozměr  $h$ ).

Je-li ve stěně dva nebo více otvorů, pak rozhodující vliv na snížení tuhosti se uplatňuje tím největším otvorem; ostatní menší otvory není třeba uvažovat.

Nepříznivý vliv otvorů lze částečně omezit přišroubováním vík patřičné tloušťky.

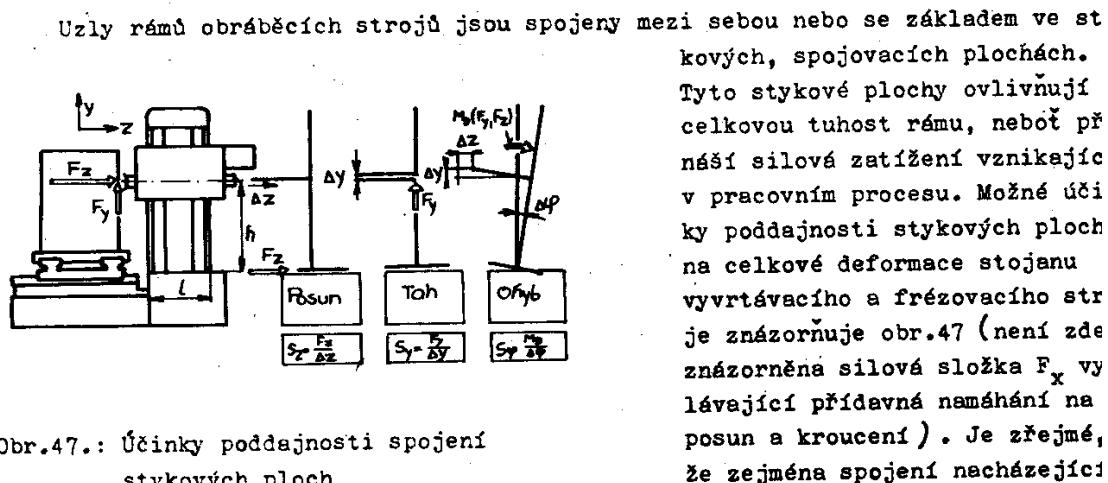
#### 3.4.4 Přenos vnějších sil a momentů

Síly a momenty zatěžující rám stroje jsou zpravidla přenášeny od stolu, suportu, saní nebo vodicích ploch vytvořené na tělese uzlu rámu. Přitom vznikají místní deformace, které mohou tvořit podstatnou část celkové deformace. Typické příklady uspořádání vodicích ploch na základním uzlu rámu stroje jsou znázorněny na obr.46. Varianty ozn. B, C, G jsou nevhodné, neboť místní deformace v místě přijetí vedení budou značné. Řešení dle variant A, D, E, F, I, H jsou výhodnější, neboť vedení jsou podepřena bočními stěnami. Případně, vnitřní žebrování (varianty E, F, I) dále zvýší tuhost spojení vedení s profilem stojanu a navíc zvýší celkovou ohybovou a torsní tuhost vlastního stojanu.

Hlavní zásady lze definovat takto :

- přenos zatížení má být veden přímo do nosné stěny uzlu,
- spojení vedení s tělesem uzlu má být tuhé,
- dle možnosti zvýšit tuhost vhodným žebrováním.

#### 3.4.5 Spojení stykových ploch



Obr.47.: Účinky poddajnosti spojení stykových ploch

• ve velké vzdálenosti od působiště vnějších sil, musí vykazovat zvýšenou tuhost, • aboť každá deformace v místě spojení se "pákovým" účinkem (nepříznivý poměr 1:h) • silně projeví v místě obrábění.

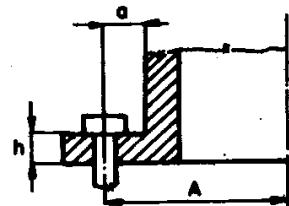
Spojení jednotlivých uzlů rámu stroje jsou nejčastěji realizována jako více-  
základné, šroubové spoje, jejichž výsledná tuhost závisí zejména na :

- (A) - provedení spojovací přírudy
- (B) - rozmístění a počtu šroubů
- (C) - tuhosti šroubového spoje.

#### (A) - Provedení přírudy

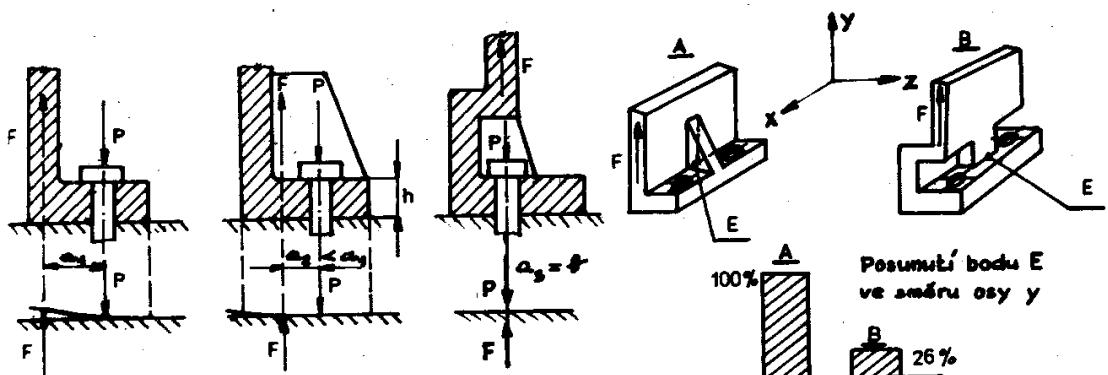
Při konstrukci příruba spojení jednotlivých dílů rámu stroje dle obr.48, je vhodné dodržovat tyto obecné zásady :

- rozměry základny přírudy (rozměr A) volíme co největší (pro snížení "pákového" účinku),
- vzdálenost osy šroubů od nosné stěny (rozměr a) volíme co nejmenší, při respektování technologičnosti výroby,
- sílu přírudy (rozměr h) volíme co největší pro zvětšení kontaktní zóny spoje.



Obr.48.: Přírubové spojení

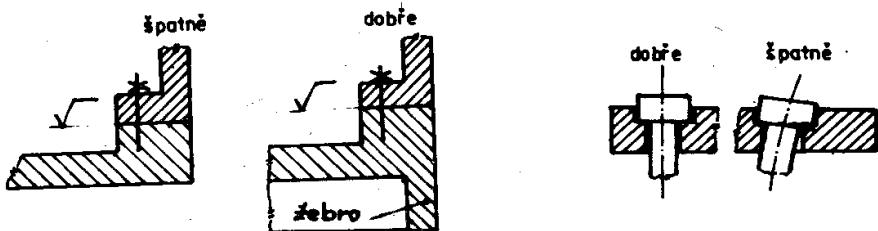
Přenos sil se v přírubovém spoji koncentruje do míst, kde jsou jednotlivé díly spojeny šrouby a vzájemně předepnutý. To vede k ohýbovému namáhání přírudy a vzniku místních deformací. Na obr.49 je znázorněn princip ohýbového namáhání růz-



Obr.49.: Tuhost různých přírubových spojení

ých provedení přírub. Je zřejmé, že umístěním šroubů co nejbliže k nosné stěně, mohou se deformace výrazně snížit. Umístěním šroubů do roviny nosné stěny se vysouví zcela ohýbové namáhání přírudy ( $\alpha_3 = 0$ ) - přitom se samozřejmě částečně sníží tuhost základního profilu o vybrání pro komůrky a rovněž se poněkud zvýší pracnost. Tuhost spojení na principu komůrek je však velmi dobrá a proto se v praxi poměrně často využívá.

Ke zvýšení tuhosti přírubového spoje přispívá dále dle obr.50 vhodné vyžeb-

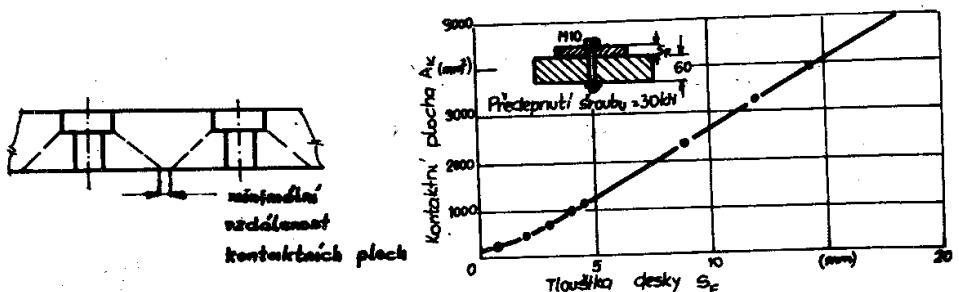


Obr.50.: Vliv provedení přírubového spoje na tuhost

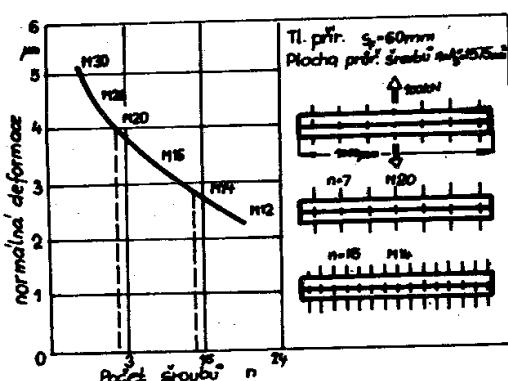
rování stykových ploch i pečlivá výroba otvorů pro spojovací šrouby.

#### B - Rozmístění a počet šroubů

Je známo, že pouze část stykové plochy v přímém okolí otvorů spojovacích šroubů je aktivně zapojena do přenosu sil. Tato aktívna plocha, nebo tzv. kontaktní zóna se zvětšuje úmerně s rostoucí tloušťkou stěny přírudy, jak prokázaly zkoušky dle obr.51. Pro docílení maximální tuhosti, by kontaktní zóny jednotlivých šroubových spojů měly být blízko u sebe, nebo by se měly překrývat. Z toho důvodu



Obr.51.: Závislost kontaktní plochy na síle přírudy



Obr.52.: Vliv počtu šroubů na tuhosti spojení

je lépe použít pro spojení více menších šroubů v menších roztečích než menší počet větších šroubů, jak dle výsledku zkoušek prokazují obr.52. Je zde zřejmá výhodnost varianty s větším počtem šroubů při stejných podmínkách působení zatížení i provedení přírudy.

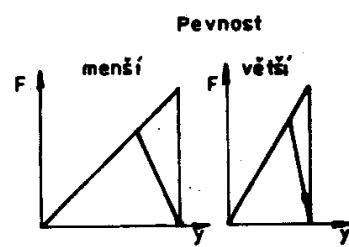
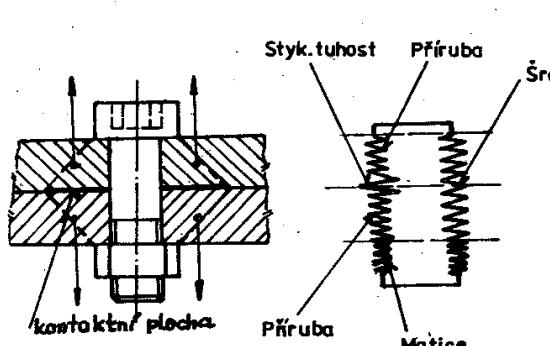
### (C) - Tuhost šroubového spojení

Tato otázka je analýzována v bodě 3.3.4. Z rozboru vyplývá, že tuhost je ovlivněna především : - pevností šroubu (druh materiálu),  
- tuhostí přírubi,  
- stykovou tuhostí dosedacích ploch.

Šroubový spoj představuje 2 paralelní systémy tuhosti dle obr.53.

Pro dobrou tuhost šroubového spoje přispěje :

- co největší předpětí šroubu tak, aby vnější zatížení bylo vždy menší,
- volba šroubů z materiálu o vysoké pevnosti dle obr.54,
- vysoká kvalita opracování stykových ploch.



Obr.54.: Vliv pevnosti materiálu

Obr.53.: Model šroubového spoje

#### 3.4.6 Konstrukční příklady

Úroveň statické tuhosti má rozhodující vliv na celkovou úroveň užitných parametrů stroje či uzlu a ovlivňuje přímo :

- spotřebu materiálu (cenu) ,
- jakost a přesnost obrábění,
- výkonost obrábění.

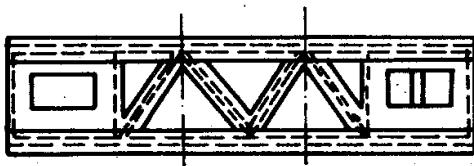
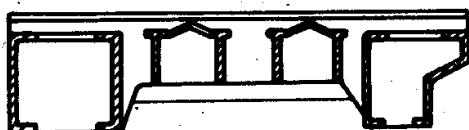
Při vývoji nového typu obráběcího stroje je nutné dbát na docílení dobré tuhosti v celém řetězci nevzájem spojených uzlů - aby zde nebylo nějaké kritické místo (slabý článek), neboť je třeba mít na zřeteli, že výsledná tuhost celého stroje bude vždy nižší, než je u nejméně tuhého členu.

Na obr.55 jsou uvedeny 2 příklady moderních koncepcí řešení rámu stroje :

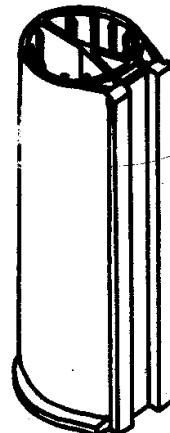
Lože hrotového soustruhu - využití profilu lože diagonálními mezistěnami vykazuje velmi dobrou torsní tuhost, při čemž otvory pro propad třísek jsou rovněž využívající.

Stojan vyvrtávačky - zde je využit základní kruhový profil, kde vodící plochy jsou připojeny tangenciálními a radiálními příčkami, využenými vnitřními radiálními mezistěnami. Stojan této koncepce vykazuje vysokou torsní tuhost a další podélné

ložisko hrotového soustruhu  
mat.: čedá litina



Stojan fréz. o ryvn. stroje  
mat: ocel, svart (Heller)



Obr.55.: Příklady moderních koncepcí rámů obráběcích strojů

vnitřní žebrování zajišťuje i dobrou tuhost v ohybu.

Konstrukční návrhy těchto velmi složitých stavebnicových uzlů stroje jsou stále zatím řešeny převážně na základě zkušeností, kdy často není předem známo, zda je tuhost dobrá či nevyhovující a nebo, zda je konstrukce z hlediska tuhosti předimenzována, což se musí přirozeně draze zaplatit.

Pro zkvalitnění této závažné a obtížné konstrukční etapy nachází uplatnění aplikace výpočtové metody konečných prvků. Účelná a ekonomická aplikace metody vyžaduje vhodné vybavení výpočtovou technikou s potřebným software (knihovny prvků, výpočtové algoritmy atd.).

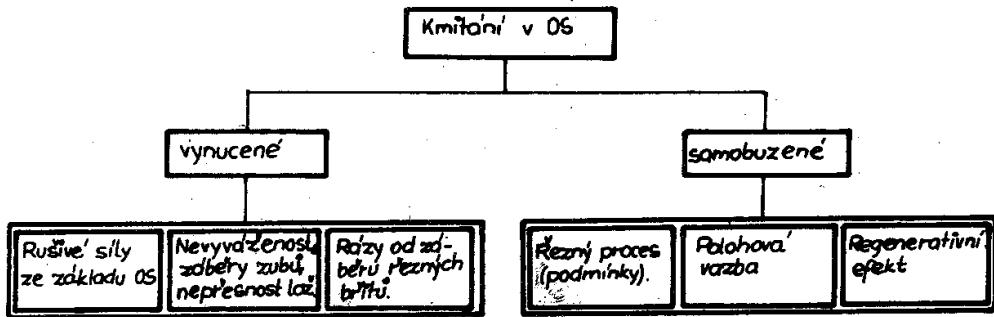
#### 4. D Y N A M I C K Á T U H O S T

Vedle statických zatížení mají při konstrukci uzlů obráběcích strojů značný význam časově proměnlivá, dynamická zatížení.

##### 4.1 Dynamické zatížení

Na základě dynamické budouce (rušivé) síly dochází ke kmitání celé soustavy "obráběcí stroj". Příčiny vzniku kmitání lze členit do dvou skupin jak je uvedeno v obr.56.

Při vymuseném kmitání se vyskytujují dva druhy rušivé síly a sice harmonické



Obr.56.: Příčiny vzniku kmitání v obráběcích strojích

a rázové. Typickými příčinami harmonických rušivých sil jsou :

- nevyvážené rotující hmoty,
- chyby ložisek.

Impulsní nebo rázové rušivé sily mají původ zejména :

- v přerušovaných řezech břitu nástroje,
- tvrdé místo v obráběném materiálu,
- záběry jednotlivých břitů, např. při frézování,
- záběry záběr v ozubených převodech,
- přenos rušivých sil z okolí, přes základ stroje.

Při impulsním buzení rozkmitá se systém stroje dominující vlastní frekvencí. Při harmonickém buzení odpovídá frekvence kmitání stroje zpravidla budící frekvenci. K zvlášť silnému kmitání dojde v případě, kdy frekvence budící sily je shodná s vlastní frekvencí stroje. Totéž nastane v případě impulsního buzení kdy periodičnost rázů (jejich frekvence) bude ležet v oblasti vlastní frekvence stroje (např. při frézování nožovými hlavami).

Při samobuzeném kmitání kmitá stroj jednou z vlastních frekvencí, při čemž žádné vnější, rušivé sily nepůsobí. Kmitání vznikne během řezného procesu obrábění. Typickým pro tento nestabilní stav je tzv. regenerativní kmitání, které se objevuje téměř u všech principů obrábění a které může výrazně ovlivnit výkonost stroje.

Jelikož dynamická zatížení jsou dána vlastní podstatou obráběcího procesu a nelze je tedy vyloučit, je nutno při konstrukci obráběcích strojů vždy dbát na dobrou dynamickou tuhost, aby vznikající kmitání bylo v dovolených mezích.

#### 4.2 Druhy kmitání v obráběcích strojích

Kmitání obráběcích strojů je jevem velmi škodlivým. Zvyšuje značně namáhání součástí, často až na mez pevnosti materiálu, je pramenem otřesů, které obtěžuje okolí a způsobuje hluk. V obráběcích strojích zasahuje přímo do pracovního procesu, neboť zhoršuje jakost obráběné plochy a snižuje trvanlivost nástrojů. Někdy dosahuje takové intenzity, že znemožňuje práci stroje za daných hospodárných řez-

zých podmínek, a tím snižuje produktivitu práce.

Ve skutečnosti je kmitání v obráběcích strojích velmi složitým jevem, neboť jde o soustavu hmotných a pružných těles, různými způsoby spolu spojených, které se při kmitání vzájemně ovlivňují. Sestavení a řešení pohybových rovnic, které by přesně popisovaly tyto jevy, by proto bylo velmi obtížné, ne-li nemožné. Proto se zavádějí tyto zjednodušující předpoklady :

- Absolutní tuhé hmoty jsou uloženy na nehmotných pružinách. V tom případě mluvíme o tzv. diskrétních hmotách a diskrétních pružinách.
- Pružiny mají lineární charakteristiky, tj. síla je úměrná deformaci. Zanedbává se vliv vůli mezi jednotlivými stykajícími se součástmi.

Řešení za prvního předpokladu dávají výsledky, které se celkem dobře shodují se skutečností. Druhý předpoklad platí pro deformace materiálu, pro něž platí Hookeův zákon. Pro materiály, pro něž tento zákon neplatí a pro deformace povrchových vrstev v místech styků dvou součástí platí lineární závislost deformace na zatížení pouze pro velmi malé deformace, jaké se obecně při kmitání vyskytuje.

U obráběcích strojů se vyskytují 4 základní druhy kmitání :

- kmitání vlastní (volné),
- kmitání buzené (vynucené),
- kmitání samobuzené,
- trhavé pohyby (Slip Stick).

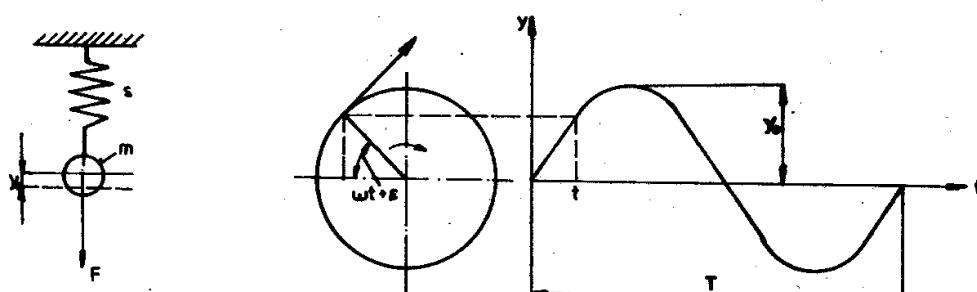
#### 4.2.1 Kmitání vlastní volné

Kmitání vlastní může mít teoreticky dvě formy :

- kmitání vlastní netlumené,
- kmitání vlastní s tlumením.

##### Kmitání vlastní netlumené

Fyzikální model k odvození pohybové rovnice je na obr.57. Na nehmotné pružině o pružnostní konstantě (tuhosti)  $s$  je zavěšeno těleso o hmotě  $m$ . Prodloužení pružiny účinkem tíhy není třeba brát v úvahu, neboť způsobuje pouze posunutí kli-



Obr.57.: Fyzikální model vlastního kmitání bez tlumení

dové polohy, kolem niž hmota  $m$  kmitá. Pohybová rovnice má tvar:

$$m \cdot y'' + s \cdot y = 0$$

Známým řešením dostaneme rovnice harmonického pohybu

$$y = A \cdot \sin(\omega t + \varepsilon)$$

Dalším řešením:

$$y' = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega t + \varepsilon)$$

$$y'' = -A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t + \varepsilon) = -\omega^2 \cdot y$$

Dosazením do pohybové rovnice

$$y'' + \omega^2 \cdot y = -\frac{s}{m} \cdot y$$

čili vlastní kruhová frekvence

$$\omega = \sqrt{\frac{s}{m}}$$

doba kmitu

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

Reciproká hodnota doby kmitu je tzv. kmitočet (počet kmitů za sekundu - Hertz-Hz):

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s}{m}}$$

Tento druh kmitání se v praxi nevyskytuje.

#### Kmitání vlastní s tlumením

Fyzikální model pro pohybovou rovnici vlastního kmitání s tlumením je na obr. 58. Pohybová rovnice má tvar:

$$m \cdot y'' + c_{tl} \cdot y' + s \cdot y = 0$$

kde  $c_{tl}$  je tlumící konstanta.

Řešením rovnice dostaneme pro kmitočet:

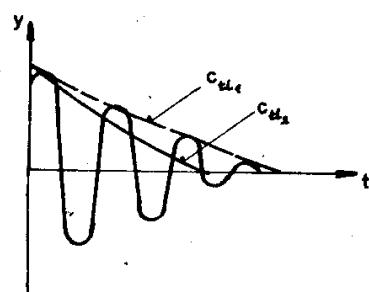
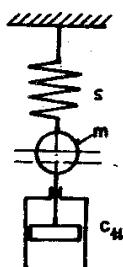
$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s}{m} - \frac{c_{tl}^2}{4m^2}}$$

Lze odvodit výraz pro kritickou tlumící konstantu (kmitání nenastane):

$$c_{tl} = 2\sqrt{s \cdot m}$$

Průběh tlumeného vlastního kmitání je uveden na obr. 58 pro různé hodnoty tlumící konstanty.

Příčinou vzniku vlastního kmitání s tlumením může být např. záběr



Obr. 58.: Fyzikální model vlastního kmitání s tlumením

nástroje, zapnutí spojky v pohonu, tvrdé místo v materiálu, ráz přenesený z vnějšího okolí na stroj apod. Soustava se uklidní tím dříve, čím má lepší tlumení a vyšší statickou tuhost. Proto lze obvykle zanedbat jejich vliv na obrábění.

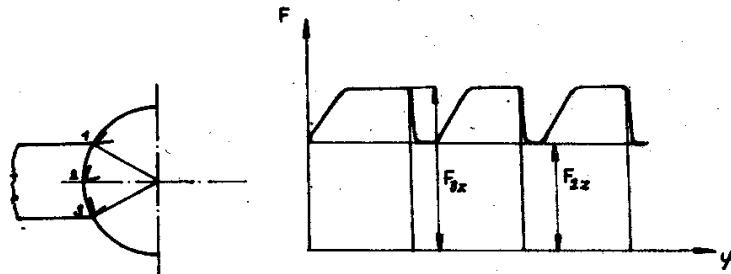
#### 4.2.2 Kmitání buzené (vynucené)

Vzniká tehdy, působí-li na soustavu pružně uložených a pružně spolu spojených hmot periodicky proměnlivá rušivá síla. Charakteristickým znakem je to, že frekvence vynuceného kmitání se shoduje s frekvencí budící síly. Příčinou vzniku mohou být vlastnosti stroje nebo vlastní řezný proces:

##### Vlastnosti stroje :

- nevyváženosť rotujících součástí (nástroje, vřetena, obrobku, hřídelů, ozubených kol, spojek, rotoru elektromotoru apod.),
- setrvačné síly prvků, které konají přímočaráy nebo kruhový vratný pohyb (saně, smykače, kulisy, vačky apod.),
- nepřesnosti převodových mechanizmů (házení ozubených kol, házení ložisek aj.),
- periodické síly dané principem pohonu (zubová nebo pístová čerpadla apod.),
- nesymetrickost rotačních částí (hřídele s drážkou), kdy se projeví proměnlivá hodnota tuhosti a vznikne periodická deformace během otáčení ,
- periodické síly vnější přenášené z okolí přes základ na stroj.

Řezný proces : - změna průřezu třísky (periodická budící síla úměrná otáčkám), např. při soustružení polotovaru šestihranu,



Obr.59.: Periodicky proměnlivý řezný odporn

amplitudu a projevují se hlavně při hrubování a v menší míře při dokončování.

Fyzikální model kmitavé soustavy s tlumením je uveden na obr.60. Pohybová rovnice má tvar :  $m \cdot y'' + c_{tl} \cdot y' + s \cdot y = F(t)$

kde  $F(t)$  je periodicky proměnlivá budící síla.

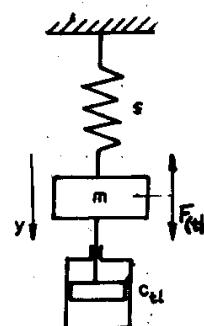
Na obr.61 jsou znázorneny průběhy rezonančních charakteristik pro různé hodnoty tlumení. Pro docílení dobré dynamické stability je nutno zajistit aby mezní hodnoty budící frekvence  $\omega$  byly dostatečně menší nebo větší než hodnota vlastní

frekvence  $\omega_0$ . V prvním případě, kdy  $\frac{\omega}{\omega_0} \ll 1$   
a který se vyskytuje nejčastěji, má hlavní význam vysoká  
statická tuhost, neboť  $\omega_0 = \sqrt{\frac{s}{m}}$

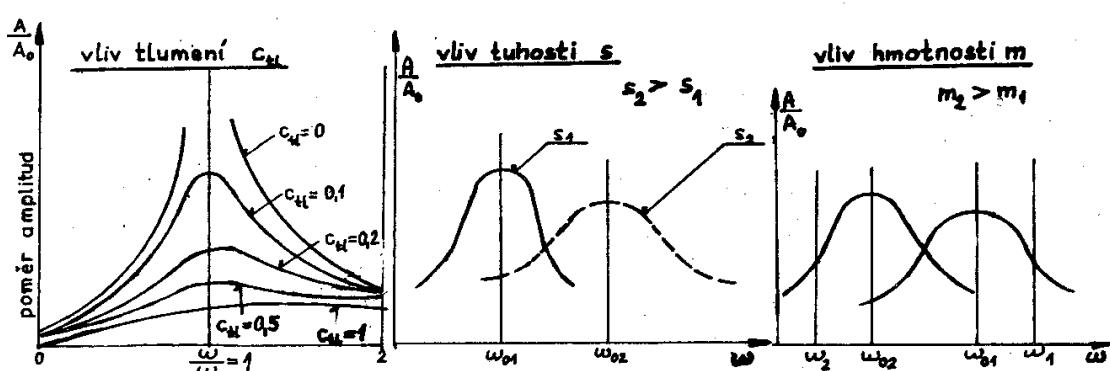
Zvýšením statické tuhosti dle obr.61 se sníží amplituda kmitání a zvýší se vlastní frekvence na hodnotu  $\omega_{02}$ .

U strojů, které pracují v oblastech pouze vysokých rychlostí v relativně malém rozsahu, může být vhodnější druhý případ, kdy  $\frac{\omega}{\omega_0} \gg 1$

V tomto případě má hlavní význam volba co největší hmoty  $m$ .



Obr.60.: Model buze-  
ného kmitání



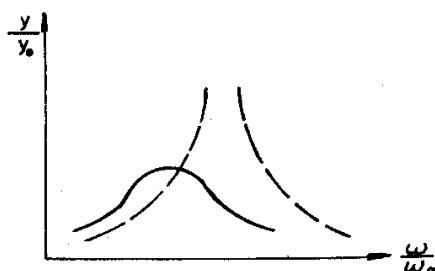
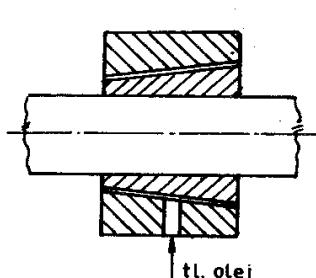
Obr.61.: Vliv různých parametrů na dynamickou stabilitu

Wedeme příklad, kdy při frézování je budící frekvence  $\omega_f = 17 \cdot 2$  nadkritickém rozsahu. Potom je snížení vlastní frekvence z hodnoty  $\omega_0$  na hodnotu  $\omega_{02}$  prospěšné, např. použitím setrvačníku na vřeteni. Je-li ale budící frekvence  $\omega_f$  v podkritickém rozsahu, potom by došlo ke zhoršení dynamické stability - možnost rezonance.

Dynamickou tuhost dále zlepšuje tlumení. Zlepšení parametru tlumení lze dosít řadou opatření jako např.:

- Využití tlumičího účinku dělících a spojovacích ploch.

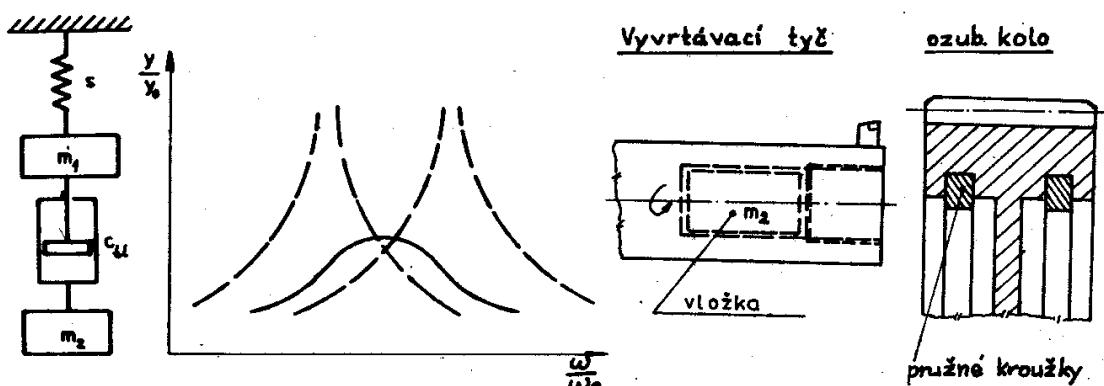
Mechanismus tlumení ve stykových plochách je velmi složitý a není dosud teoreticky vyřešen. Zkoušky prokázaly např.



Obr.62.: Tlumení olejovou vrstvou

lepší tlumící vlastnosti pro spojení ploch zaškrabaných a navlhčených olejem, než při spojení ploch suchých. Při nízkých hodnotách měrného tlaku ve spoji ( $10\text{--}40 \text{ N/cm}^2$ ) je tlumení velmi dobré, při vysokých hodnotách  $400\text{--}1000 \text{ N/cm}^2$  je tlumení řádově horší. To je přirozené v rozporu s požadavky na minimální statickou tuhost spojení.

- Využitím tlumící schopnosti litiny (mechanické tření volného grafitu - tlumení roste s obsahem grafitu).
- Ponechat v odlitku formovací směs.
- Provedení svářence s třecími plochami (přiveření žeber, mezistěn) a vnitřní prostor vyplnit tlumící umělou hmotou (např. polymerbetonem).
- Tlumení olejovou vrstvou dle obr.62, kdy olej působí jako tlumící pouzdro.



Obr.63.: Tlumič Lanchester - princip, příklady

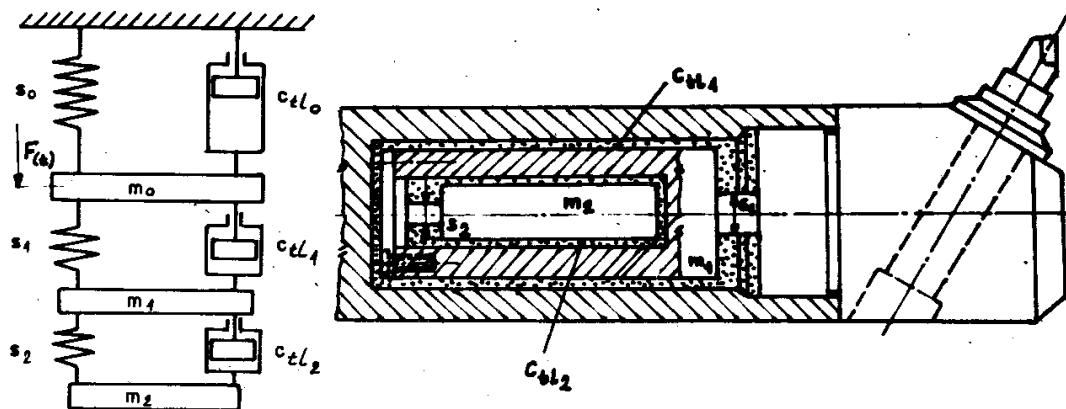
- Tlumič Lanchester (obr.63) je založen na principu, že přídavná hmota  $m_2$  je spojena s kmitající hmotou  $m_1$  přes viskozní nebo suché tření. První příklad praktické aplikace u vyvrtávací tyče je řešen tak, že v dutině vyvrtávací tyče co nejbliže jejímu volnému konci nachází se hmota  $m_2$ , která má být co největší (např. dutý váleček se vyplní olovem nebo rtutí). Radiální vůle mezi válečkem a dutinou má být asi  $0,02$  až  $0,1$  mm, axiální  $0,1$  až  $0,2$  mm. Tyto hodnoty platí pro případ, je-li v dutině kolem válečku vzduch. Je-li v dutině olej, je třeba volit hodnoty větší.

Jiný případ využití principu Lanchesterova tlumiče je na stejném obr. - tlumení vibrací ozubeného kola. Má-li být dosaženo tlumicího účinku, nesmějí být pružné prstence volné, nesmějí však být ani příliš napjaté. V tom případě by tvořily s kolem jeden celek a tlumení by nenastalo. Správné napětí prstenců se zjistí zkouškou. Po udeření kladivem nesmí kolo zvučet.

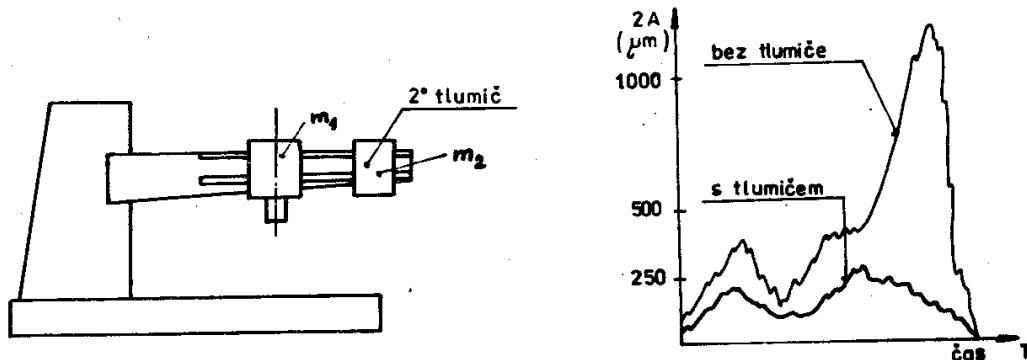
- Dvouhmotový tlumič ( $2^{\circ}$  tlumič) :

Fyzikální model včetně praktické aplikace u vyvrtávací tyče je na obr.64. Vyvrtávacími tyčemi lze obrábět bez chvění až do poměru štíhlosti  $\frac{L}{D} = 8$

Při zkouškách bylo možno obrábět  $\varnothing 42$  mm, přídavek 6 mm na průměru bez chvění.



br.64.: Dvouhmotový tlumič vyvrtávací tyče



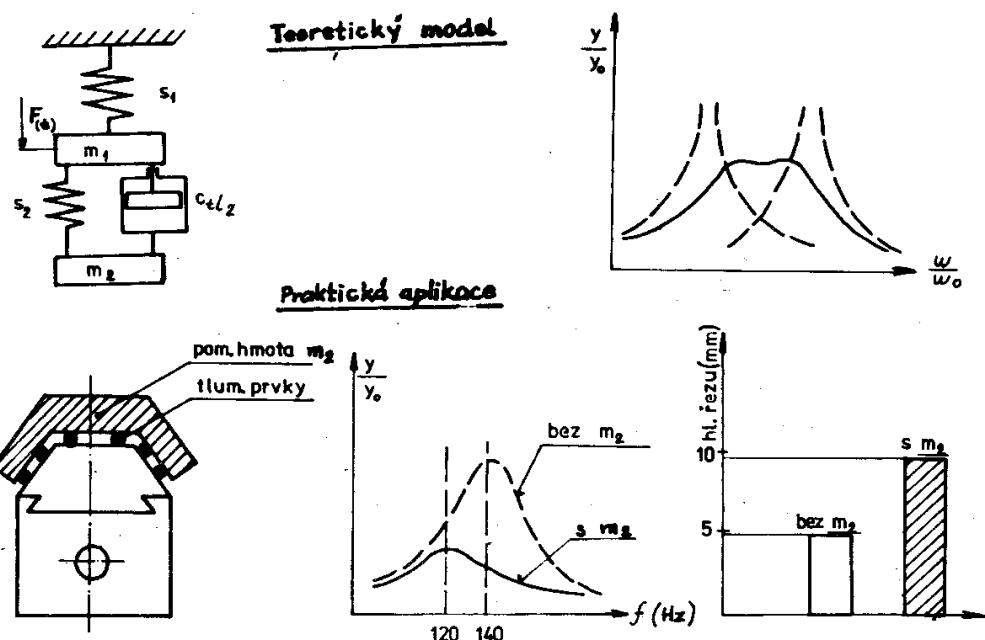
br.65.: Dvouhmotový tlumič radiální vrtačky

konstrukční řešení dvouhmotového tlumiče je poměrně jednoduché, přitom jednotlivé nitavé systémy tlumiče jsou na sobě nezávislé. Naladění jednotlivých kmítavých systémů je dáno dimenzováním pružin ve tvaru veknutých nosníků (zápichy = "krčky"). Hodnoty tlumení jsou dále ovlivněny viskozitou použité kapaliny (oleje).

Další příklad z oblasti dvouhmotových tlumičů je příklad aplikace u radiálních vrtaček dle obr.65. Pozitivní přínos ve zvýšení dynamické tuhosti prokázaly výsledky zkoušek.

#### Tlumič s přídavnou (pomočnou) hmotou :

Fyzikální model tlumiče je uveden na obr.66 včetně jeho vlivu na tvar rezonanční charakteristiky. Praktická aplikace byla provedena na frézovacím vřeteníku, kde je rovněž znázorněn vliv tlumiče na tvar rezonanční charakteristiky a mezní úběr třísky při frézování.



Obr.66.: Tlumič s přídavnou hmotou na vřeteníku frézky

Závěrem budou uvedeny některé zásady, jejichž respektování přispějí k vyloučení vzniku vynuceného kmitání :

- Rotující součásti (hřídele, ozubená kola, spojky, nástroje, rotory elektromotorů apod.) je nutno dokonale dynamicky vyvážit na speciálních strojích pro vyvažování.
- Zvýšit jakost výroby ozubených kol, valivých ložisek a dalších rozhodujících součástí a zdokonalit jejich montáž.
- Při frézování se použije setrvačník nebo torzní tlumiče, nebo frézovací hlavy s nestejnou roztečí nožů.
- Zmenšením hloubky třísky se sníží amplitudy vynuceného kmitání, ovšem za cenu sníženého výkonu.
- Zvýšením nebo snížením otáček hlavního vřetena lze se vyhnout rezonanci a pracovat v oblasti, ve které účinek kmitání není tak výrazný.
- Zvýšení tuhosti rozhodujících částí obráběcího stroje má podstatný vliv na zvýšení frekvence vlastních kmitů technologické soustavy, a tím se potlačí vliv budící síly, jestliže je nelze odstranit.
- Uložením obráběcího stroje na zvláštní základ se zabrání přenosu chvění z okolí na stroj.

#### 4.2.3 Kmitání samobuzené

Samobuzené kmity vznikají mezi obrobkem a nástrojem bez periodického vnějšího budícího účinku a projevují se hlukem (drnčením) a stopami chvění na obrobém povrchu. Technologická soustava je uvedena do samobuzeného kmitání prvním impulsem, který vyvolá výchylku z rovnovážné polohy nástroje a obrobku a vyvolané sa-

buzené kmitání bude probíhat bez přívodu energie z vnějšku a jeho periodická změnlivost bude závislá pouze na vlastním kmitavém procesu.

Energie převáděná na kmitající systém nahrazuje ztráty vzniklé tlumením. Frekvence kmitání je určena vlastnostmi kmitajícího systému a je velmi blízká vlastní frekvenci některého rozhodujícího člena systému.

Jde o častý případ kmitání, jehož budicí síla je vyvolána vlastním procesem rezání. Důležité však je, že toto kmitání se objevuje jen v určitém rozmezí řezních podmínek a změnou těchto podmínek lze stabilizovat řezání. Přitom však frekvence kmitání není závislá na otáčkách obráběcího stroje.

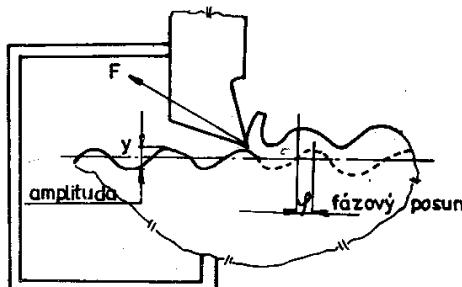
Řada vědeckých pracovníků se zabývala a dosud zabývá tímto problémem, ale jejich podstata není dosud plně objasněna. Je známo více teorií, které příčinu vzniku smobuzeného kmitání vidí v různých jevech. Nejdůležitější jsou dvě, nejvíce teoreticky a experimentálně propracované teorie :

- Vlnitost obroběného povrchu - reprodukční princip.
- Směr řezné síly nesouhlasí se směrem maximální vazby - princip polohové vazby.

#### Reprodukční (regenerativní) princip :

Model reprodukčního kmitání je značen na obr.67, pro který jsou uvedeny tyto předpoklady : obráběná plocha je již zvlněna, tedy o sekundární buzení, obrubek a nástroj jsou dokonale tuhé.

Při odřezávání zvlněné plochy periodicky mění průřez třísky, což se mění velikost řezné síly, která svou periodičností vyvolá smobuzené kmitání. Amplituda druhé třísky je posunuta od první o fázový úhel  $\varphi$ .

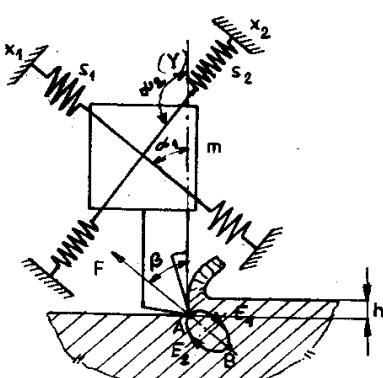


Obr.67.: Reprodukční princip

Podmínkou stability řezného procesu v tomto případě je, aby výška vlny každé následující třísky byla menší než předcházející, tj. poměr amplitud výchylky po následujících třísekcích musí být menší než 1.

#### Princip polohové vazby :

Jak je uvedeno na obr.68, předpokládá se, že nástroj kmitá v nárysné rovině ve směrech a jeho špička opisuje elipsu. První polovině dráhy z A do B řezný odpor působí proti tomuto pohybu, takže kmitánímu pohybu se odeberá energie. V druhé polovině pohybu z B do A řezný odpor působí v směru pohybu a energie kmitání je o polovinu  $E_2$  vyšší.



Obr.68.: Princip polohové vazby

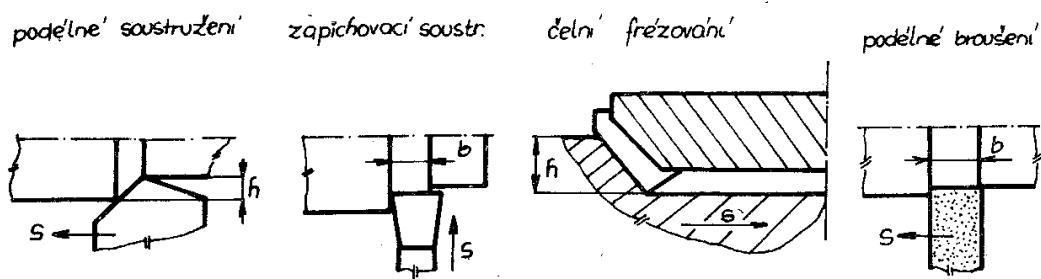
Je-li přivedená energie  $E_2$  větší než  $E_1$ , vlivem přebytku energie  $\Delta E = E_2 - E_1$  se se překoná tlumení a systém je udržován ve stálém kmitání.

Další předpoklady :

- Rezný odpor je závislý na okamžitém průřezu třísky.
- Systém má dva stupně volnosti a je bez tlumení.
- Obrobek i nástroj jsou dokonale tuhé.
- Nástrojový držák o hmotnosti  $m$  je uložen na dvou pružinách  $S_1, S_2$ , které mohou kmitat ve dvou na sebe kolmých směrech ( $X_1$ ) a ( $X_2$ ). Úhel  $\alpha$ , je daný normálou k obráběnému povrchu a směrem pružiny o menší tuhosti.

Vhodnou orientaci polohy systému vzhledem k normálu ( $Y$ ) lze příznivě ovlivnit vznik samobuzených kmitání.

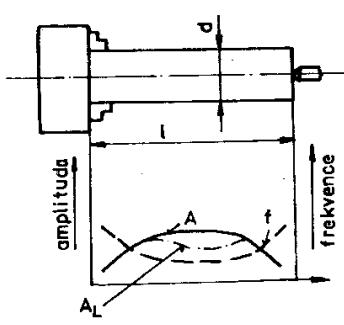
Mírou stability obrábění je zpravidla mezní hloubka (šířka) třísky, která se určuje pro jednotlivé druhy obrábění dle obr.69.



Obr.69.: Mezní hloubka (šířka) třísky

Na vznik samobuzeného kmitání má vliv řada činitelů. Na základě znalostí o jejich působení v dynamickém systému můžeme často významně ovlivnit stabilitu obráběcího procesu. Jedná se zejména o tyto parametry :

- Tuhost technologické soustavy (obr.70):

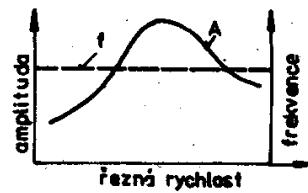


Nebbezpečí vzniku kmitání klesá se zvyšováním tuhosti části technologické soustavy. Na podélném soustružení lze ukázat proměnlivost amplitudy a frekvence kmitání v závislosti na tuhosti obrobku. Uprostřed obrobku je chvění největší a současně na obou koncích obrobku je frekvence poněkud vyšší než uprostřed. Je samozřejmé, že na velikost amplitudy má dále vliv štíhlost obrobku  $1/d$  a umístění podpěrnou lunetu uprostřed soustruženého válce, sníží se amplituda kmitání hlavně uprostřed obrobku ( $A_L$ ). Luneta (opěrka) zvyší současně i frekvenci kmitání.

Obr.70.: Vliv tuhosti soustavy

- Řezná rychlosť (obr.71):

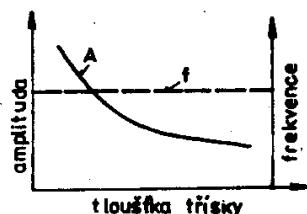
Jak je uvedeno na obr.71, závislosť amplitudy na řezné rychlosť má maximum; podobnou závislosť zjišťujeme u řezného odporu. Naproti tomu frekvence má konstantní hodnotu nezávislou na řezné rychlosťi. Amplituda kmitání roste s poddajností obrobku. V oblasti řezných rychlosťí používaných pro rychlořeznou ocel vede zvyšování řezné rychlosťi k intenzivnějšímu kmitání. Naopak u řezných rychlosťí platných pro karbidové nástroje snižuje zvyšování řezné rychlosťi intenzitu kmitání.



Obr.71.: Vliv řezné rychlosti

- Tloušťka třísky (obr.72):

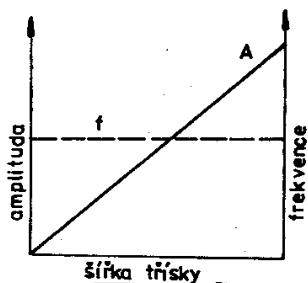
Zmenšování tloušťky třísky vede k narůstání amplitudy samobuzeného chvění. Zvětšujeme-li tloušťku třísky, amplituda chvění podstatně klesá, aniž by se měnila frekvence.



Obr.72.: Vliv tloušťky třísky

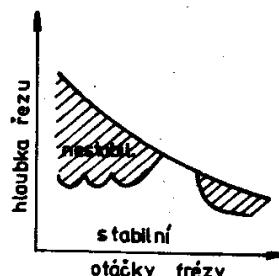
- Šířka třísky (obr.73):

Zvětšování třísky vždy zvětšuje amplitudu samobuzeného chvění. Jak uvádí diagram, jde o závislost skoro přímkovou. Hloubka řezu má stejný vliv na amplitudu samobuzeného chvění jako šířka třísky. Pro každý obráběcí stroj lze vyetřít diagram stability řezání; příklad je uveden na obrázku, který představuje závislost mezní hloubky řezu v závislosti na otáčkách frézy.



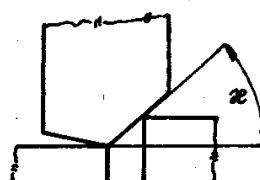
Obr.73.: Vliv šířky třísky a diagram mezní hloubky řezu

Pole diagramu je rozděleno na pásmo stabilního a nestabilního řezání. Jak lze vidět, stačí malá změna otáček pro náhlý přechod z jednoho pásmá do druhého. Je nutno připomenout, že mezní hloubka je ovlivněna orientací řezné síly vůči směru posuvu a orientaci řezné síly vůči obráběcím stroji.



Úhel nastavení  $\chi$  (obr.74):

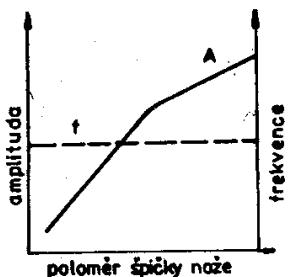
S klesajícím úhlem nastavení se zmenšuje tloušťka třísky, takže současně se vyvolává zvětšení amplitudy samobuzeného kmitání. Kromě tohoto vlivu ještě vystupuje změna polohy složky řezného odporu, měře-



Obr.74.: Vliv úhlu nastavení  $\chi$

něho ve směru kolmém k hlavnímu břitu; je rozhodující, zda tato složka spadá do směru větší poddajnosti (např. malé  $\alpha$  při podélném soustružení). Tento případ je znázorněn na obr.74.

- Poluměr zaoblení špičky nože (obr.75):



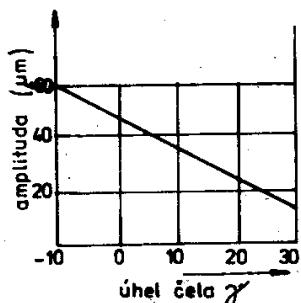
Obr.75.: Vliv poluměru špičky nože

Zvětšování poluměru zaoblení špičky nože  $R$  vede ke zvětšení amplitudy nejdříve výrazněji, posléze pomaleji, přičemž frekvence si zachová svou konstantní hodnotu.

Vysvětlení je v těchto bodech :

- Se zvětšováním poluměru  $R$  roste šířka třísky (je to podobný vliv jako při zmenšování úhlu nastavení hlavního břitu  $\alpha$ ).
- Se zvětšováním poluměru  $R$  se zmenšuje tloušťka třísky.
- Se zvětšováním poluměru  $R$  se orientuje výsledný řezný odpór do směru menší tuhosti.

- Úhel čela  $\gamma$  (obr.76):



Obr.76.: Vliv úhlu čela  $\gamma$

Jeho vliv je velmi značný, a jak roste řezný odpór s rostoucím úhlem řezání  $\gamma$ , tak roste i amplituda samobuzeného chvění. Zvětšováním kladné hodnoty úhlu čela  $\gamma$  klesá intenzita kmitání, ovšem na úkor pevnosti a trvanlivosti řezného břitu.

Zeslabování řezného klínu lze eliminovat nasazením negativního předčelí (fázka). Pokud šířka tohoto předčelí nepřekročí 2 až 2,5 násobnou hodnotu tloušťky odebírané třísky, nezajišťujeme žádny vliv na intenzitu chvění.

Obr.76.: Vliv úhlu čela  $\gamma$

- Úhel hřbetu :

Větší úhly hřbetu nevykazují vliv na samobuzené chvění. Zmenšení úhlu hřbetu pod  $5^\circ$  může způsobit zmenšení amplitudy chvění bez působnosti na velikost frekvence.

Je známo, že ostré nástroje neřežou tak klidně jako po malém počátečním otupení, které se projeví jako zmenšení úhlu hřbetu.

- Obráběný materiál :

Zásadně lze konstatovat, že materiály o větším řezném odporu vyvolávají intenzivnější samobuzené kmitání. Zde je především nutno zdůraznit jejich houzevnost a plastičnost, které jsou nebezpečné a rozhodující pro vznik chvění.

- Řezný materiál :

Hodnocení všech druhů řezných materiálů je velmi nesnadné, jelikož jsou pou-

ivány při různých řezných rychlostech, které se jen z malé části překrývají. Při sdílení lze přihlížet k jejich řezivosti, která je vyjádřena velikostí řezného tlaku. V této spojitosti keramické řezné materiály mají větší sklon k samobuzenmu chvění než slinuté karbidy.

Závěrem lze tedy shrnout, že hlavní prostředek jak zabránit samobuzenému vzniku vidíme ve zvyšování tuhosti všech částí technologické soustavy. Je to záležitost volby vhodných rozměrů základních částí obráběcího stroje. Lze připomenout například vliv štíhlých součástí a jejich velkého vyložení. Je nutno konstatovat, že ne ve všech případech vyšší tuhost a vyšší frekvence přináší větší odolnost proti kmitání. Tento "rozpor" lze vysvětlit "principem polohové vazby". Mezování vůle ložisek vodicích ploch rovněž významně pomáhá proti kmitání, protože konstrukční řešení obráběcího stroje musí dát možnost nastavení nebo vymezení malé vůle. Jakost výroby součástí a jejich montáž musí splnit podmínky pro minimální vůle a vysoké stykové tuhosti.

Při používání obráběcího stroje lze snižovat nebezpečí samobuzeného kmitání smísto způsoby:

Zvětšení řezné rychlosti karbidového nástroje a hlavně posuvu se projeví snížením radiálního kmitání. Vyšší řezná rychlosť však někdy přenáší radiální kmitání na tangenciální. Snižování řezné rychlosti rychlořezného nástroje vede ke stabilizaci řezání.

Zmenšení hloubky řezu (tj. zkrácení šířky třísky) vede ke klidnému řezání, ovšem za cenu menšího výkonu. Velmi účinně se sníží kmitání zmenšením počtu současně řezajících břitů; např. při frézování se zmenší šířka frézování nebo se demontuje každý druhý nůž frézovací hlavy.

Zvětšení úhlu nastavení hlavního břitu  $\chi$ , zmenšení poloměru zaoblení špičky nože a zvětšení úhlu čela může vést k odstranění kmitání. Menší úhel hřbetu  $\alpha$  rovněž přináší snížení kmitání; ovšem někdy se pouze přenese radiální kmitání na tangenciální.

Snížení tření na řezné části nástroje má rovněž kladný vliv. Dosáhne se snížením drsnosti řezných ploch nástroje nebo použitím řezné kapaliny, která snižuje tření na nástroji.

Volbou tužšího uložení nástroje lze velmi výrazně snížit intenzitu kmitání; toho lze dosáhnout zkrácením vyložení nože, zvětšením průřezu nože, upínacího trnu nebo vyvrtávací tyče, uložením do těsného vodicího pouzdra atd.

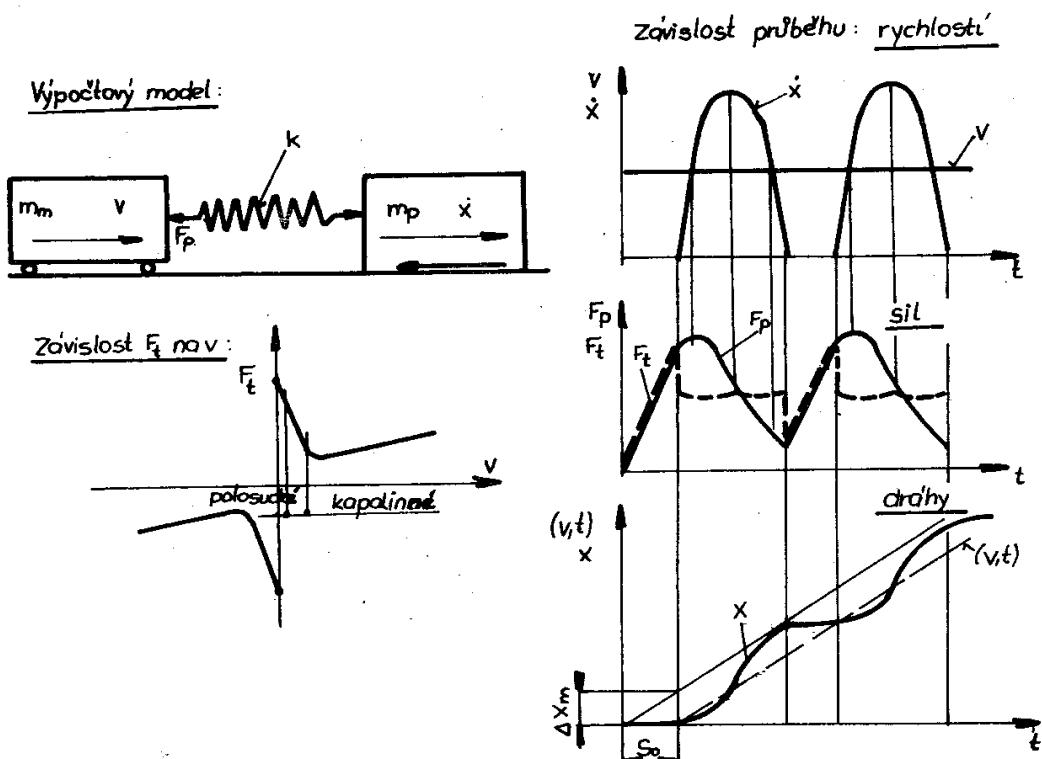
Změnou orientace řezné síly vůči obrobku lze někdy stabilizovat řezání; tohoto účinku se dosáhne změnou smyslu otáčení, změnou polohy středu nástroje vůči obrobku aj.

#### 2.4 Trhavé pohyby

Při velmi malých rychlostech posuvu (řádově desetiny milimetru za sekundu) bývá za určitých podmínek pohyb suportů, stolů, stojanů obráběcích strojů plynulý, ale je přerušovaný, trhavý. Účinkem tohoto jevu se zhoršuje vzhled obroběných dílů, na nichž se při soustružení objevují v místech, kde se pohyb suportu zpomalil nebo zastavil, lesklé proužky. Mnohem škodlivějším účinkem působí trhavé pohyby na práci souřadnicových a vodorovných vyvrtávaček, u nichž znemožňují přesné

nastavení stolu, stojanu nebo vřeteníku podle souřadnic. U brusek znemožňují přesné nastavení polohy brusného vřeteníku a tím dosažení přesného rozměru broušené plochy.

Vznik trhavých pohybů lze vysvětlit jako důsledek nelineárního průběhu závislosti mezi rychlosí posouvané části po vedení a třecí silou ve vedení. Na obr.77 je znázorněn teoretický princip vzniku trhavých pohybů včetně závislosti průběhu jednotlivých parametrů při tomto jevu.



Obr.77.: Princip trhavých pohybů

Vytvoří-li se olejový film mezi třecími povrchy teprve vzájemným pohybem vodicích ploch pohyblivé a nepohyblivé části, je tečná reakce za klidu bezprostředně před vznikem pohybu větší než síla tření za pohybu. To pak způsobuje trhavý, přerušovaný pohyb posouvané části podle časových průběhů rychlosí  $v, \dot{x}$ , dráhy  $x$ , třecí sily  $F$  a síly  $F_p$  v pružině posuvového systému zjednodušeného na fyzikální a výpočtový model. V modelu vlevo hmota  $m_m$  na valivém vedení se zanedbatelnými pasivními odpory představuje zredukovanou hmotu pohonného motoru posuvu, pružina výslednou zredukovanou torzní poddajnost pohonného systému a hmota  $m_p$  vpravo posouvanou část s pasivními odpory ve vedení. Oblast velmi malých rychlosí (rádově v mm za minutu), kdy třecí síla klesá se zvětšující se rychlosí, je oblast tzv. polokapalinného tření, kdy mezi částí třecích povrchů ještě existuje suché nebo mezní tření, zatímco mezi zbývající částí je již vytvořen olejový film. Jakmile se vytvoří souvislý olejový film, který oddělí třecí plochy, nastává oblast kapalinného tření a součinitel tření se jen mírně zvyšuje s rostoucí rychlosí.

krátký průběh závislosti závisí zejména na druhu a viskozitě použitého oleje, na tlaku ve vodicích plochách, na drsnosti a materiálu třecích ploch.

Pro přibližné matematické řešení trhavých pohybů je možno představit si zjednodušený model posuvového mechanizmu s posouvanou hmotou podle vyobrazení a závislost mezi třecí silou a rychlostí posouvané části nahradit zjednodušeně tak, že začátku působí třecí síla určité velikosti a za pohyb tato síla poklesne, avšak zůstává nadále konstantní. Posouvaná část o hmotě  $m_p$  je uváděna do pohybu motorem posoujícím se stálou rychlosí. Mezi posuvovým motorem a posouvanou částí je v modelu tlačná pružina o tuhosti  $k$  a volné délce  $l_0$ , která nahrazuje všechny tuhosti části posuvového mechanizmu redukované do posledního hnaného členu. Vzhledem k tomu pošouvané části je možno považovat hmotu motoru redukovanou na posuvný pohyb a nekonečně velkou. To znamená, že pohyb hmoty motoru není zpětně ovlivňován pohybem hmoty posouvané části a levý konec pružiny se pohybuje konstantní rychlosí. Aby se posouvaná hmota  $m_p$  začala pohybovat, musí se nejprve levý konec pružiny, a němž si představujeme posuvový motor, posunout o hodnotu  $s_0$ . Od začátku pohybu levého konca pružiny stoupá síla  $F_p$ , kterou tlačí pružina na hmotu posouvané části  $m_p$ , až do hodnoty  $F_{t_0} = k \cdot s_0$ , odpovídající síle tření za klidu. Teprve při pokračujícím pohybu levého konca pružiny se dá do pohybu posouvaná hmota  $m_p$ . V čase měřeném od počátku pohybu hmoty  $m_p$  se posunul levý konec pružiny o dráhu  $v \cdot t$ . Pro tento zcela libovolný okamžik a pro pohyb hmoty  $m_p$  vpravo při zanedbání tlumení platí pro zákon  $m_p \cdot \ddot{x} = -F_t + k \cdot (s_0 + v \cdot t - x)$

iné pasivní odpory v posuvovém mechanizmu než tření mezi posouvanou hmotou a vedením v modelu nejsou uvažovány. Dělí-li se uvedená pohybová rovnice  $m_p$  a položíme se:

$$\sqrt{\frac{k}{m_p}} = \omega, \quad (k \cdot s_0 - F_t) = \Delta F_t$$

stane se po úpravě

$$\ddot{x} + \omega^2 \cdot x = \frac{\Delta F_t}{m_p} + \omega^2 \cdot v \cdot t$$

to lineární diferenciální rovnice druhého řádu, nehomogenní. Nejprve se řeší rovnice zkrácená, homogenní

$$\ddot{x} + \omega^2 \cdot x = 0$$

Její charakteristická rovnice má řešení

$$\lambda_{1,2} = \pm j \cdot \omega$$

tecný integrál zkrácené rovnice má tvar

$$x = C_1 \cdot \cos \omega t + C_2 \cdot \sin \omega t$$

tecný integrál nehomogenní rovnice se rovná součtu obecného integrálu zkrácené rovnice a partikulárního integrálu nehomogenní rovnice. Podle charakteru pravé strany nehomogenní rovnice její partikulární integrál odhadneme:

$$x_p = a_0 + a_1 \cdot t; \quad \dot{x}_p = a_1; \quad \ddot{x}_p = 0$$

$a_0$  a  $a_1$  jsou neznámé konstanty. Vypočtou se dosazením odhadnutého partikuláru

ního integralu do původní rovnice

$$\omega^2 (a_0 + a_1 t) = \frac{\Delta F_t}{m_p} + \omega^2 \cdot v \cdot t$$

Potom

$$a_0 = \frac{\Delta F_t}{k}; \quad a_1 = v$$

Obecný integrál a řešení diferenciální rovnice pak je :

$$x = C_1 \cdot \cos \omega t + C_2 \cdot \sin \omega t + v \cdot t + \frac{\Delta F_t}{k}$$

Diferováním se dostane výraz pro rychlosť

$$\dot{x} = -C_1 \cdot \omega \cdot \sin \omega t + C_2 \cdot \omega \cdot \cos \omega t + v$$

Konstanty  $C_1$  a  $C_2$  se vypočtou z mezních podmínek pro  $t = 0$ , je

$$x = 0, \quad \dot{x} = 0$$

Pak

$$C_1 = -\frac{\Delta F_t}{k}, \quad C_2 = -\frac{v}{\omega}$$

Po dosazení do rovnice pro dráhu  $x$  se dostane konečný výraz pro dráhu  $x$ :

$$x = -\frac{\Delta F_t}{k} \cdot \cos \omega t - \frac{v}{\omega} \cdot \sin \omega t + v \cdot t + \frac{\Delta F_t}{k}$$

Po dosazení do rovnice pro rychlosť je konečný výraz pro rychlosť  $\dot{x}$ :

$$\dot{x} = \frac{\Delta F_t}{k} \cdot \omega \cdot \sin \omega t - v \cdot \cos \omega t + v$$

Po dosazení za

$$\frac{\Delta F_t}{k} = C \cdot \sin \varphi \quad \frac{v}{\omega} = C \cdot \cos \varphi$$

je:

$$x = -C \cdot \sin(\omega t + \varphi) + v \cdot t + \frac{\Delta F_t}{k}; \quad \dot{x} = -C \cdot \omega \cdot \cos(\omega t + \varphi) + v$$

Zde je:

$$C = \sqrt{\left(\frac{\Delta F_t}{k}\right)^2 - \left(\frac{v}{\omega}\right)^2}; \quad \varphi = \arctg \frac{\Delta F_t \cdot \omega}{k \cdot v}$$

Grafické znázornění časových závislostí  $x(t)$  a  $\dot{x}(t)$  je na obr. 77.

K omezení vzniku trhavých pohybů byly vyvinuty speciální aditivované mazací oleje, např. ložiskový olej ES 3 s přísadou elainu, které zaručují menší rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a součinitelem tření za pohyb posouvající se části.

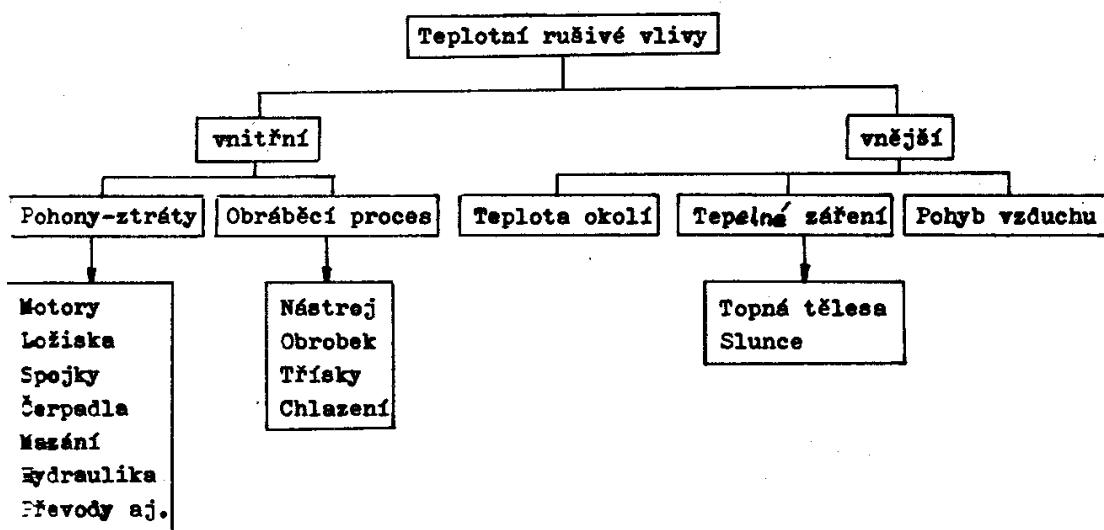
Dále pak použitím valivového vedení se výrazně zlepší závislost součinitele tření na rychlosti. U valivého tření je navíc hodnota součinitele nižší než při hydrodynamickém mazání aditivovanými oleji. Pro výrazné snížení součinitele tření a zabezpečení kapalinného tření i při malých posuvových rychlostech se začíná používat hydrostatického mazání, kdy se mezi posouvající se plochy vhání pod tlakem dostatečné množství mazacího oleje. Pak se i za klidu troucí se povrchy oddělí dostatečně tlustou vrstvou mazacího oleje a odpor proti posuvu posouvané části se rovná síle potřebné ke stírání olejové vrstvy. Výrazné zlepšení přináší rovněž využití obložení kluzných ploch umělými hmotami. Ve všech případech pak je prvořádným požadavkem konstrukce posuvového systému s maximální tuhostí.

## 5. TEPERNÁ TUHOST

Obráběcí stroje jsou v provozu vysteveny působení řady zdrojů tepla, které závislosti na zatížení (výkon, otáčky) a čase ovlivňují změny teploty jednotlivých uzel stroje. Tyto jsou potom přičinou nežádoucích deformací, které mají nepříznivý vliv na přesnost a výrobnost obráběcích strojů.

### 5.1 Tepelní rušivé vlivy

Rušivé vlivy ovlivňující tepelnou stabilitu obráběcích strojů lze členit dle obr. 78 do dvou hlavních skupin :



Obr.78.: Tepelné rušivé vlivy

#### Vnější rušivé vlivy :

- zdroje tepla v okolí (topná tělesa, stěny hal, jiné stroje aj.),
- sluneční záření,

- teplota okolního prostředí (např. vzduchu, chladící kapaliny, závěsní prostředky, atd.).

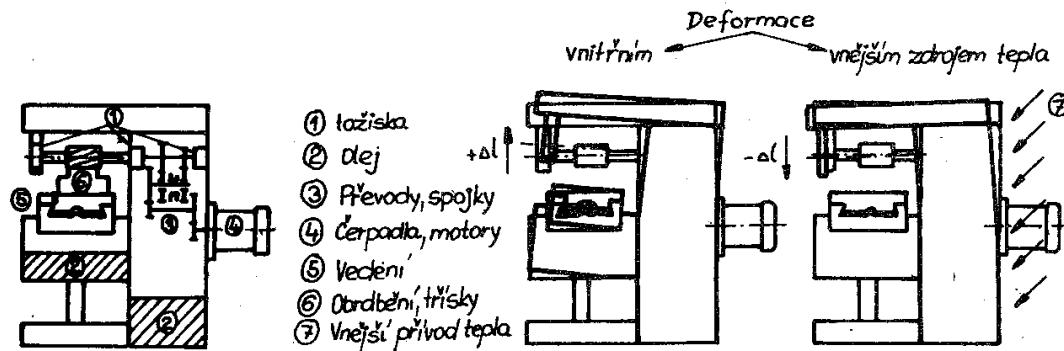
Přenos tepla na obráběcí stroj je u této skupiny převážně zářením (radiací) a prouděním (konvekci).

#### Vnitřní rušivé vlivy :

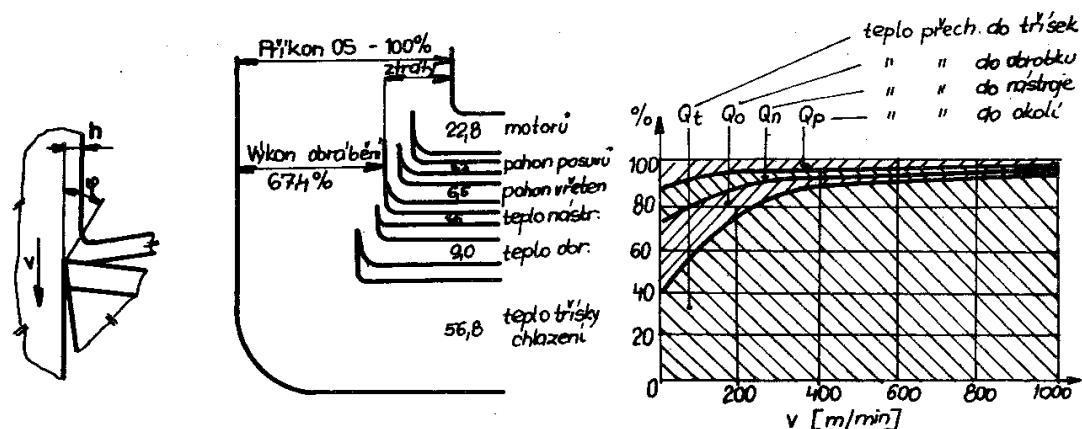
- ztráty pohonových motorů všech druhů,
- tření v převodech, uloženích a vedeních,
- obráběcí proces.

U této skupiny rušivých vlivů se přestup tepla děje převážně vedením (kondukcí).

Všechny uvedené rušivé vlivy mohou působit současně s různým podílem jednotlivých článků tohoto termického systému. Příklad různého působení jednotlivých rušivých vlivů na celkovou deformaci stroje je znázorněn na obr.79.



Obr.79.: Příklad vlivu tepelných deformací na frézce



Obr.80.: Tepelná bilance obráběcího stroje

Celková skladba vnitřních rušivých vlivů je uvedena na obr.80 s vyznačením průměrných hodnot podílu jednotlivých vnitřních zdrojů tepla. Je zřejmé, že výz-

zmnou část vnitřních zdrojů tepla obráběcího stroje tvoří teplo vznikající při lastním obráběcím procesu. Mechanická energie spotřebovaná v procesu obrábění a odebírání třísky a její odvedení z místa řezu se mění převážně v teplo. Toto teplo, které se vyvíjí v úzké oblasti u řezné hrany, je provázeno vznikem vysoké teploty, která dosahuje na kontaktních plochách mezi nástrojem, třískou a plochou řezu hodnot až  $1000^{\circ}\text{C}$ . Vysoké teploty funkčních ploch nástroje mají nepříznivýliv na intenzitu opotřebení nástroje, nepříznivě ovlivňují přesnost obrábění a akost obrobene plochy. V povrchové vrstvě obrobku mohou vyvolat zbytkové pnutí strukturální přeměny. Tyto otázky jsou důležitými součástmi v oblasti teorie obrábění.

Podstatou řezného procesu je rozrušování soudržnosti obráběného materiálu - řezaváním a oddělováním vrstvy materiálu z obráběného polotovaru v podobě třísek.

Je tedy řezný proces charakterizován prací deformační a prací vnitřního a nějšího tření.

Celková práce řezání se rovná součtu dílčích prací deformačních a třecích:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$$

de  $A$  - celková práce řezání,

$A_1$  - práce deformační (až 80 %),

$A_2$  - práce tření na čele ( $\sim 5\%$ ),

$A_3$  - práce tření na hřbetě ( $\sim 5\%$ ),

$A_4$  - práce pružných deformací ( $\sim 2$  až  $10\%$ ).

Celková práce řezání  $A$  se mění v celkové teplo  $Q$  a přibližně platí:

$$Q \doteq A$$

Odvod tepla z ohnisek vzniku se děje :

- vedením (kondukcí) od částice k částici jejich přímým stykem - pružným vlněním, např. v oblasti tvoření třísky apod.,
- prouděním (konvekcí), stykem mezi tělesem a okolním prostředím, např. mezi obrobkem a řeznou kapalinou atd.,
- sáláním (radiací), tj. elektromagnetickým vlněním v prostředí.

Z místa vzniku odchází teplo dle obr.81.:

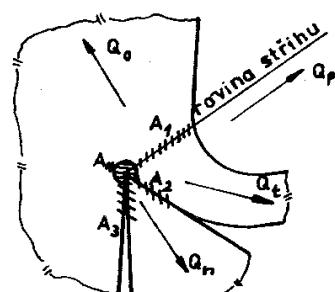
- třískou  $Q_t = (42 \div 95)\% Q$

- obrobkem  $Q_o = (5 \div 45)\% Q$

- nástrojem  $Q_n = (1,5 \div 5)\% Q$

- prostředím  $Q_p = (1 \div 8)\% Q$

Z uvedené bilance tepelného toku je zřejmé, že všechno teplo se akumuluje v obráběcím stroji. Vplývá z toho rovněž důležitost požadavku plynulého vedení třísek, které obsahují největší část vzniklého tepla (výjimku tvoří vrtání děr, kde podstatná část tepla se předává obrobku  $Q_o = 50 \div 70\%$ ).



Obr.81.: Vznik tepla při obrábění

Všechny uvedené teplotní vlivy způsobují v provozu postupné zvyšování teploty obráběcího stroje až tato dosáhne hodnotu tzv. ustálené teploty  $t_s$ .

Průběh oteplování není lineární - největší nárůst teploty je v první fázi pracovního chodu stroje dle obr.82.

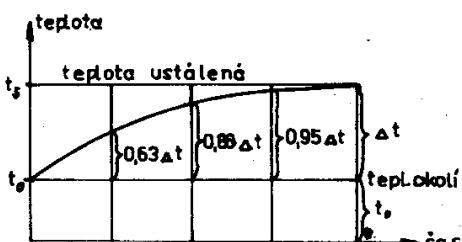
Hodnota ustálené teploty je dána vztahem:

$$t_s = Q \cdot R + t_0 \quad \text{kde} \quad R = \frac{1}{\alpha \cdot F}$$

$R$  - teplotní přechodový odpor,

$\alpha$  - součinitel přechodu tepla,

$F$  - velikost plochy předávající teplo.



Obr.82.: Průběh zvyšování teploty stroje

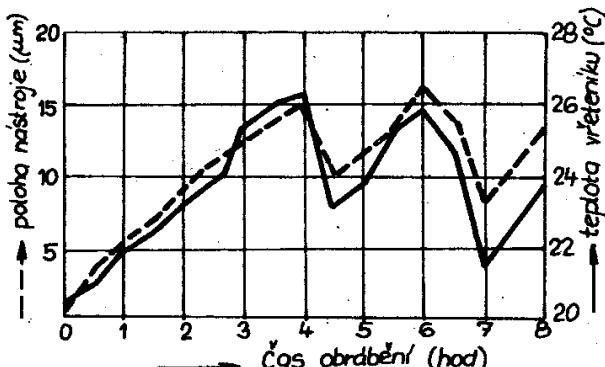
Pro dosažení co nejmenších hodnot  $t_s$  je tedy nutno dělat opatření, aby  $Q$  a  $R$  byly co nejmenší, tzn. např.:

- zvětšování tepla předávajících ploch  $F$  (žebrování),
- zvyšování hodnoty  $\alpha$  (nucenou konvekcí),
- snižování tepelného toku  $Q$  - chlazením zdrojů tepla,
  - zvyšováním účinnosti,
  - odvodem třísek, atd.

Zde však je nutno upozornit na skutečnost, že uvedený průběh oteplování nastane pouze v případě plynulého a stejnoměrného provozu i zatížení stroje, bez jakéhokoliv přerušení provozu.

Tyto podmínky jsou v praxi málodny splněny z různých důvodů. Konkrétní příklad z praxe je uveden na provozu obráběcího centra během jedné směny na obr.83. Je zde patrné, že časový průběh teploty a vyvolaných deformací není konstantní ani plynulý, na což má vliv zejména :

- studený stroj se ohřívá po uvedení do provozu relativně pomalu,
- v průběhu provozu se vlivem vnitřních tepelných vlivů teplota stroje zvyšuje,
- je-li provoz přerušen (přestávka, technická nebo organizační porucha, aj.) stroj



Obr.83.: Průběh teploty vřeteníku a plochy nástroje u obráběcího centra za směnu

se relativně rychle ochladí,

- mohou zde působit další rušivé vlivy, zejména vnější (např. otevření vrat v hale ochladí vzduch a to se přenese na stroj, apod.).

Pro odstranění těchto negativních účinků na pracovní přesnost a výrobnost ob-

ráběcích strojů, je nutno docílit stavu, aby stroj byl teplotně stabilizován. Jeden možnost řešení tohoto náročného úkolu představuje využití nově vyvinutých stabilizačních agregátů, které jsou v principu tvořeny zařízením pro chlazení a ohřívání pracovních medií (voda, olej), jimiž se stabilizuje teplota rozhodujících uzlů stroje. Zařízení je doplněno elektronickou částí pro automatické řízení cyklu na základě průběžné vyhodnocování všech potřebných vstupních veličin a parametrů. Jeho hlavní funkce spočívá :

- v zahřátí stroje na provozní teplotu před obráběním,
- v průběžné kontrole teploty pracovních medií a udržování jejich referenční teploty pro zajištění přesnosti obrábění,
- udržování teploty stroje na konstantní hodnotě, včetně kompenzace vlivů změn teploty okolí,
- kompenzace všech dalších rušivých vlivů vnitřních, včetně elektrorozvaděčů.

Konstrukčně je stabilizační agregát řešen jako samostatná jednotka obsahující kompresorový chladicí obvod, elektrické přídavné topení a elektronickou řídící část. Relativní nevýhodou je poměrně vysoká cena téhoto zařízení a dále to, že stroj musí být konstrukčně řešen pro možnost připojení téhoto jednotek (chladicí obvody, vedení, propojení aj.).

Důsledná analýza možností působení jednotlivých rušivých vlivů již v etapě konstrukčního návrhu, je velmi důležitou podmínkou pro úspěšnost nového stroje v praktickém provozu. Na obr.84 je uveden přehled hlavních zdrojů tepla včetně vztažů pro dostatečně přesné určení množství tepla vznikajícího v provozu u jednotlivých konstrukčních prvků.

## 5.2 Definice teplotní tuhosti

Obecně řečeno teplotní tuhost vyjadřuje odpor určitého uzlu nebo části stroje proti deformaci  $\Delta l$  způsobené změnou teploty o  $\Delta t$ :

$$S_t = \frac{\Delta t}{\Delta l} \quad (\text{°C}/\mu\text{m})$$

nebo je někdy výhodné zavést pojem teplotní poddajnosti:

$$P_t = \frac{1}{S_t} = \frac{\Delta l}{\Delta t} \quad (\mu\text{m}/\text{°C})$$

Přitom je vhodné uvědomovat si stále, že změna teploty o 1° C způsobí na délce 1 m změnu polohy o 0,01 mm. Při stále stoupajících požadavcích na přesnost obráběcích strojů ( $\Delta = \pm 5 \mu\text{m}$  apod.) z toho vyplývá důležitost řešení teplotní stability obráběcích strojů.

Mechanické řešení termického chování obráběcího stroje je úloha velmi komplikovaná s ohledem na množství parametrů celého teplotního systému. Zjednodušené platí vztah

$$\begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \end{pmatrix} = f [t_0, F_0, n_0, \Delta F, \Delta n, T]$$

zdroj tepla		Určení tepla	vstupní data
Elmotory	asynchron. 3 fazový	$Q = N \frac{1-\eta}{\eta}$ (W)	$\eta = 0,6 \quad N \leq 92 \text{ kW} - 2AP$ $= 0,85-0,88 \quad N < 3,5 \text{ kW} - 2AP$ $= 0,87-0,89 \quad N < 100 \text{ kW} - D$
	ss. EM regul.	$N \dots \text{výkon EM}$ $\eta \dots \text{účinnost EM}$	$\eta = 0,8 \quad N = 7,5 \text{ kW} - M603$ $= 0,84 \quad N = 23 \text{ kW} - M604 A$
Spojky, brzdy (lamel, cl mag)	teplota seprutí	$E_t = 1,395 \cdot 10^{-4} \cdot G D^2 (n_2 - n_1)^2 \cdot \frac{M_s}{M_s + M_z} (\text{J})$	$G D^2 (\text{N/m}^2) \dots \text{red. běž. mom. hmot}$ $n_{1,2} (\text{min}^{-1}) \dots \text{ot. spoj. hřív}$ $M_s (\text{Nm}) \dots \text{spinací mom.}$ $M_z (\text{Nm}) \dots \text{mom. zatíž.}$
	teplota v rozep. stavu	$Q = 0,104 \cdot M_b \cdot \Delta n$ (W)	$M_b (\text{Nm}) \dots \text{zbýt. moment} = (0,015-0,03) M_b$ $\Delta n (\text{min}^{-1}) \dots \text{rel. ot. obou skupin lamel}$
ložiska	valivá	$Q = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot F \cdot r \cdot n \cdot \mu$ (W)	$F (\text{N}) \dots \text{zatíž. lož.}$ $r (\text{mm}) \dots \text{poloměr čepu}$ $n (\text{min}^{-1}) \dots \text{vel. otáček}$ $\mu \dots \text{součet typu lož.} = 0,0015; 0,0020; 0,0025$ kul. valivá: ježík
	hydrodynamické	$Q = 628 \frac{d \cdot l \cdot v^2}{m} \cdot \eta$ (W) nebo: $Q = 1,72 \cdot 10^{-4} \frac{d^3 n^2 l}{m} \cdot \eta$ (W)	$d (\text{cm}) \dots \text{průměr čepu; l (cm) \dots délka lož.}$ $v (\text{m/s}) \dots \text{obv. rychl. čepu}$ $\eta (\text{Pa.s}) \dots \text{dynam. viskozita maziva}$ $m (\text{kg}) \dots \text{váha ložiska}$ $n (\text{min}^{-1}) \dots \text{otáčky}$
	hydrostatická	Teplota v 1 bunice: $Q = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot p_b \cdot V_b + 10^{-6} \cdot A \frac{V^2}{h} \cdot \eta$ (W) celk. teplota v hydrostat. okruhu $Q_c = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot p_b \cdot V_b \cdot \frac{2-2c}{2c} + \sum Q_b$ (W)	$p_b (\text{Pa}) \dots \text{tlak v bunici}$ $V_b (\text{l/min}) \dots \text{množ. ol. proték. 1 bun'kou}$ $A (\text{cm}^2) \dots \text{těs. plocha kolem bun'ky}$ $v (\text{cm/s}) \dots \text{kluzná rychl. (obv. rychl. čepu)}$ $h (\text{cm}) \dots \text{výška mezery}$ $\eta (\text{Pa.s}) \dots \text{dyn. viskoz. oleje}$ $V_c (\text{l/min}) \dots \text{množství dod. čep.}$ $\eta_c (1) \dots \text{celk. účinnost čep.}$ $Q_b (\text{W}) \dots \text{teplota výkon v 1 bunici}$ $k_b (1) \dots \text{počet buněk}$
Převody	Ozub. koly	Teplota se určí z účinnosti pro 1 pář (dvoucí)	$\eta = 0,98-0,99 \dots \text{čelní s přím. a šk. zuby}$ $\eta = 0,96-0,98 \dots \text{šroub. a kuzel.}$
	řemeny		$\eta = 0,95-0,98 \dots \text{s 1 řem. klín.}$ $\eta = 0,92-0,94 \dots \text{s více -- --}$ $\eta = 0,98-0,99 \dots \text{ozub. řemen}$
	řetezové		$\eta = 0,96 \dots \text{čelnkový}$ $\eta = 0,95-0,98 \dots \text{válečkový}$
	pohyb šroub a matice		$\eta \leq 0,5 \dots \text{kluzné h.dyn. samosvorné}$ $\eta = 0,9 \dots \text{kSM - s předpětím klesá}$
Hydraulický obvod	čerpadla	$Q = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot p \cdot V \cdot \frac{1-\eta_c}{\eta_c}$ (W)	$p (\text{Pa}) \dots \text{tlak}$ $V (\text{l/min}) \dots \text{množství}$ $\eta_c (1) \dots \text{lopatkové}$ $\eta_c (2) \dots \text{pístové}$ $\eta_c (3) \dots \text{zubové}$ hydromotory $\eta_c = 0,75-0,9$
	Hydromotory	$Q = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta p \cdot V$ (W)	$V (\text{l/min}) \dots \text{množství}$ $\Delta p (\text{Pa}) \dots \text{tlak spod na prahu}$
Řezný proces	Soustružení, frezování, vymáčkání, obrážení	$Q_c = 0,0167 \cdot F_z \cdot V$ $Q_c = Q_t + Q_b + Q_n + Q_p$ (W)	$F_z (\text{N}) \dots \text{tečná složka rezné sily}$ $V (\text{m/min}) \dots \text{rezna' rychlosť}$ $Q_t \dots \text{teplota do trásek}$ $Q_n \dots \text{teplota do nástr.}$ $Q_b \dots \text{--- --- obrobku}$ $Q_p \dots \text{teplota do okolí}$ Výjimka! vrtání: $Q_b = 50-70\%$ $Q_n = 5-15\%$
	vrtání		

Obr.84.: Přehled vnitřních zdrojů tepla u obráběcích strojů

kde  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta z$  ..... deformace v souřadných osách  
 $t_0$  ..... výchozí teplota stroje uzel  
 $F_0$ ,  $n_0$  ..... parametry vnějšího zatížení  
 $\Delta F$ ,  $\Delta n$  ..... změny vnějšího zatížení  
 $T$  ..... čas

Řešení těchto úloh je možné využitím výpočetní techniky.

### 5.3 Konstrukční opatření pro zvýšení teplotní tuhosti

Zlepšení teplotní tuhosti lze docílit zejména těmito opatřeními :

a) Konstrukčními opatřeními :

- zvyšování účinnosti všech uzelů a prvků,
- zdroje tepla umístit pokud možno mimo vnitřní prostor stroje (motory, hydraulika aj.),
- dodržovat zásady symetričnosti konstrukce uzelů, které podléhají vlivu oteplování,
- volba dělících rovin uzelů tak, aby deformace v kritickém směru byly minimální (směr deformace volit ve směru tečny k obráběné ploše).

b) Odvodem tepla :

- odvod vznikajícího tepla z ložisek, převodů, vedení,
- chlazení při řezném procesu nebo některých hlavních uzelů (vfeteník),
- zajistit plynulý odvod třísek z pracovního prostoru,
- dimenzování ploch pro odvod tepla.

c) Kompenzaci :

- využití materiálu s různými součiniteli roztažnosti,
- nahříváním určitých částí stroje,
- aktivní NC kompenzaci teplotních deformací (využívání teplotně-stabilizačních zařízení zejména pro velmi přesné a nákladné stroje).

d) Klimatizaci :

- konstantní teplota v hale (např.  $20^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ ),
- kontrola proudění vzduchu,
- clonit záření.

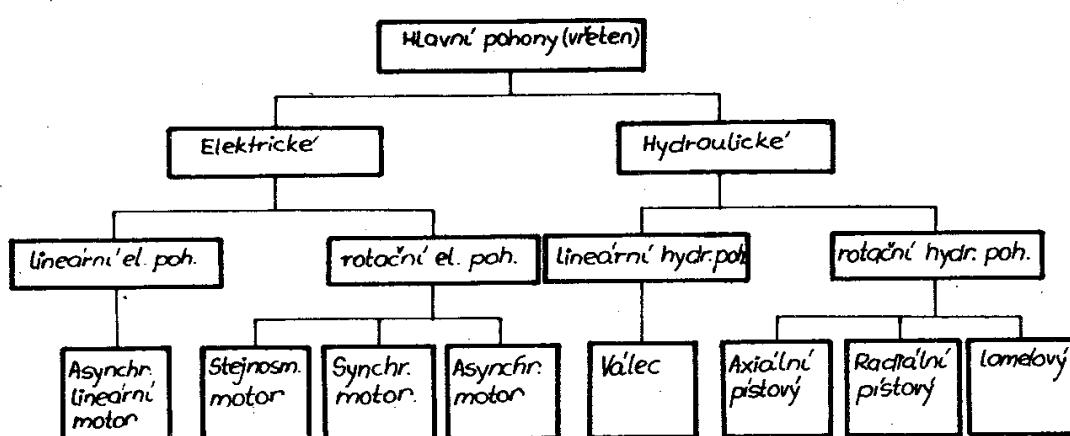
Závěrem lze hodnotit, že teplotní stabilita obráběcích strojů představuje jednu z hlavních, dosud ne plně dořešených problematik, zejména s ohledem na nestále stoupající požadavky na přesnost obráběcích strojů.

## 6. POHONY A PŘEVODOVÉ SYSTÉMY

Úlohou pohonů a převodových systémů obráběcích strojů je přeměnit a přenést ze sítě odebranou elektrickou energii tak, aby mohl probíhat vlastní řezný proces. K tomu je potřebná celá řada konstrukčních prvků jako např. motorů, převodových prvků, spojek, atd.

### 6.1 Pohony obráběcích strojů

Pro hlavní pohony obráběcích strojů jsou nejčastěji využívány dvě skupiny pohonů dle obr.85 a to elektrické a hydraulické. Obě skupiny nacházejí využití



Obr.85.: Členění hlavních pohonů obráběcích strojů

Druh pohonu: Parametr:	Pohony vržení	Pohony působení	Pomocné pohony
otáčky-odstupňování	jemné	velmi jemné	konstantní
Rozsah otáček	velký	značně velký	—
Tuhost	vysoká	velmi vysoká	nízká
Přesnost	dobrá	velmi dobrá	úměrná funkci
Dynamika	střední	velmi vysoká	nízká

Obr.86.: Obecné požadavky na pohony obráběcích strojů

zejména pro hlavní pohony vrtečníků u soustruhů, frézek, vrtaček, vyvrtávaček, brusek, nebo pro vyvození posuvových pohybů pracovních stolů hoblovek, obrážecích strojů aj. Rozhodnutí o volbě principu pohonu závisí vždy na konkrétních podmínkách aplikace a je třeba uvážit obecné požadavky kladené na různé druhy pohonu,

jak jsou uvedeny na obr.86.

Problematika elektrických a hydraulických motorů a pohonů je náplní samostatného oboru. Zde budou uvedeny jen základní, charakteristické vlastnosti nejčastěji používaných pohonů, zejména z hlediska jejich využití pro dané podmínky.

#### Hydraulické pohony :

- malá hmotnost pohonu vzhledem k instalovanému výkonu,
- malé setrvačné hmoty a tím možnost docílit vysoké hodnoty změny rychlosti,
- vysoký regulační rozsah (1:50 - 1:2000), kdy s rostoucím regulačním rozsahem klesá účinnost,
- možnost regulace při konstantním momentu, výkonu nebo kombinovaně,
- vysoké max. otáčky (1200-1800 ot/min), ve zvláštních případech až 3000 ot/min.,
- k hlavním nevýhodám patří nižší účinnost, provozní náročnost (čistota), vznik a přenos tepla, opotřebení a tím nižší životnost.

#### Elektrické pohony :

- vysoká provozní spolehlivost i životnost,
- dobrá celková účinnost,
- relativně malý vývin tepla,
- k hlavním nevýhodám patří relativně velké rozměry i relativně vysoké momenty setrvačnosti.

Všeobecně lze konstatovat, že se stále více prosazují aplikace elektrických pohonů v řetěz a posuvu. Při volbě typu motoru je nutno vždy vycházet z podmínek využití na konkrétním typu obráběcího stroje a uvážit zejména tyto vlastnosti :

- dobré dynamické vlastnosti (rozběh, brzdění),
- minimální změna velikosti otáček při změně zatížení,
- možnost častého spínání,
- dobrá účinnost i při malých zatíženích, apod.

Poměrně časté využití v konstrukci obráběcích strojů mají asynchronní motory. Při jejich použití je nutné vždy ověřit, zda požadovaná četnost spínání nezpůsobí nepřípustné oteplení motoru - zatížení motoru je nutno upravit podle požadované četnosti spínání. Výpočet se provede dle doporučení VDI takto :

$$z = z_o \cdot k_j \cdot k_G \cdot k_L$$

kde  $z$  ..... počet sepnutí/hod přípustný

$z_o$  ..... počet sepnutí/hod při chodu naprázdno (daný výrobcem)

$k_j$  ..... faktor zatížení ( $J$ ), momentový ( $G$ ), výkonu ( $L$ ) .

Jednotlivé faktory se určí dle vztahů:

$$k_j = \frac{J_M}{J_M + J_L}$$

kde  $J_M$  .... moment setrvačnosti motoru,  
 $J_L$  .... moment setrvačnosti přídavný,

$$k_G = 1 - \frac{M_L}{M_A}$$

$M_L$  .... moment zatížení,  
 $M_A$  .... střední rozběhový moment,

$$k_L = 1 - \left( \frac{P_L}{P_N} \right)^2$$

$P_L$  .... výkon stroje,  
 $P_N$  .... výkon jmenovitý.

Je zřejmé, že čím je motor více zatížen, tím je četnost dovolených sepnutí nižší (při trvalém, plném zatížení rovny jmenovitému by četnost sepnutí byla mimořádná).

## 6.2 Převodové systémy obráběcích strojů

U obráběcích strojů je nutné, aby relativní pohyb mezi nástrojem a obráběným předmětem se děl různými rychlostmi. Tento pohyb se rozkládá do tří směrů: do směru řezné rychlosti (hlavní pohyb), do směru rovnoběžného s obráběnou plochou, nebo do směru kolmého na směr řezné rychlosti (posuv) a do směru kolmého k obráběné ploše (přesuv - udává hloubku řezu).

Řezná rychlosť závisí na materiálu nástroje a obrobku, na velikosti a tvaru průřezu třísky, na druhu nástroje a druhu prováděné operace. Vliv má též konstrukce obráběcího stroje.

Posuv závisí na požadované jakosti obroběné plochy a na přípustném průřezu třísky, omezeném tuhostí obráběcího stroje i obrobku a výkonem hnacího elektromotoru. Při řezání závitů je velikost posuvu dána stoupáním závitu.

Pro dané pracovní podmínky (materiál nástroje a obrobku, velikost a tvar průřezu třísky) existuje určitá tzv. hospodárná řezná rychlosť, při níž je nástroj nejlépe využit.

U obráběcích strojů s hlavním pohybem přímočarým vratným je řezná rychlosť dána přímo rychlosťí stolu s obrobkem, např. u hoblovek, nebo smýkadla s nástrojem (u obrážeček). U obráběcích strojů s hlavním pohybem rotačním je řezná rychlosť dána známou přímou závislostí otáček na obráběném průměru (u soustruhů, vrtávaček), nebo průměru nástroje (u vrtaček, frézek, brusek).

### 6.2.1 Základní veličiny převodových systémů

Nejmenší a největší počet otáček pracovního vřetena (obrobku) je určen vztahy:

$$n_{min} = \frac{1000 \cdot v_{min}}{\pi \cdot D_{max}} ; \quad n_{max} = \frac{1000 \cdot v_{max}}{\pi \cdot D_{min}} \quad [min^{-1}]$$

kde  $v_{min}$  ( $v_{max}$ ) je nejmenší (největší) řezná rychlosť obrábění na uvažovaném stroji.

Poměr mezi největším a nejmenším počtem otáček pracovního vřetena určuje rozsah otáček

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{v_{max}}{v_{min}} \cdot \frac{D_{max}}{D_{min}} = R_v \cdot R_D$$

kde  $R_v$  .... rozsah řezných rychlosťí  
 $R_D$  .... rozsah obráběných průměrů

podobně pro posuvy:

$$R_s = \frac{S_{max}}{S_{min}} \quad \text{kde } R_s \dots \text{ rozsah pracovních posuvů}$$

zmena otáček a posuvů je zásadně dvojí: stupňovitá nebo plynulá.

Při stupňovité změně otáček se nesejdou v převážném počtu případů průměr obrobku, materiál obrobku a nástroje, průřez třísky, tvar nástroje apod., aby požádaná hospodárná řezná rychlosť se shodovala s řeznou rychlosťí, která se dá na stroji nastavit. V tom případě vznikají ztráty na strojním čase, neboť je nutné pracovat nižší řeznou rychlosťí příslušící nejbliže nižšímu stupni, který je na stroji k dispozici. Čím hrubší je odstupňování otáček na stroji, tím větší jsou tyto ztráty.

Strojní čas bude nejkratší, bude-li se obrábět hospodárnou řeznou rychlosťí, zhož se prakticky dosáhne pouze při plynulé změně otáček. Při stupňové změně buď čas vždy delší.

Na hustotě řady, podle níž jsou otáčky (posuvy) obráběcího stroje odstupňovány, záleží hospodárnost provozu stroje. Použitím řady hustěji odstupňované se i obrábět řeznou rychlosťí bližší hospodárné, čímž se zvyšuje pracovní výkon stroje a snižují výrobní náklady. Avšak stroje s hustším odstupňováním otáček, popř. jejich plynulou změnou, jsou dražší.

Obecně lze říci, že u malých strojů bude hospodárnější odstupňování v řídké řadě a u velkých strojů v hustší řadě, popř. plynulá změna otáček.

## 2.2 Systémy se stupňovitou změnou otáček

K odstupňování potřebného rozsahu otáček lze prakticky využít princip aritmetické nebo geometrické řady. Ve stavbě obráběcích strojů jsou hlavní řezné a povodové pohyby odstupňovány převážně v geometrické řadě. Princip odstupňování v aritmetické řadě je využíván prakticky jen pro pohony posuvů při řezání závitů vyráběných ve velikostech stoupání odpovídajících aritmetické řadě).

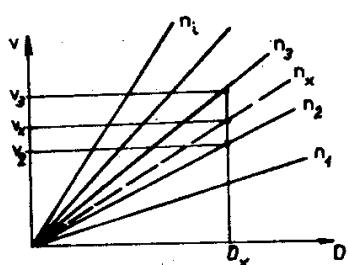
Pro každou technologickou operaci je teoreticky ideální nastavit hodnotu otáček odpovídající optimální řezné rychlosti. U stupňovité změny nelze tento požadavek splnit. Odchylna je vždy větší, čím méně členů má otáčková řada a naopak. Řada otáčkových řad s jemným odstupňováním ovšem souvisí s růstem složitosti a tím i cenou systému. V praxi využívané hodnoty rozsahu otáček a jejich odstupňování pro základní skupiny typů obráběcích strojů jsou uvedeny na obr.87.

Základním požadavkem při návrhu systému odstupňování otáček je, aby poměrná řata řezné rychlosti (a tím i výrobnosti) byla v celém rozsahu otáček konstantní. Pro určitý konkrétní případ dle obr.88 je optimální řezná rychlosť  $v_x$ , kterou můžeme použít, neboť nelze nastavit otáčky  $n_x$  - musíme volit nejbližší nižší otáčky  $n_2$ .

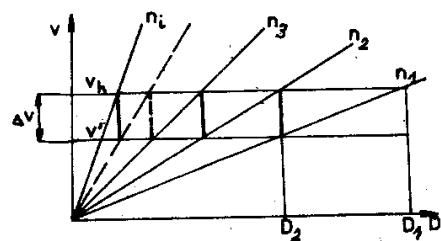
$$\text{řata na rychlosti bude: } \Delta V = \frac{V_x - V_2}{V_2} \cdot 100 \quad (\%)$$

Druh obráběcího stroje	Rozsah otáček	Počet stupňů
Hoblovky	6 ÷ 10	6 ± 9
Soustruhy	50 ÷ 200	12 ± 18
Frézky a vyrtaivočky	÷ 400	÷ 36

Obr.87.: Rozsahy otáček u různých obráběcích strojů



Obr.88.: Volba odstupňování řady otáček



Obr.89.: Geometrická řada  
otáček

a nejnižší možná ztráta:  $\Delta v_{max} = \frac{v_3}{v_2} - 1$  z toho plynne  $\frac{v_3}{v_2} = konst.$

a také  $\frac{n_3}{n_2} = konst.$  nebo  $\frac{n_i}{n_{i-1}} = konst.$

a to je geometrická posloupnost.

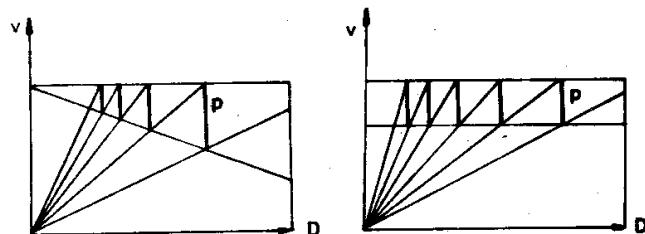
V současné době se používá jen řada geometrická, i když v posuvech je nutno u některých strojů učinit výjimku. Například u univerzálních soustruhů je odstupňování posuvů dánno hodnotami stoupání řezných závitů, které nejsou v geometrické řadě. U hoblovek s posuvovým mechanizmem rohatky se západkou je odstupňování posuvů rovněž v aritmetické řadě.

Na obr.89 je znázorněn rychlostní diagram pilový pro otáčky odstupňované v geometrické řadě. V diagramu je znázorněna vodorovnou čarou hospodárná řezná rychlosť  $v_h$ , platná pro určitý případ obrábění. Při nejménším počtu otáček  $n_1$  přísluší této rychlosti průměr  $D_1$ . Tato rychlosť je největší, při které lze za daných podmínek obrábět. Lze tedy při otáčkách  $n_1$  obrábět průměr  $D_1$  a menší. Se zmenšováním průměru řezná rychlosť klesá podle tlustě vytažené čáry otáček  $n_1$ . Při průměru  $D_2$  klesne na hodnotu  $v_i$  avšak zde lze již zařadit vyšší počet otáček  $n_2$ , takže řezná rychlosť stoupne opět na hodnotu  $v_h$ .

Pilový diagram je v oblasti vyšších stupňů otáček nepřehledný (nepřesné odečítání  $v, D$ ). Proto se běžně zobrazuje v logaritmických souřadnicích. Při odstup-

nování otáček podle geometrické řady jsou čáry otáček skloněny pod úhlem  $45^\circ$  a od sebe stejně vzdálené. Tabulka s rychlostním diagramem bývá často upevněna na stroji, aby pomohla dělníkovi vyhledat stupeň otáček pro daný průměr a řeznou rychlosť. V tom případě bývají proti čarám otáček přímo vyznačeny polohy pák, které odpovídají zařazenému počtu otáček.

Na obr.90 je znázorněna aritmetická a geometrická řada otáček z hlediska poklesu řezné rychlosti (výkonu). Z porovnání obou diagramů vidíme, že aritmetická řada v oblasti vyššího počtu otáček je zbytečně hustá, v oblasti nízkého počtu otáček naopak řídka. Naproti tomu geometrická řada je stejnoměrně hustá.



Obr.90.: Pokles řezné rychlosti u aritmetické a geometrické řady

Názorné porovnání obou typů řad odstupňování otáček je uvedeno na obr.91 pro konkrétní případ, včetně základních matematických formulací pro určení odstupňování a poklesu otáček řady. Je zřejmé, že u aritmetické řady otáček je pokles otáček funkcí nejen rozdílu hodnot sousedních otáček ( $c$ ), ale i velikosti otáček ( $n$ ). Naproti tomu u geometrické řady je pokles otáček závislý pouze na kvocientu řady ( $f$ ) a pokles otáček zůstává v celém rozsahu konstantní.

Jednotlivé stupně nebývají v celém rozsahu rovnoměrně využity. Nejčastěji se pracuje uprostřed řady, krajní stupně jsou méně využity. Mohla by tedy být řada na krajích řidší než uprostřed. Může se vyskytnout i takový případ, např. u rychloběžných univerzálních soustruhů, že se pracuje často uprostřed a v horní části řady, ale zřídka v oblasti nejnižšího počtu otáček. Tu je výhodné odstupňovat otáčky podle výběrové geometrické řady nesymetrické, popřípadě symetrické pro předchozí případ. Je však nutné buď pro daný rozsah otáček změnit počet stupňů, nebo pro daný počet stupňů změnit rozsah otáček.

Výběrová řada vznikne vzájemným proložením dvou geometrických řad o podílu rovném podílu řidší části základní řady. Je-li  $\varphi_z$  podíl základní řady, jejímž proložením vzniká řada výběrová, je podíl hustší části výběrové řady:

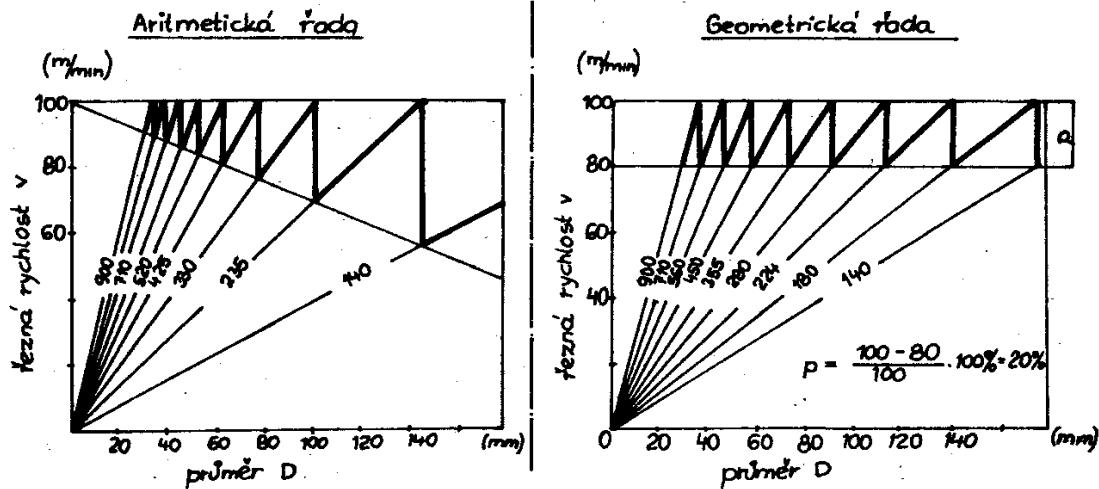
$$\varphi_v = \sqrt{\varphi_z}$$

Otáčky pracovních vřeten obráběcích strojů jsou mezinárodně normalizovány. Výhod této normalizace lze uvést:

- Usnadnění konstrukce převodovek; odpadá výpočet členů řady.
- Umožnění normalizace převodů, a tím i počtu zubů kol, což zjednodušuje výrobu obráběcích strojů.
- Usnadnění přípravy výroby přá použití u strojů jiného typu se stejnými (normalizovanými) otáčkovými stupni.
- Zlepšení přehledu o strojním parku v závodě a usnadnění vzájemného porovnání jednotlivých typů strojů.

Norma 200006 - Otáčky vřeten obráběcích strojů, vychází z geometrických řad

### Odstupňování otáček



#### Definice:

Rozdíl 2 sousedních členů řady  
otáček je konstantní

podíl 2 sousedních členů řady  
otáček je konstantní

$$\begin{aligned} n_1 \\ n_2 &= n_1 + c \\ n_3 &= n_2 + c = n_1 + 2c \\ \vdots \\ n_i &= n_1 + (i-1) \cdot c \end{aligned}$$

$$c = \frac{n_i - n_1}{i-1}$$

$$\begin{aligned} n_1 \\ n_2 &= n_1 \cdot \varphi \\ n_3 &= n_2 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^2 \\ \vdots \\ n_i &= n_1 \cdot \varphi^{(i-1)} \end{aligned}$$

$$\varphi = \sqrt[i-1]{\frac{n_i}{n_1}} = \sqrt[i-1]{R_n}$$

#### Stupeň řady

#### Pokles otáček

$$P = \frac{v_0 - v_u}{v_0} \cdot 100\%$$

$$v_0 = \pi D n_k ; \quad v_u = \pi D n_{k-1}$$

$v_0$  - horní rychlosť  
 $v_u$  - spodní rychlosť

$$\begin{aligned} P &= \frac{n_i - n_{i-1}}{n_i} \cdot 100\% = \frac{n_i - (n_i - c)}{n_i} \cdot 100\% = \\ &= \frac{c}{n_i} \cdot 100\% \Rightarrow P = f(c, n) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P &= \frac{n_i - n_{i-1}}{n_i} \cdot 100\% = \frac{n_{i-1} \cdot \varphi - n_{i-1}}{n_{i-1} \cdot \varphi} \cdot 100\% = \\ &= \frac{\varphi - 1}{\varphi} \cdot 100\% \Rightarrow P = f(\varphi) \end{aligned}$$

Pokles  $\chi$  pro různé geom. řady :

$\varphi$	1,06	1,12	1,25	1,4	1,6	2,0
$P(\%)$	5,65	10,7	20	28,6	37,5	50

Obr.91.: Stupňovitá změna otáček

vyvolených čísel. Byly vybrány řady s členy odpovídajícími otáčkám asynchronních pohonného motoru při jmenovitém zatížení ( $710, 900, 1400, 2800 \text{ min}^{-1}$ ). Základní řada je  $R 20$ ; odvozené řady vznikly tím, že se ze základní řady vzal každý druhý, třetí, čtvrtý a šestý člen. Tyto řady jsou v tabulce na obr.92.

zákl. řada R 20	Jmenovité otáčky ot/min								Mezní hodnoty otáček zákl. řady R 20 s mechanickou tolerancí s mechat. + elektro toler.			
	Odvozené řady											
	R 20/2	R 20/3		R 20/4		R 20/6			-2%	+3%	-2%	+6%
40-1,12	40-1,25	40 - 1,4		40 - 1,6		40-2						
100									98	103	98	106
112	112	11,2	125		112	11,2			110	115	110	119
125									123	130	123	133
140	140		16		140				138	145	138	150
160									165	163	155	168
180	180		180		180		180		174	183	174	188
200					2000				196	206	196	212
224	224	224		250		224	224		219	231	219	237
250									246	259	246	266
280	280			2800		280		2800	276	290	276	299
315		31,5							310	316	310	316
355	355		355		4000	355			348	365	348	376
400						450			390	410	390	422
450	450	45		500		45			438	460	438	473
500									491	516	491	531
560	560				5600	560			551	579	551	596
630		63		710		710			618	650	618	669
710	710					710		710	694	729	694	780
800					8000				728	818	778	842
900	900	90			900		90		873	918	873	945
1000			1000						980	1030	980	1080

Pozn.: řady R20, R20/2, R20/4 mohou být rozvinuty nahoru nebo dolů dělením či násobením čísla 10, 100 otád.

Obr.92.: Jmenovité otáčky pro obráběcí stroje

Normalizované otáčky geometrické řady jsou určeny ze vztahu pro podíl (kvocient) řady:

$$\chi = \left( \sqrt[10]{R} \right)^k$$

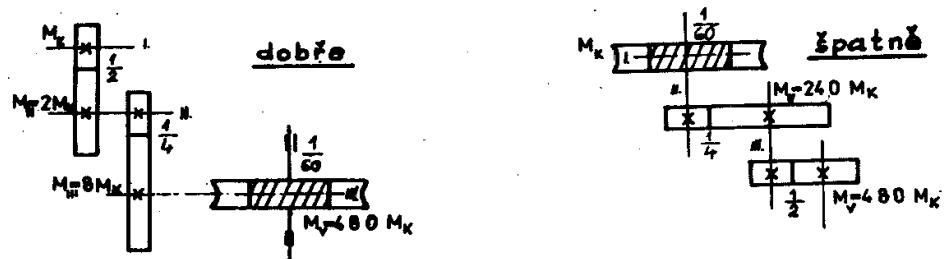
kde R může být = 5, 10, 20, 40  
K může být = 1, 2, 3, 4, 6

Tak jsou odvozeny základní geometrické řady ozn. R5, R10, R20 a R40. V obráběcích strojích se používá základní geometrická řada R20 a z ní odvozené řady tím, že vybíráme ze základní řady každé 2., 3., 4., nebo 6. normalizované číslo - tím se zvětšuje kvocient řady na  $\sqrt[2]{\chi}$ ,  $\sqrt[3]{\chi}$ ,  $\sqrt[4]{\chi}$ ,  $\sqrt[6]{\chi}$ . Výhodou zvolené geometrické řady je, že obsahuje normalizovaná čísla 1400, 2800, která odpovídají otáčkám asynchronních motorů s 6 % skluzem.

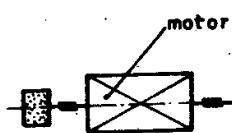
Při návrhu kinematického schéma pohonu je třeba postupovat podle normy ČSN 01 3090 a respektovat některé zásady, jako např.:

- kinematické schéma má obsahovat co nejmenší počet prvků,
- co nejméně výrobně složitých a náročných prvků (šnekové, planetové převody apod.),
- hřidele pokud možno rovnoběžné, vyhýbat se mimoběžným a kolmým, aby se otvory snadno vrtaly.

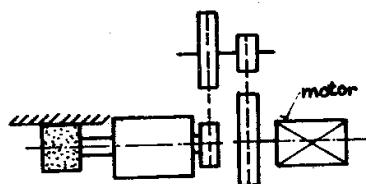
- otáčky mají klesat co nejpomaleji, např. dle obr.93,



Obr.93.: Různé varianty převodu



Obr.94.: Elektrovřeteno



Obr.95.: Pohon s řemenovým převodem

- pro vysokootáčkové vřetena volíme motor s vysokými otáčkami dle obr.94 s měničem frekvence,
- v oblasti vysokých otáček je vhodné použití řemenových převodů (ploché, klinové, ozubené), které mají klidný chod dle obr.95,
- v oblasti převážně využívaných otáček uvážit jemnější odstupňování řady.

### 6.2.3 Navrhování převodových systémů

Počet stupňů	Rozklad v základní převodové systémy
4	2.2
6	3.2                          2.3
8	2.2.2                          (4.2)
9	3.3
12	3.2.2                          2.3.2                          (4.3)
16	2.2.2.2                          (4.2.2)
18	3.3.2
24	3.2.2.2                          2.3.2.2                          (4.3.2)
27	3.3.3
32	2.3.2.2.2                          (4.2.2.2)
36	3.3.2.2                          2.3.3.2                          (4.3.3)
48	3.2.2.2.2                          2.3.2.2.2                          (4.3.2.2)

Geometrickou řadu lze rozdělit na skupiny s určitým počtem členů  $k$  (pro dvojkolí  $k = 2$ , trojkolí  $k = 3$ , čtyřkolí  $k = 4$  atd.). Požadovaný výsledný počet p stupňů je dán výrazem

$$p = k_1 \cdot k_2 \cdots k_n$$

Obr.96.: Rozklad celkového převodu

Celkový počet stupňů musí být dán číslem, které se dá rozložit v činitele, jež jsou celá čísla. V tabulce na obr.96 jsou uvedeny počty stupňů, jež výše uvedenou podmíinku splňují.

Větší počet stupňů než 36 se prakticky nepotřebuje. Počet činitelů součinu udává minimální počet předlohouvých hřídelů. Pro šestnáctistupňovou převodovku s přesuvními dvojkolími (vyložíme-li použití přesuvného čtyřkolí) se z důvodu úspory jednoho předlohouvého hřídele volí schema pro osmnáctistupňovou převodovku se dvěma překrývajícími se stupni a z téhož důvodu se i pro dvaatřicetistupňovou převodovku volí spíše schema  $3 \times 3 \times 2 \times 2$  (dávající celkem 36 stupňů) se čtyřmi překrývajícími se stupni.

Někdy se ovšem při konstrukci nevystačí s nejmenším možným počtem ozubených kol. Při velkém rozsahu otáček a malém počtu členů je často výhodnější zvětšit počet kol, neboť se tím rozdělí celkový převod na více ozubených kol, takže vyjdou kola menších průměrů. Celkové rozměry převodovky mohou být i při větším počtu kol menší.

Celková síť převodu je vždy složena z několika základních (dílčích) převodů. Přehled v praxi využívaných dílčích převodů pro 2, 3 a 4 stupně je uveden na obr. 97. Pro 2-stupňový dílčí převod se používají velikosti převodů s exponenty  $x = 1, 2, 3, 4$  a celých násobků těchto čísel. Pro 3-stupňový dílčí převod se využívají velikosti exponentu  $x$  v hodnotách čísel dělitelných 2, kdy výsledek musí být celé číslo, tedy  $x = 2, 4, 6$  atd. Pro 4-stupňový převod se využívají velikosti exponentu  $x$  v hodnotách čísel dělitelných 3. Platí tedy obecně, že nejmenší možný stupeň dílčího převodu  $x_{\min}$  je vždy menší o hodnotu 1 než počet stupňů z dle vztahu :

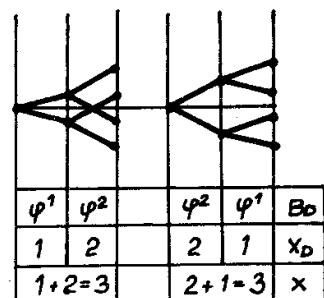
$$x_{\min} = z - 1$$

Dále jsou uvedeny příklady strukturálních převodových sítí pro různé počty stupňů otáček :

Čtyřstupňový převod (obr.98) : tento lze realizovat pouze kombinací dvou 2 - stupňových převodů ( $2 \times 2 = 4$ ). Celkový stupeň převodu  $x$  musí být pro obě možné varianty roven 3, neboť

$$\varphi_{\text{celk}} = \varphi^{z-1} = \varphi^3 = B$$

Pro daný případ jsou možné pouze 2 varianty řešení strukturální sítě dle vyobrazení.



Obr.98.:4-stupňový převod  
2x2=4 - varianty

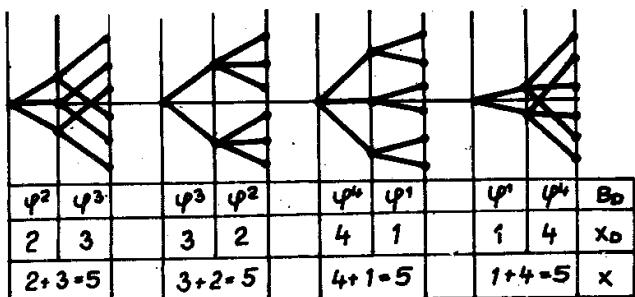
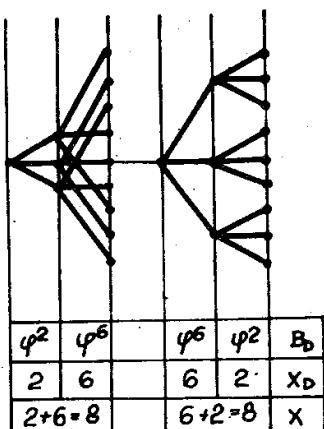
Sestistupňový převod (obr.99) : řešení převodové sítě může být navrženo z kombinací 2-stupňového a 3-stupňového dílčího převodu ve 4 variantách dle vyobrazení. Celkový stupeň převodu  $x$  pro daný případ :

$$x = z - 1 = 6 - 1 = 5$$

který lze rozložit na exponenty dílčích převodů  $x_D$  :

$$x = x_{D1} + x_{D2} = 2 + 3 = 3 + 2 = 4 + 1 = 1 + 4$$



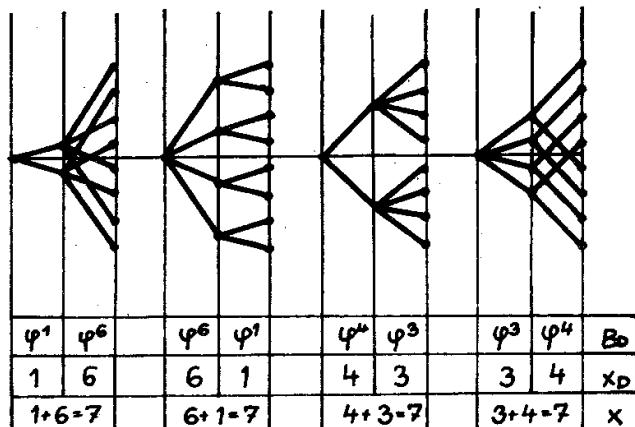


Obr.99.: 6-ti stupňový převod  $2 \times 3$ ,  $3 \times 2 = 6$   
- varianty

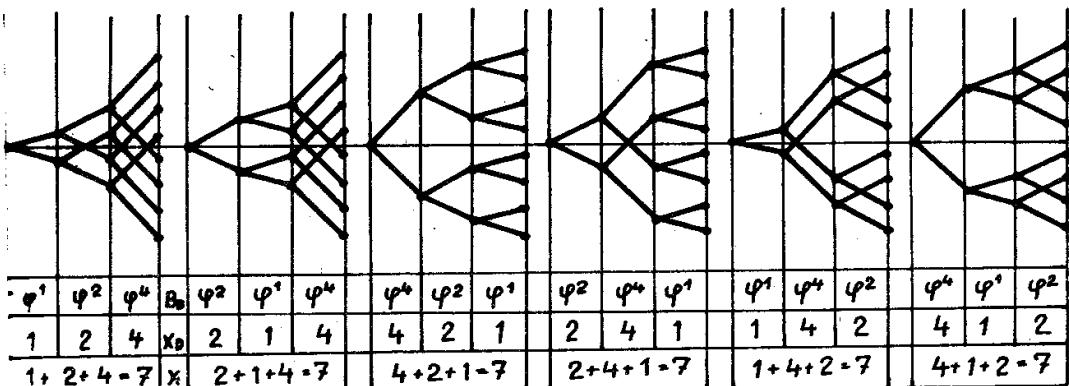
Obr.102.: 9-ti stupňový převod  
 $3 \times 3 = 9$  - varianty

Devítistupňový převod (obr.102):

řešení převodové sítě může být navrženo pouze z kombinace dvou třístupňových převodů, ve dvou variantách dle vyobrazení.



Obr.100.: 8-mi stupňový převod  $2 \times 4$ ,  $4 \times 2 = 8$   
- varianty



Obr.101.: 8-mi stupňový převod  $2 \times 2 \times 2 = 8$  - varianty

**Dvanáctistupňový převod** (obr.103): umožnuje řešení převodové sítě ve značně větším počtu variant - při respektování dříve uvedených zásad lze navrhnut celkem 18 různých řešení převodové sítě (reálné varianty jsou ve vyobrazení ohrazeny obdélníčky).

Příklad: 12ti stupňový převod ze 3 dílčích převodů  $2 \times 2 \times 3, 2 \times 3 \times 2, 3 \times 2 \times 2 = 12$   
 $x = z = 1 \cdot 12 \cdot 1 = 11$

$1 + 1 + 9 = 11$	$2 + 1 + 8 = 11$	$3 + 1 + 7 = 11$
$1 + 2 + 8 = 11$	$2 + 2 + 7 = 11$	$3 + 2 + 6 = 11$
$1 + 3 + 6 = 11$	$2 + 3 + 6 = 11$	$3 + 3 + 5 = 11$
$1 + 4 + 5 = 11$	$2 + 4 + 5 = 11$	$3 + 4 + 4 = 11$
$1 + 5 + 4 = 11$	$2 + 5 + 4 = 11$	$3 + 5 + 3 = 11$
$1 + 6 + 3 = 11$	$2 + 6 + 3 = 11$	$3 + 6 + 2 = 11$
$1 + 7 + 2 = 11$	$2 + 7 + 2 = 11$	$3 + 7 + 1 = 11$
$1 + 8 + 1 = 11$	$2 + 8 + 1 = 11$	
$4 + 1 + 6 = 11$	$6 + 1 + 4 = 11$	$8 + 1 + 2 = 11$
$4 + 2 + 5 = 11$	$6 + 2 + 3 = 11$	$8 + 2 + 1 = 11$
$4 + 3 + 4 = 11$	$6 + 3 + 2 = 11$	
$4 + 4 + 3 = 11$	$6 + 4 + 1 = 11$	
$4 + 5 + 2 = 11$		
$4 + 6 + 1 = 11$		

Podmínky: - žádné číslo se nesmí opakovat v 1 variantě (docházelo by k překrytí)  
- číslo 11 může být složeno jen z čísel 1,2,3,4,6,8 a jejich násobku

Možné varianty (celkem 18) jsou označeny

Obr.103.: 12-ti stupňový převod - přehled možných variant

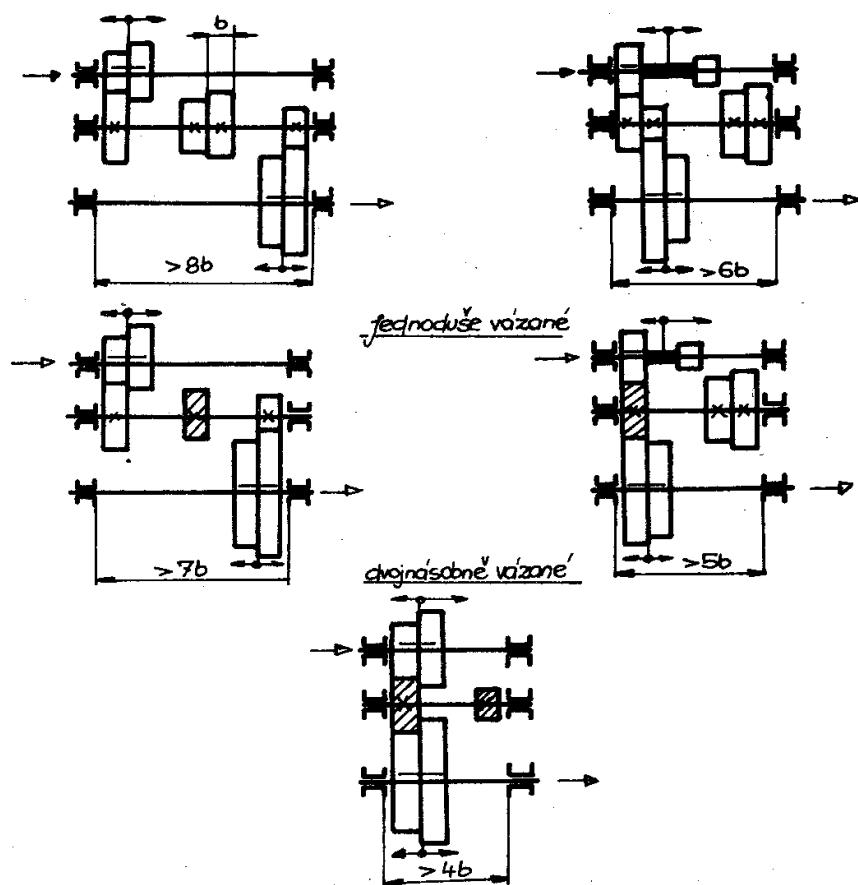
Podobně se nevrhuje převodové sítě pro ještě vyšší počty převodových stupňů, např.  $z = 36$ . V podstatě se vždy postupuje takto:

- navrhne se rozklad celkového převodu na kombinaci dílčích převodů (dle obr.96),
- stanoví se celkový převodový poměr :

$$\gamma_{celk} = \gamma^{z-1} = B$$

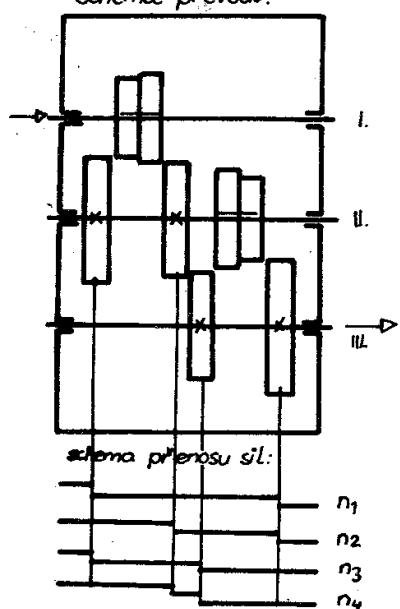
- provede se rozklad exponentu celkového převodu  $x$  do exponentů dílčích převodů  $x_D$  při respektování podmínky, že žádné číslo se nesmí v jedné variantě opakovat, neboť by docházelo k překryvání otáček geometrické řady,
- zvolí se optimální varianta převodové sítě z možných řešení.

Pro docílení menších stavebních rozměrů a zjednodušení konstrukce převodu je často vhodné využití principu tzv. vázaných převodů. Na obr.104 jsou uvedeny různé varianty uspořádání 4-stupňové převodovky se třemi hřídeli, s různými aplikacemi vázaných převodů. Podstatou je, že některá kola s počty zubů málo odlišnými, sjednotíme na shodný počet zubů a tím ušetříme jedno, nebo více kol, což má za následek zkrácení délky hřídele. Na příkladech v obrázku jsou vázaná kola vyznačena šrafováním. Podmínkou dále je, že tři kola musí mít stejný modul, jehož velikost je určena největším přenášeným momentem. To má někdy vliv na zvětšení osové vzdálenosti hřídelů, čili na zvětšení rozměrů převodu v radiálním směru.

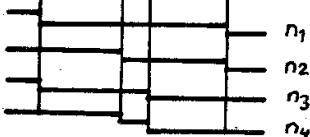


Obr.104.: Varianty 4 - stupňového převodu se 3 hřídeli

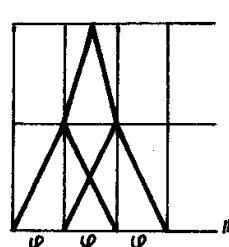
Schema převodu:



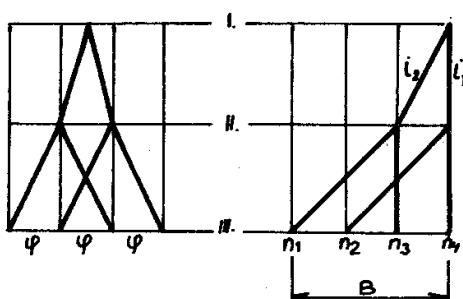
schema přenosu sil:



strukturální stav:



otáčkový diagram



$$i_1 = \varphi^3 = 1$$

$$i_2 = \varphi^1 = \frac{n_4}{n_3}$$

Obr.105.: Základy návrhu převodovky

Při návrhu daného převodového systému je účelné zpracovat technickou dokumentaci v základní skladbě dle obr.105, kterou tvoří :

- strukturální síť převodu, která umožnuje optimální rozdělení jednotlivých dílčích převodů - každá spojnice charakterizuje velikost převodu,
- otáčkový diagram, který určuje velikost jednotlivých převodů na všech hřídelích,
- schematickým přenosu sil (momentů), z něhož lze stanovit zatížení jednotlivých prvků převodu při různých stupních otáček,
- schema kinematiky převodu, které tvoří základní podklad a obsahuje rozmístění a počty hřidel, ozubených kol a eventuálně použitych spojek, atd.

Při návrhu převodového systému je nutné respektovat některé osvědčené a prakticky ověřené zásady a to zejména :

- Velikost převodu: u hlavních pohonů pro přenos relativně vysokých výkonů mají mít převody hodnoty v mezích 0,5 a 4, tj.:

$$0,5 \leq i \leq 4$$

Při převodu  $i > 4$  (do pomala) dostáváme již příliš vysoké počty zubů a tím značné rozteče os hřidel a značné stavební rozměry převodové skříně.

Při převodu  $i < 0,5$  (do rychla) vznikají mezi záběry ozubených kol nevýhodné odvalovací poměry a při existenci výrobních chyb i zvýšené rušivé dynamické síly.

- Počet zubů : pro vymezení podřezání profilu zubů je vhodné volit minimální počet zubů 17, nebo v krajním případě 14 (pro evolventní ozubení s úhlem záběru  $20^\circ$ ). Využití tohoto mezního minima počtu zubů je podmíněno provedením korekce ozubení (pozitivní posunutí profilu zuba, zvětšení úhlu záběru apod.).
- Modul : únosnost ozubení roste s velikostí modulu, současně ale také roste vnější průměr kola a tím i rozměry převodu. Ozubení je tedy nutno dimenzovat pokud možno přesně, bez zbytečných rezerv.
- Vrtání (otvor) ozubeného kola : minimální síla stěny mazi patou zuba a otvorem v náboji kola má být 3-másobek velikosti modulu. V mezních případech je nutno vyrobit ozubené kolo z 1 kusu s hřídelí.
- Vzdálenost os hřidel : je nutno volit co nejmenší. Při menších rozměrech ozubených kol jsou menší stavební rozměry převodu a klesají momenty setrvačnosti, ale na druhé straně rostou obvodové síly na ozubená kola a také zatížení ložisek.
- Hřídele : vedle běžných pevnostních výpočtů hřidel je nutno věnovat pozornost kontrole ohýbových a torzních deformací, které mohou mít negativní vliv na záběr v ozubení a spolu s výrobními nepřesnostmi mohou způsobovat nekvalitní (hranový) záběr ozubení a tím snížení jeho únosnosti a zvýšení opotřebení a hlučnosti. Délka hřidel má být zásadně co nejkratší s ohledem na torzní tuhost.
- Přesuvné kola : při konstrukci přesuvných dvoj-, tří- a vyjímetelně čtyř-kolí, se snažíme respektovat praxí ověřené zásady. Velikost nejmenšího kola přesuvného bloku volíme pro dané podmínky co nejmenší. Velikost převodu má být opět v mezích 0,5 - 4 a pokud možno co nejbliže hodnotě 1. Při složitějších převodových systémech zařadíme nejmenší velikost převodu co nejbliže ke vstupu (motoru) - zde jsou otáčky vysoké a momenty malé a tím i malé rozměry ozubných kol. Má platit zásada, aby otáčky byly snižovány až na konci převodového systému. Dále pak, přesuvné bloky s větším počtem kol (trojkoli) umístíme

rovněž na začátek převodového systému ze stejných důvodů, tj. úspory stavebních rozměrů převodu.

### 6.3 Konstrukce převodových systémů

Převodové systémy používané nejčastěji v obráběcích strojích můžeme podle konstrukčního provedení členit na :

- Základní převodové systémy ozubenými koly
- Zvláštní převodové systémy ozubenými koly
- Převodové systémy řemenové
- Převodové systémy kombinované
- Převodové systémy pro plynulou změnu otáček.

Dále bude uveden stručný přehled a charakteristika nejčastěji využívaných převodových systémů.

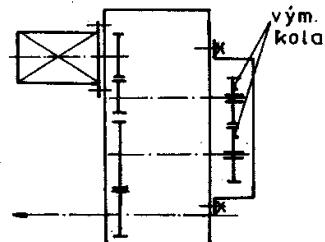
#### 6.3.1 Základní převodové systémy ozubenými koly

K nejčastěji používaným principům této skupiny převodových systémů patří:

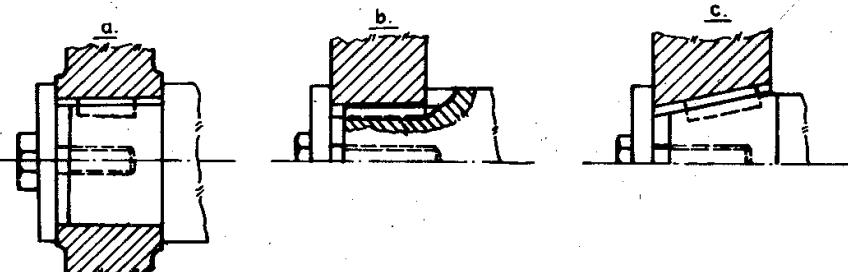
- výmenná ozubená kola,
- přesuvná ozubená kola,
- ozubená kola se spojkami,
- předlohy.

##### Výmenná ozubená kola

Způsob změny otáčkových stupňů výmennými koly je jednoduchý a poměrně levný. U ústrojí pro pohon pracovních vřeten se však používá jen tehdy, je-li zapotřebí změnit celý otáčkový rozsah nebo jeho část (polovina nebo třetina otáčkových stupňů) na vyšší nebo nižší pro delší dobu trvání. Vzhledem k tomu, že v převodech pohonu hlavních pracovních vřeten jsou přenášeny poměrně vysoké krouticí zatížení (tj. velké obvodové síly), volí se konstrukční provedení výmenných kol co



Obr.107.: Výmenná kola - princip



Obr.106.: Spojení výmenných kol s hřidelem

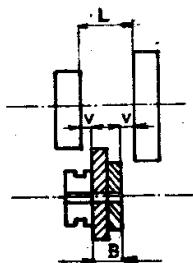
nejtužší a přesné, zásadně v jednom stupni dvou kol v přímém záběru, nasazených letmo na hřídelích s pevnou vzdáleností os (obr.107). Toto uspořádání je časté v pohonu vřetena radiálních otočných vrtaček. Konec vřetene se pro dosažení unášení spojení výmenného kola s hřidelem upravuje způsobem podle obr.106 v provedení ozn. a, b, c. Nejtužší a nejpřesnější je provedení, kde kolo je nasazeno na kuželový konec hřidele s perem (provedení c). Nejjednodušší je spojení v provedení a. U spojení dle provedení b je kolo nasazeno na drážkový konec hřidele.

Výmenných kol se nejčastěji používá v převodovém ústrojí pro posuvy, zejména při obrábění závitů nesymetrického stoupání (v anglických palcích, modulové aj.).

#### Přesuvná ozubená kola

Změna otáčkových stupňů se děje přesouváním jednoduchých kol, dvojkolí, trojkolí, popř. i čtyřkolí na drážkových hřídelích do záběru s pevně nasazenými protikoly na dalším hřídeli. Boky zubů pevných i přesuvných kol musí být na čelech k sobě přivrácených zaobleny (pro snadnější zasunutí). Přesouvání se má dít za klidu, popř. za doběhu, kdy nedochází k přenosu krouticího momentu, aby se nepoškodily zuby. Při přesouvání kol k zařazení jiného stupně otáček je nutno nejprve vysunout kola z předchozího záběru, než dojde k zasunutí do záběru dalšího. Obvykle nezáleží na tom, jsou-li přesuvná kola na hnacím nebo hnaném hřídeli; je však snazší přesuvat kola menších rozměrů. Největší převod, kterého se u přesuvných kol používá je 1 : 4 .

Řazení jednostupňového převodu se děje přesouváním kola na drážkovém hřídeli buď pomocí rozvidleného přesouvaadla objímajícího kolo na obvodu, nebo přesouvaadla zasahujícího do objímky jednostranně prodlouženého náboje kola. Princip je znázorněn na obr.108.

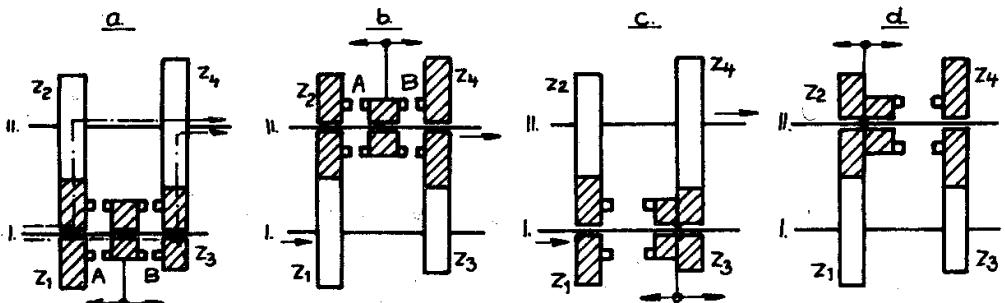


Aby při změně stupně otáček nedošlo k současnemu záběru obou převodů, musí se přesuvné dvojkolí nejprve vysunout do tzv. neutrální polohy. Proto vzdálenost L protikol musí být větší než šířka B přesuvného soukolu o dvojnásobnou výšku y. Výše bývá v rozsahu 2 až 4 mm i více - podle velikosti přesuvné dráhy dvojkolí, podle přesnosti jeho zajištění ve vysunuté (neutrální) poloze a podle citlivosti, popř. spolehlivosti blokovacího mechanizmu.

Obr.108.: Přesuvná kola  
- princip

#### Ozubená kola se spojkami

Jednoduchý dvoustupňový převod se spojkami je znázorněn na obr.109. Ozubená kola o různých převodových poměrech jsou ve stálém záběru. Kola na jednom z hřidel jsou volně uložena a spojují se s nimi podle potřeby spojkami. Spojky se umisťují buď na hnacím (provedení a), nebo hnaném hřidle (provedení b). V prvním případě je při zapnuté spojce A kolo z<sub>3</sub> hnáno do rychla, což při použití



Obr.109.: Ozubená kola se spojkami - varianty

třech lamelových spojek vyvolá velké vzájemné rychlosti mezi lamelemi vypnuté spojky, a tím její zahřívání. Při otáčkách  $n_1$  hnacího hřídele I jsou relativní otáčky  $z_3$  k hřídeli I při zapnuté spojce A :

$$n_{31} = n_1 \left( \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} - 1 \right)$$

Přitom ozubená kola  $z_3$ ,  $z_4$  se otáčejí velkými obvodovými rychlostmi. Proto toto řešení není vhodné pro rychloběžné ústrojí.

V druhém případě (provedení b) jsou relativní otáčky kola  $z_4$  k hřídeli II :

$$n_{42} = n_1 \left( \frac{z_1}{z_2} - \frac{z_3}{z_4} \right)$$

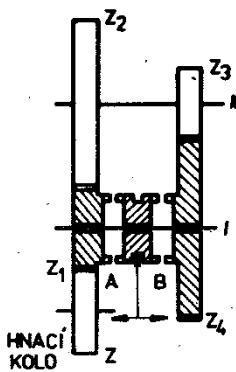
Z porovnání obou vztahů (nejlépe vynikne dosazením konkrétních hodnot pro nějaký příklad) vyplýne, že obě poloviny spojky B se budou proti sobě otáčet menší vzájemnou rychlostí.

Stejných poměrů jako u provedení b ve vyobrazení se dosáhne při uspořádání, kde je použito přesuvné kolo v kombinaci se spojkou dle provedení c a d.

Newýhodou spojek proti přesuvným kolům je stálý záběr kol, a to i těch, které běží naprázdno. Zvyšuje se hlučení kol a opotřebení ozubení, snižuje se účinnost. Jsou-li volně se otáčející kola uložena v pouzdrech (z bronzu nebo jiného materiálu), nutno pamatovat na dokonalé mazání. Nejlépe je přivádět olej k jednotlivým pouzdrům vrtáním v hřídele, což není jednoduché. Dokonalejší je uložení volných kol na jehlách, avšak i v tomto případě je nutné dokonalé mazání. Nejlepší způsob uložení volných kol je na kuličkových nebo válečkových ložiskách, kde postačí mazání olejovou mlhou, vznikající ve skříně převodovky rozprašováním oleje rotujícími koly. Newýhodou valivých ložisek je omezení nejmenšího průměru ozubených kol poměrně velkým vnějším průměrem ložisek.

#### Předlohy

Použití předloh se uplatní především tam, kde je žádán velký převodový poměr, např. 6, 10 i 16 a více, a kde přímý převod by činil značné rozměrové a konstrukční potíže.

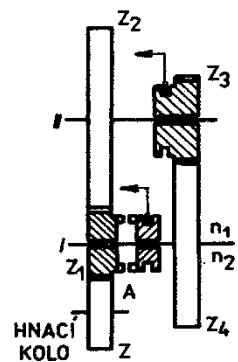


Obr.110.: Jednoduchá předloha  
2-stupňová se stálým  
záběrem kol

Základní provedení jednoduché předlohy je na obr.110. Kola  $z_1$  a  $z_4$  jsou volně uložena na hřídele I. Hnacím kolem je kolo  $z_1$ , přes kolo z, otáčky n. Zapnutím spojky A se kolo  $z_1$  spojí z hnacím hřídelem I; jeho otáčky jsou dány otáčkami kola  $z_1$ , tj.  $n_1 = n$ . Zapnutím spojky B se spojí s hřídelem I kolo  $z_4$ , hřídel I je poháněn přes předlohu hřídele II a jeho otáčky jsou :

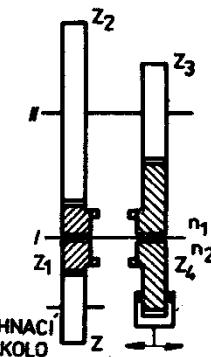
$$n_2 = n \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} < n_1$$

Obvykle bývá  $z = z_1 = z_3$  a  $z_2 = z_4$ . Pak např. při  $z_2 = z_4 = 2z_1$ ,  $3z_1$ ,  $4z_1$  lze dosáhnout převodů 4; 9; 16.



Obr.111.: Jednoduchá předloha  
2-stupňová se spoj-  
kou a přesuvným ko-  
lem

Nevýhodou uspořádání podle obr.110 je stálý záběr obou páru ozubených kol. To lze z části odstranit řešením dle obr.111 a 112.



Obr.112.: Jednoduchá předloha  
2-stupňová s přesuv-  
ným kolem jako spoj-  
kou

Podle obr.111 je nutné, aby při zapnuté spojce A bylo kolo vysunuto ze záběru s kolem  $z_4$ . Vypnutím spojky A a zasunutím kola  $z_3$  do záběru s kolem  $z_4$  je pak hřídel I poháněn přes předlohu. Přesouvání kola  $z_3$  a za-

pímaní (nebo vypímaní) spojky A musí být uspořádáno tak, aby ještě před zapnutím spojky A bylo kolo  $z_3$  vysunuto ze záběru s kolem  $z_4$ . Podle obr.112 je kolo  $z_4$  řešeno jako přesuvné se spojkou. Sepnutím kola  $z_4$  s kolem  $z_1$  otáčí se hřídel I otáčkami  $n_1$ . Při rozepnutí obou kol a zasunutí kola  $z_4$  do záběru s kolem  $z_3$  je poháněn hřídel I přes předlohu.

Společným znakem předloh je shodnost jedných otáček s otáčkami hnacího hřídele, kdežto druhé otáčky jsou dány převodem dvou páru ozubených kol, takže je možné dosáhnout značných převodových pomérů bez nadměrného zvětšování průměru kol.

K dosažení většího počtu stupňů otáček ve velkém rozsahu se používá kombinovaných předloh. Vzniknou spojením předloh s přesuvnými koly.

### 6.3.2 Zvláštní převodové systémy ozubenými koly

Představitelé této skupiny převodových systémů vykazují každý své specifické řešení, které přináší výhody vždy v určité vhodné oblasti využití. Uvedeme stručné charakteristiky některých nejvíce využívaných principů.

#### Ústrojí Ruppertovo

Při převodových systémech s větším počtem stupňů se dosáhne značné úspory ozubených kol použitím tzv. Ruppertova ústrojí. Na obr.113 je čtyřstupňové ústrojí Ruppertovo. Spojky musí být ovládány tak, aby při zapnuté jedné spojce byla vždy druhá vypnuta. Toho lze nejjednodušeji dosáhnout přesouváním spojek pomocí dvojramenné páky, otočné kolem osy v bodě M. Kolo  $z_1$  je hnací, hřídel I je hnaný.

Při uvažování převodů do pomala platí pro jednotlivé stupně otáček tyto vztahy :

$$n_1 = n_{max} = n$$

A, C

$$n_2 = n \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = n \cdot \frac{1}{\gamma} = n \cdot \frac{1}{\varphi}$$

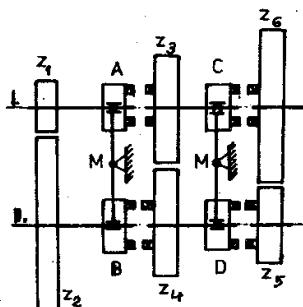
B, C

$$n_3 = n \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6} = n \cdot \frac{1}{\gamma_2} = n \cdot \frac{1}{\varphi^2}$$

A, D

$$\begin{aligned} n_4 = n_{min} &= n \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_6} = \\ &= n \cdot \frac{1}{\gamma_3} = n \cdot \frac{1}{\varphi^3} \end{aligned}$$

B, D



Obr.113.: Ústrojí Ruppertovo

Po úpravě :

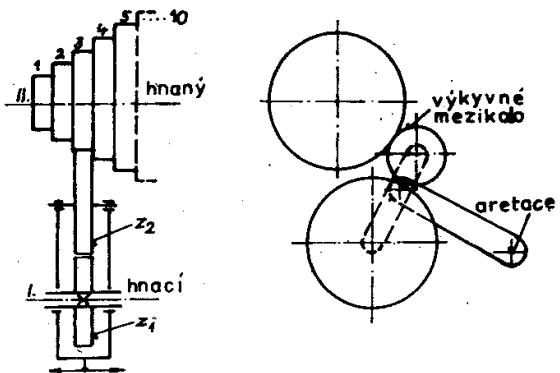
$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \varphi^3; \quad \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \varphi^2; \quad \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \varphi$$

Připojením dalšího páru kol se počet stupňů zdvojnásobí (Ruppertovo ústrojí osmistupňové = celkem 8 kol; pro standardní převod s přesuvnými koly by bylo třeba  $2 \times 2 \times 2 \Rightarrow 4+4+4 = 12$  kol).

Ruppertovo ústrojí má výhodu v nízkém počtu a v malých průměrech ozubených kol. Nevýhody je nutno spatřovat především ve složitosti výroby a montáže převodovky se značným počtem spojek a s volně uloženými koly v trvalém záběru. Při běhu dochází k nadměrnému oteplování oleje a k hlučení kol. Ruppertovo ústrojí je proto vhodné jen pro malé obvodové rychlosti a malá zatížení, jako např. v ústrojích pro posuvy.

#### Ústrojí Nortonské

Schema je na obr.114. Kolo  $z_1$ , posuvné na hřídeli I, může zabírat prostřednictvím mezikola  $z_2$  s kterýmkoli ze stupňovitě uspořádaných kol  $z_3$  až  $z_{10}$ , pevně spojených s hnaným hřídelem II. Mezikolo  $z_2$  je uloženo ve výkyvné, tzv. nortonské páce. Přesouvání se děje tak, že po vytažení kolíku se výkyvná páka odkloní



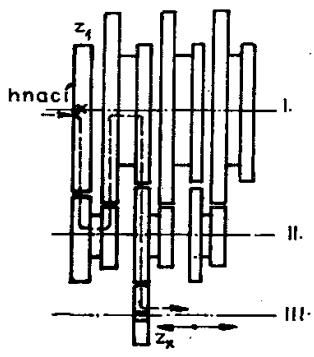
Obr.114.: Ustrojí Nortonské

to páku opatřena výřezem, což je nepříznivé i pro vyřešení mazání převodů.

Při konstrukci nortonského ústrojí je třeba volit smysl otáčení takový, aby výsledné síly působící na mezikolo se snažily je vytlačit ze záběru. Opačný smysl otáčení by při nedostatečném zajištění výkyvné páky, nebo při přetížení mohl způsobit vklínování mezikola mezi stupňové kolo a pastorek  $z_1$  a popř. i roztržení skříně. Z uvedených důvodů se doporučuje volit průměr mezikola co největší, čímž se zmenší na něj působící síla a sníží se namáhání výkyvné páky i kolíku.

Proto se také výkyvné ústrojí používá jen v převodech pro posuvy, kde jsou malé síly a rychlosti. Je výhodné zejména tam, kde rychlosti nejsou odstupňovány v geometrické řadě, např. v převodech pro řezání závitů.

#### Meandrové ústrojí



Obr.115.: Meandrové ústrojí

Princip ústrojí je v tom, že kolo  $z_x$  je pevně spojeno s hnacím hřídelem I a ostatní dvojice kol jsou volně uloženy na hřídelích II a III. Kolo  $z_x$  se posunutím může uvést do záběru s potřebným převodovým stupněm dle obr.115. Je vhodné jen pro menší výkony, nevýhodou je stálý záběr všech volně uložených kol. Nejčastější použití nachází u pohonu posuvů. U meandrového ústrojí pro odstupňování otáček v geometrické řadě je nutno splnit podmínky :

$$z_1 = z_3 = z_5 = z_7 = \dots = z_x$$

$$z_2 = z_4 = z_6 = z_8 = \dots$$

a dále

$$\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8} = \dots = \frac{1}{\varphi x}$$

kde  $x = 1, 2, 3, 4$ .

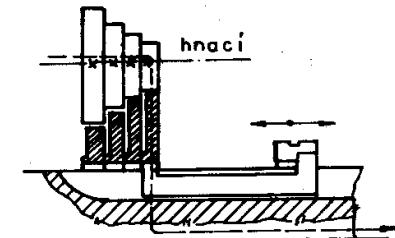
s kolou  $z_2$  vyjde ze záběru; pak se páka přesune pod jiné kolo, opět přikloní a v této poloze kolíkem zajistí.

Výhodami jsou malý počet ozubených kol, jednoduchá obsluha jednou řídící pákou a to, že v záběru jsou jen kolá, jimiž se právě přenáší pohyb.

Nevýhodou je malá tuhost. Jenak výaledná síla působící na mezikolo je zachycována pouze kolíkem nortonské páky, jednak skříň musí být pro tu-

### Přesuvný klín

Princip je znázorněn na obr.116. Výhodou je jednoduché řezení jedinou pákou a krátká stavební délka. Stupně lze řadit postupně podle velikosti. Nevhodou je značné zeslabení hřídele drážkou. Volná kola se nedají uložit na valivých ložiskách. Používá se proto jen pro přenos malých momentů v převodovkách pro posuvy. Doporučuje se umístit posuvný klín na hnaném hřídeli, aby volná kola nebyla přes druhý hřídel roztáčena do rychla.



Obr.116.: Přesuvný klín

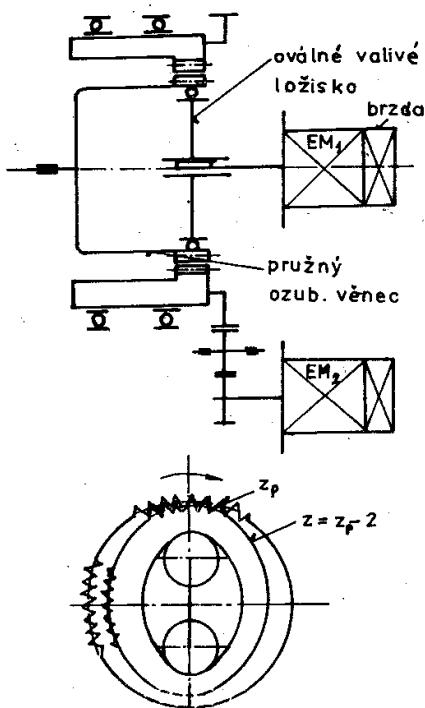
### Vlnový převod

Schema tohoto principu je uvedeno na obr.117. Princip mechanizmu je v tom, že valivé ložisko oválné (generátor geformace) během otáčení deformauje pružný ozubený věnec, který má o 1 nebo 2 zuby méně než vnější otočný věnec s vnitřním ozubením. Tím dochází k odvalování vnějšího věnce. Výhodou je dobrá tuhost pohunu a vysoká účinnost při vysokých hodnotách převodu

$$\left( \frac{1}{40} \div \frac{1}{360} \right)$$

v 1 převodovém stupni. Nevhodou je značné dynamické namáhání pružného ozubeného věnce.

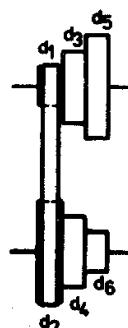
Použití nachází pro pohony posuvů (dle obrázku), kde EM1 (regulační elektromotor) pohání pracovní posuvy a EM2 (asynchronní elektromotor) pohání rychloposuv.



Obr.117.: Vlnový převod

### 6.3.3 Převodové systémy řemenové

U řemenových převodů se mění otáčky hnaného hřídele přezazováním řemenu na kotouče řemenice různých průměrů, obr.118. Aby byl řemen vždy přibližně stejně napnut, musí součty průměrů hnací a hnané řemenice být stále stejné :



Obr.118.: Řemenový převod

Dříve, dokud se obráběcí stroje poháněly od transmisí, byl tento způsob velmi rozšířen. Pro větší výkony je však těžkopádný (široké, těžké řemeny). Změna převodů je zdlouhavá, nepohodlná i nebezpečná. Dnes se ještě používá u malých strojů (lehké soustruhy, vrtačky apod.) ve starších provozovnách. Používá se řemenů plochých i klínových. Největší rozsah převodů bývá 1 : 4, nejvyšše ve čtyřech stupních (čtyřstupňová řemenice).

Při použití klínových řemenů a drážkových řemenic se musí dát jedna řemenice snadno přiblížit k druhé, aby se řemen při přehazování dostal přes okraj drážek řemenice. K usnadnění přehazování klínových řemenů se používá též napínací kladky.

V posledním období se stále více prosazuje použití ozubených řemenů, které mají vysokou tuhost a umožňují přenos větších výkonů.

#### 6.3.4 Převodové systémy kombinované

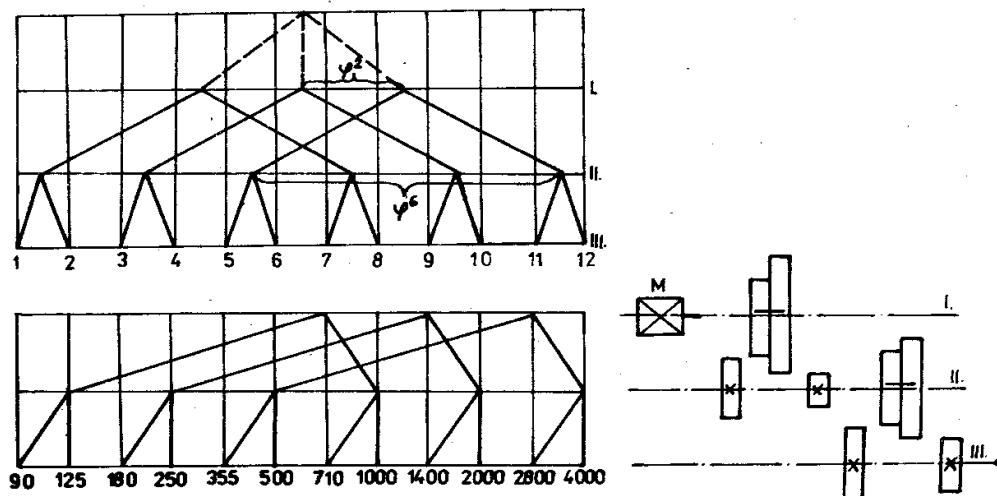
Pro zjednodušení kinematiky pohonů se stále častěji používají kombinované převodové systémy :

##### - Asynchronní přepínatelný elektromotor a mechanická převodovka :

Tento způsob změny otáček je stále častější. Používá se asynchronních motorů, většinou s kotvou nakrátko, u nichž se počet otáček n mění změnou počtu pracovních dvojic pólů p přepnutím za chodu podle vzorce :

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} (1-s) \quad [min^{-1}]$$

kde  $s = 0,06$  .... skluz  
 $f = 50 \text{ Hz}$  .... frekvence el.sítě



Obr.119.: Kombinovaný převodový systém 12-ti stupňový

a obr.119 je uveden příklad 12-ti stupňové převodovky. Výhodou této změny otáček je kromě možnosti přepínání za chodu stroje i zjednodušení mechanické části převodek. Při nižším počtu otáček motoru klesne úměrně jeho výkon, což nemusí být nevýhodou, neboť nižšímu počtu otáček přísluší také nižší řezná rychlosť; výkon motoru je v tom případě lépe využit.

Časté použití přepinatelných motorů je u vrtaček, revolverových soustruhů a soustružnických automatů, kde se provádí postupně řada různých krátkodobých operací. Zvláště se hodí pro automaty a speciální obráběcí stroje s menším rozsahem proměnných otáček, popřípadě s malým počtem otáčkových stupňů, ale s jejich časou změnou, kde lze použít motor se čtverým přepínáním pólů.

Tyto stupňové (přepinatelné) motory se v pohonech obráběcích strojů používají v provedení podle obr.120.

Počet dvojic pólů	Otáčky motoru v nezatiženém stavu [ min <sup>-1</sup> ]
2/1	1500/3000
4/2	750/1500
3/2	1000/1500
4/3	750/1000
4/3/2	750/1000/1500
4/2/1	750/1500/3000
6/4/3/2	500/750/1000/1500

Obr.120.: Otáčky přepinatelných motorů

#### - Stejnoseměrný regulační elektromotor a mechanická převodovka :

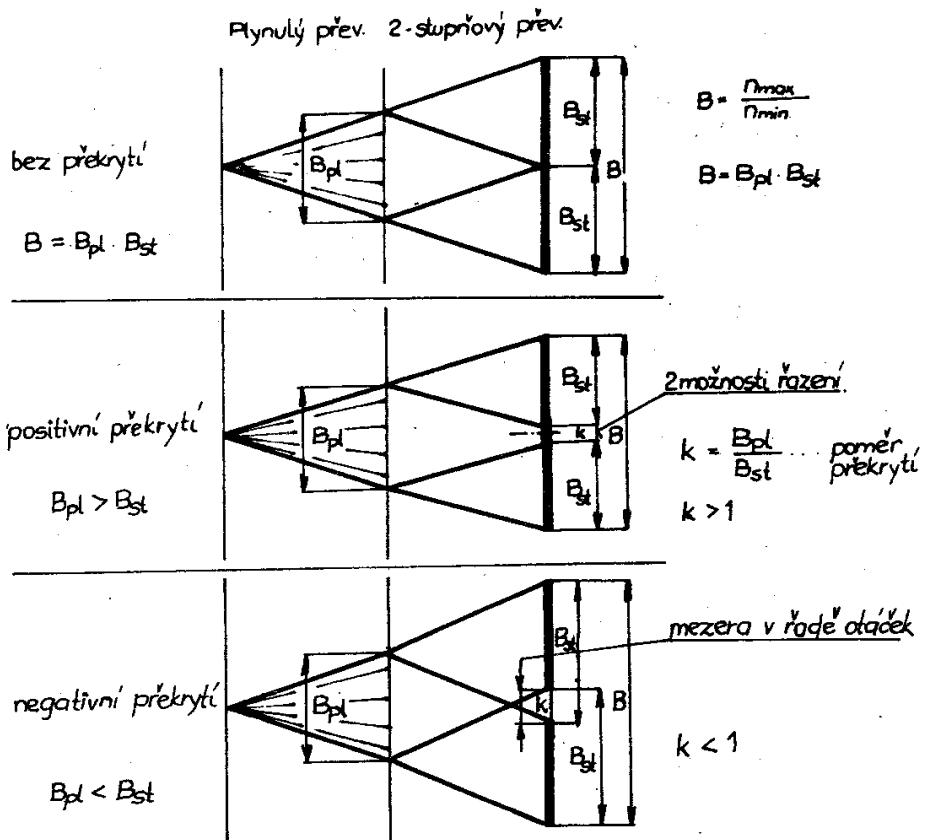
Tento systém přináší vedle zjednodušení kinematiky pohonu další výhodu v plynulé regulaci v určitém otáčkovém rozsahu. Na obr.121 jsou znázorneny 3 možné varianty převodů, z nichž poslední s negativním překrytím se prakticky nepoužívá, neboť v oblasti překrytí nelze řadit otáčky.

Při návrhu je nutno kontrolovat poměr překrytí jednotlivých otáčkových rozsahů, aby nevznikla mezera v řadě otáček (oblast, kde by nebylo možné řadit otáčky). V praxi se nejčastěji využívá varianta s pozitivním překrytím. Velikost překrytí má ovšem na druhé straně vliv na zvýšení ceny převodovky pro dané podmínky.

V současné době má tento typ převodového systému stále širší uplatnění.

#### 6.3.5 Převodové systémy pro plynulou změnu otáček

Základní převodové systémy plynulé změny otáček se dělí na systémy mechanické (variátory), hydraulické a elektrické. V tabulce na obr.122 jsou uvedeny zá-



Obr.121.: Kombinovaný převod - plynulý + stupňovitý

Parametr	Typ pohonu			mechanické - variátory		hydraulické s elektrické'	
	řemen	řetez	odválkov.				
Rozsah výkonu (kW)	0,1 ... 7,5	0,25 ... 7,5	0,1 ... 7,5			0,75 ... 1000	
Rozsah výst. otáček (1/min)	500 ... 4000	500 ... 7000	0 ... 4000			0 ... 4000	
Moment - růst při min až nmax - růst při rozbehu - přenos v klidu	3,5 1,5 ano	6 2,5 ano	2 ... 8 1 ... 2,5 ano			1 1 ne	
Otáčky - regul. rozsah - stavění otáček v klidu - pokles otáček při zatížení	... 10 ne střední	... 10 ne malý	∞ ano střední			∞ ano značný	
Udržba - interval - nutný spec. montér - typ opatř. díly	ne řemen	2000 hod ne řetez	2000-4000 ne val. těl.			5000 (kartáčky) ano kartáč, komutátor	
Vlastnosti - účinnost - hlučnost	střední střední	dobra' vyšší	střední vyšší			střední střední	

Obr.122.: Přehled pohonů s plynulou změnou otáček

základní parametry a vlastnosti převodových systémů pro plynulou změnu otáček. K jednotlivým principům lze uvést ještě doplňující poznámky.:

- Mechanické systémy :

Mechanický systém plynulé změny otáček má tyto základní části : hnací člen, otáčející se stálými otáčkami  $n_0$ , hnaný člen, otáčející se proměnnými otáčkami v mezech od  $n_{min}$  do  $n_{max}$  a regulační člen, jehož otáčením nebo posouváním (ručním nebo strojním) se mění mezi hnacím a hnaným členem převod, a tím počet otáček hnaného člena. U některých systémů je mezi hnacím a hnaným členem další spojovací člen, který zprostředkuje jejich styk, např. řemeny, řetězy, kotouče, koule (valivá tělíska).

Princip třecího variaátoru s klínovým řemene je na obr.123. Spojuvacím členem mezi hnací a hnanou klínovou řemenicí je klínový řemen, a to buď normální nebo široký. Hnací a hnaná řemenice se symetricky svírají a rozevírají, čímž se mění jejich poloměr styku s klínovým řemene. Regulační rozsah je omezen šírkou řemene. Největší možné změna  $\Delta r$  poloměru styku mezi řemene a řemenicí je dána podmínkou, aby se obě poloviny řemenice při největším přiblížení stykaly (dle vyobrazení).

Je-li nejmenší styčný poloměr řemenice pro daný rozměr řemene  $r_{min}$ , bude nejmenší počet otáček hnaného kotouče:

$$n_{min} = n_0 \frac{r_{min}}{r_{min} + \Delta r}$$

$$\text{největší } n_{max} = n_0 \frac{r_{min} + \Delta r}{r_{min}}$$

Regulační rozsah pak je:

$$A = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \left( \frac{r_{min} + \Delta r}{r_{min}} \right)^2$$

Je zřejmé, že vliv má i nejmenší poloměr řemenice  $r_{min}$ , neboť tím bude při stejném  $\Delta r$  menší, tím bude rozsah větší. Podle vyobrazení je změna poloměru určena vztahem

$$\Delta r = \frac{b}{2tg\beta}$$

kde  $b$  .... délka užší základny profilu

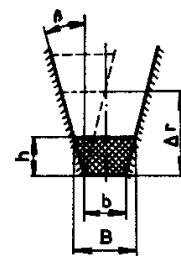
řemene,

$\beta$  .... poloviční úhel klínu.

Obvykle bývá dána šířka B řemene (délka větší základny profilu řemene). Pak platí

$$b = B - 2htg\beta.$$

Často se používá řetězových variátorů. Je to jediný běžně používaný plynulý převod bez prokluzování. Podobá se plynulým převodům řemenovým. Funkci řemene přejímá řetěz, jehož články se skládají z rámků s příčně posuvnými ocelovými lamelami, které zapadají do radiálních drážek v kuželových plochách kotoučů. Jsou provedeny tak, že proti drážce v jednom kuželu je na protějším kuželu výstupek.



Obr.123.: Styk klínového řemene se staviteľnou řemenicí

Změna převodu se děje tím, že se jeden pár kotoučů pákovým ústrojím k sobě přibližuje a druhý pár vzdáleně oddaluje. U páru přibližujících se kotoučů je řetěz vysouván na větší průměr a u protějšího páru se sesouvá na menší průměr. Reguluje se výhledně za chodu variátoru ručně, mechanicky, elektricky nebo pneumaticky, místě i dálkově. Převod pracuje rovnocenně v obou smyslech otáčení. Jeho účinnost je 90 až 95%.

- Hydraulické systémy:

Tyto systémy patří povahou do hydraulického řízení obráběcích strojů, což je předmětem zvláštního studia. Proto je zde pouze zmínka o význačnějších technologických parametrech a možnosti využití hydraulických převodových systémů v obráběcích strojích.

Regulační rozsah rychlostí i otáček je poměrně velký, a to v rozmezí 1:50 až 1:500, vyjímečně až 1:2000. S rostoucím rozsahem klesá účinnost.

Řízení otáček hydraulických motorů lze provádět podobně jako u elektrických pohonů (např. Ward-Leonardovo soustrojí) s trojí charakteristikou:

1. při konstantním krouticím momentu,
2. při konstantním výkonu,
3. smíšené.

Největší obvyklý počet otáček je v rozsahu 1200 až 1800  $\text{min}^{-1}$ , ve vyjímečných případech 3000 až 9000  $\text{min}^{-1}$ .

Nejčastější použití hydraulických motorů s otáčivým pohybem (hydromotorů) je u posuvových mechanizmů ve spojení s převodovkou a šroubem.

- Elektrické systémy:

Tato kapitola je omezena jen na technické parametry některých elektrických systémů (motorů) s plynulou změnou otáček, používaných v konstrukci obráběcích strojů, neboť obsahem patří rovněž do zvláštního oboru studia o elektrických pohonech obráběcích strojů.

Pro pohon obráběcích strojů (hlavně velkých) s plynulou změnou otáček se většinou používá Ward-Leonardova soustrojí, založeného na principu asynchronního motoru, dynama a stejnosměrného regulačního motoru. Soustrojí Ward-Leonardovo je vyráběno v regulačních rozsazích 1:2,2 až 1:3,5, při stálém výkonu a s celkovým rozsahem regulace 1:8, 1:10 a 1:22,5. Zvláštní úpravou lze celkový rozsah ještě zvýšit.

Pro pohon obráběcích strojů s plynulou změnou otáček se také používá trojfázových komutátorových motorů typu Schrage, např. k pohonu vřeteníku portálových frézek apod. Regulace otáček bývá v rozsahu 1:3 až 1:5 při stálém krouticím momentu (klesajícím výkonu). S rostoucím rozsahem regulace otáček klesá účinnost.

Pro plynulé posuvy nezávislé na otáčkách vřetena se používá trojfázových komutátorových motorů s celkovou regulací otáček 1:50 při stálém krouticím momentu.

Otačky jsou 3500 až 70  $\text{min}^{-1}$ . Motory jsou vyráběny o výkonech 4 a 8 kW. Jejich výhodou je, že mohou běžet jako asynchronní s kotvou nekrátko při otáčkách  $n_g = 1350 \text{ min}^{-1}$ ; přitom je lze i málo přetížit na dobu 5-ti minut (těchto vlastností je možno využít pro rychlé pohyby).

K rozšíření regulačního rozsahu těchto motorů se používá elektronických regulátorů (ERS), které též vyrovnávají skluz při zatížení komutátorového motoru.

V posledním období byly vyuvinuty pro pohony posuvu stejnosměrné, regulační, vysokomomentové motory Mezomatic s vysokým regulačním rozsahem ( $R_n = 1000$  i více).

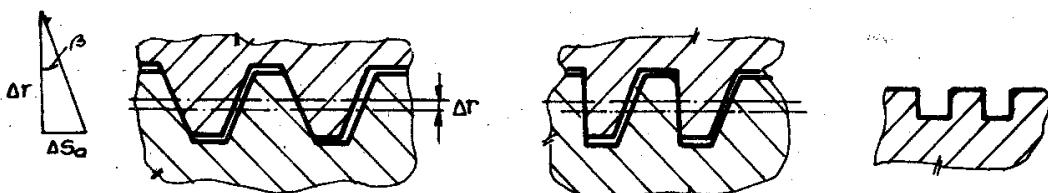
## 7. M E C H A N I Z M Y P R O P Ř Í M O Č A R Y P O H Y B

Přímočarý pohyb u obráběcích strojů je buď hlavní řezný pohyb nástroje nebo obrobku (ve směru řezné rychlosti), posuv nebo přísuv (ve směru kolmém k řezné rychlosti), nebo pomocný pohyb (přiblížení nástroje k obrobku před započetím práce a oddalení po jejím ukončení, přemisťování částí stroje při změnách pracovního programu apod.). Základním pohybem v tuhých mechanizmech je vždy pohyb otáčivý. Proto v dalším se budeme zabývat mechanizmy měničími otáčivý pohyb v přímočarý.

### 7.1 Kluzný pohybový šroub a matice

Pohybový šroub a matice se používá tehdy, je-li rychlosť přímočarého pohybu poměrně malá a s výhodou se využije jeho velkého převodu. Nevýhodou je malá účinnost a velké opotřebení. Profil závitu pohybového šroubu a matice se používá dle obr.124:

- lichoběžníkový - souměrný
- nesouměrný
- plochý



Obr.124.: Používané profily pohybových šroubů kluzných

Nejvíce se dnes používá pohybových šroubů s lichoběžníkovým závitem. Jejich výhodou je snadná výroba a pohodlné vymezování vůle sevřením dvou polovin matice rozložené v rovině procházející osou. Jen tam, kde se kladou vysoké požadavky na přesnost odměření dráhy, volí se závit plochý, nebo lichoběžníkový nesouměrný

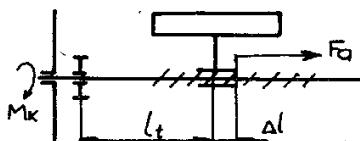
(je-li zvýšená přesnost požadována jen v jednom smyslu).

Nejsou-li osy profilů závitu lichoběžníkového shodné (radiální házení), vzniká axiální pohyb dle vztahu :

$$\Delta S_a = \Delta r \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Pohybový šroub se deformuje osovou silou a kroutícím momentem dle obr. 125.

Osová síla  $F_a$  přísluší prodloužení (stlačení):



$$\Delta l_t = \frac{F_a \cdot l_t}{U \cdot E} = \frac{F_a}{s_t}$$

kde  $l_t$  .... je délka tažené (stlačené) části šroubu,

$U$  .... průřez jádra šroubu,

$E$  .... modul pružnosti v tahu - tlaku materiálu šroubu,

$s_t$  .... jeho tuhost v tahu (tlaku).

Obr. 125.: Deformace pohybového šroubu

Je-li  $F_a$  síla v ose šroubu potřebná k pohybu saní, je příslušný kroutící moment

$$M_k = F_a \cdot r_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

kde  $r_s$  ... je střední poloměr závitu šroubu,

$\alpha$  ... úhel stoupání,

$\varphi$  ... třecí úhel. Tomu odpovídá úhel zkroucení šroubu

$$\Delta \varphi_k = \frac{M_k \cdot l_k}{G \cdot J_k} = \frac{M_k}{s_k}$$

kde  $l_k$  ... je délka zkrucované části šroubu,

$G$  ... modul pružnosti materiálu šroubu ve smyku,

$J_k$  ... moment tuhosti šroubu v zkroucení (počítá se pro průměr jádra závitu)

$s_k$  ... tuhost šroubu v zkroucení.

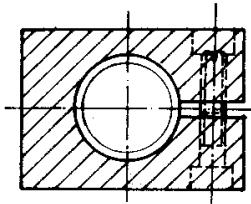
Celková délka deformace  $\Delta l$  je dána součtem :  $\Delta l = \Delta l_t + \Delta l_k$ , kde  $\Delta l_k = \frac{t}{2\varphi} \cdot \Delta \varphi_k$ ,  $t$  .... stoupání závitu.

U pohybového šroubu kluzného je dále nutno vždy analyzovat vliv vůle na přesnost polohování. Vůle v pohybovém mechanizmu, vzniklá nepřesností výroby a oprotřebením, ovlivňuje v některých případech nepříznivě funkci mechanizmu. Ovlivní relativní polohu mezi mástrojem a obrobkem v případě, má-li výsledné zatížení saní při práci jiný směr a smysl než jaký měl odpor proti pohybu saní při jejich stavění, nebo mění-li se při práci směr a smysl zatížení. Odstranění se odstranění vůle mezi saněmi a poslední samosvornou kinematickou dvojicí v mechanizmu pohybu saní.

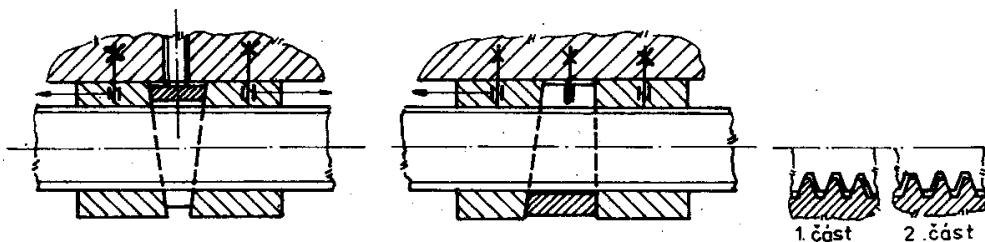
Pro podřadnější účely (např. příčné saně suportu apod.) volí se matice podle obr. 126. Vůle se vymezuje stažením rozříznuté matice šrouby. Aby se mohl pohybový šroub otáčet, musí zůstat po vymezení mezi šroubem a maticí určitá minimální vůle. Proto musí být mezi stahovacími šrouby, odtlačovací šroub, jehož uťažením

se vyvolá v jejich závitech určité předpětí, čímž se zajistí proti uvolnění. Lepší způsob vymezování výle je znázorněn na obr.127. Pro občasné pohyby v podřadných případech se používá jednoduché nedělené matice bez možnosti vymezování výle.

U frézek pracujících metodou sousledného frézování musí být bezpodmínečně mezi šroubem pro pohyb stolu a maticí vymezována výle. Podle obr.128 vymezuje se výle samočinně. Se šroubem axiálně drženým v saních s poháněným ozubeným soukolím, zabírá dvoj-

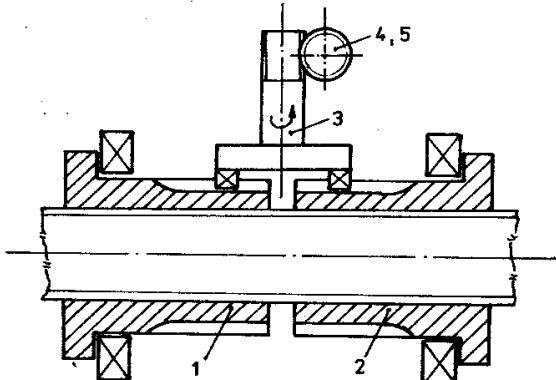


Obr.126.: Vymezení výle rozříznutou maticí



Obr.127.: Vymezení výle dělenou maticí

dílná matice 1,2, opatřená na obvodu zuby. S nimi zabírá ploché kolečko, na jehož čepu 3 je pastorkové ozubení. Podle smyslu otáčení unáší se působením tření jedna polovina matice a potočí se. Současně se potočí druhá polovina matice převodem plochého kola v opačném smyslu, až dosedne na protilehlé boky závitu šroubu. Pružina 5 vyvolává přes hřeben 4 mezi šroubem a maticí počáteční styk.



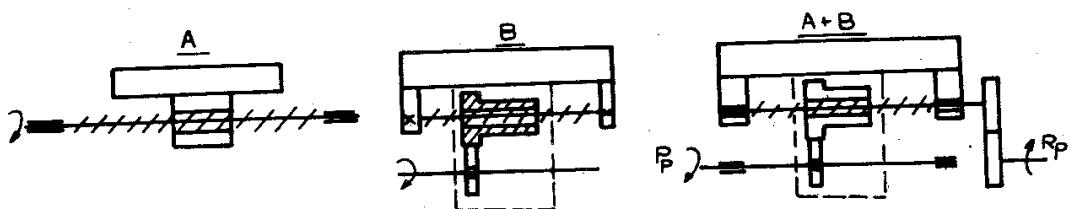
Obr.128.: Samočinné vymezení výle

K vyvození vymezovací síly se místo pružiny často využívá tlakový olej. U hydraulického způsobu vymezování výle působí tlakový olej buď přímo na obě poloviny matice, které roztlačuje a vymezuje tak výli, nebo působí osově na ozubené kola se šikmými zuby, pohánějícími obě části matice (princip pohonu otáčením matice), takže osovým tlakem v zubech jsou matice přitlačovány na protilehlé boky závitu šroubu.

V provedení posuvového systému pomocí pohybového šroubu a matice se vyskytují dva zásadní případy dle obr.129:

- provedení A : šroub se otáčí a matice stojí,
- provedení B : matice se otáčí a šroub stojí.

Někdy může být výhodně využito i sdružené provedení A + B, kdy otáčivý pohyb

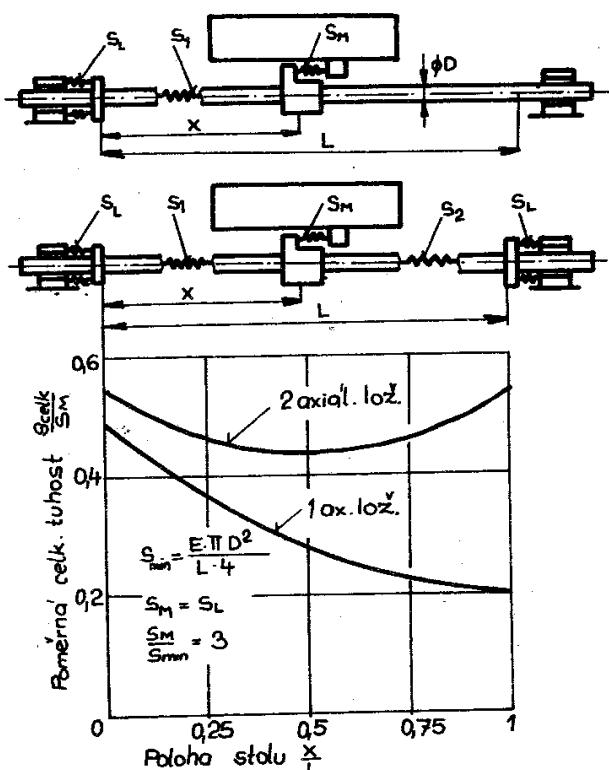


Obr.129.: Provedení pohonu pohybového šroubu a matice

wykonávají šroub i matice.

Důležitým parametrem pohybového mechanizmu pomocí šroubu a matice je jeho statická tuhost, kterou ovlivňuje způsob axiálního uložení. Při jednostranném axiálním uložení dochází během zdvihu k poklesu tuhosti. Při oboustranném axiálním uložení a předepnutí je výsledný průběh statické tuhosti podstatně příznivější.

U tohoto provedení je však nutno uvážit vliv dilatační a oteplování pohybového šroubu během provozu, které mohly být příčinou zadření. V obr.130 jsou vyznačeny oba případy uložení. Je zřejmé, že při uložení ve dvou axiálních ložiskách je tuhost podstatně vyšší a ve střední zdvirové části zůstává přibližně konstantní. V tomto případě je nutné vždy uvážit, že vlivem tření mezi maticí a šroubem se šroub otepluje, což má za následek teplotní dilataci. Při oboustranném axiálním uložení to vede k vzniku přídavných sil. V takových případech lze použít způsob, že se ve "studeném stavu" šroub předepne na tah - během provozu (ohřívání) se nejprve zruší předepnutí na tah a dalším ohříváním na provozní teplotu vznikne axiální tlakové předepnutí potřebné pro docílení tuhosti posuvového



Obr.130.: Tuhost pohonu šroubem s 1-stranným a 2 stranným axiálním uložením

systému. Takové řešení lze však využít jen na základě důkladné znalosti všech provozních parametrů systému.

Všeobecně lze pro uložení pohybového šroubu stanovit některé hlavní konstruk-

#### ní zásady :

- přednostně volit ložiska s přímkovým stykem válečková, jehlová ;
- minimalizovat počet opěrných, vložených kroužků, neboť každá styková plocha snižuje tuhost ;
- připojovací a dosedací plochy mají být opracovány s vysokou jakostí povrchu;
- všechny prvky uložení (příruby aj.) mají mít maximální tuhost;
- jednotlivá ložiska je vhodné předepnout.

Průměr pohybového šroubu se volí se zřetelem na jeho pevnost a tuhost. Délka matice bývá:

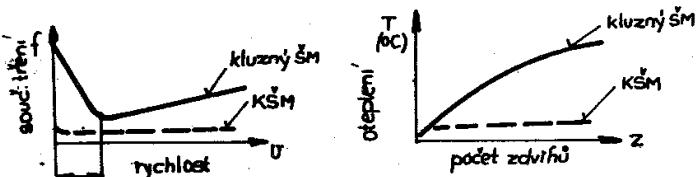
$$L_M = (1,5 \text{ až } 4) \cdot d_s$$

kde  $d_s$  je střední průměr závitů. U vodicích šroubů soustruhů volí se délka matice

$$L_M = (2 \text{ až } 3) \cdot d_s$$

U souřadnicových vyvrtávaček bývá větší. Měrný tlak se volí u vodicích šroubů, kde má být co možné malé opotřebení závitů,  $150 \text{ až } 250 \text{ Ncm}^{-2}$  i méně. Šroub je z oceli o pevnosti  $700 \text{ až } 800 \text{ Nmm}^{-2}$  a matice je bronzová. U běžných pohybových šroubů se volí měrný tlak vyšší, a to až  $1200 \text{ Ncm}^{-2}$  pro matici bronzovou a až  $800 \text{ Ncm}^{-2}$  pro matici litinovou. Litinové matice se doporučují jen pro zcela podřadné případy, neboť mají sklon k zadírání. Při výpočtu na vzpěr se volí moment setrvačnosti průřezu odpovídající průměru jádra šroubu.

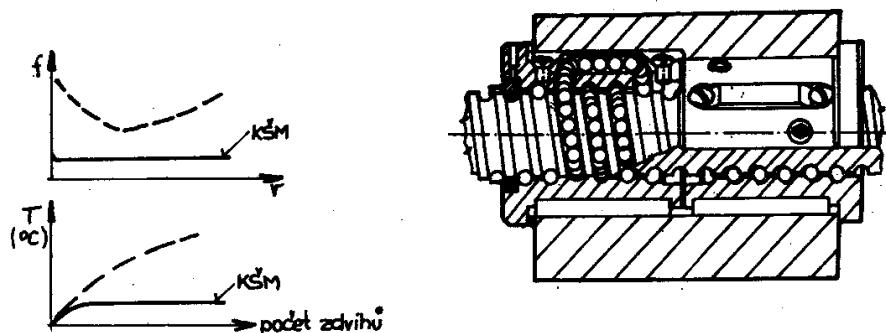
K hlavním nevýhodám kluzných pohybových šroubů a matic patří : špatná účinnost (30 až 40 %), možnost trhavých pohybů, oteplování, jak je znázorněno na obr. 131. Z těchto důvodů se pro náročnější aplikace stále více prosazuje využití kuličkových šroubů a matic.



Obr.131.: Vlastnosti kluzných pohybových šroubů

#### 7.2 Kuličkový šroub a matice (KŠM)

Aby se zmenšilo opotřebení závitů, umožnilo vymezení výle a zlepšila účinnost, zavádějí se v poslední době šrouby a matice se třením velivým. V závitech mezi šroubem a maticí obíhají kuličky (obr.132). Jejich účinnost bývá 90 % i více, u předepnutých matic méně. Šroub a matice jsou ocelové, povrchy závitů kaledné a broušené. Závity jsou vyrobeny s velkou přesností (dovolená úchylka stoupání 0,002 mm na 100 mm). Pro výhodné vlastnosti dá se kuličkového šroubu a matice



Obr.132.: Princip a vlastnosti kuličkového šroubu a matice

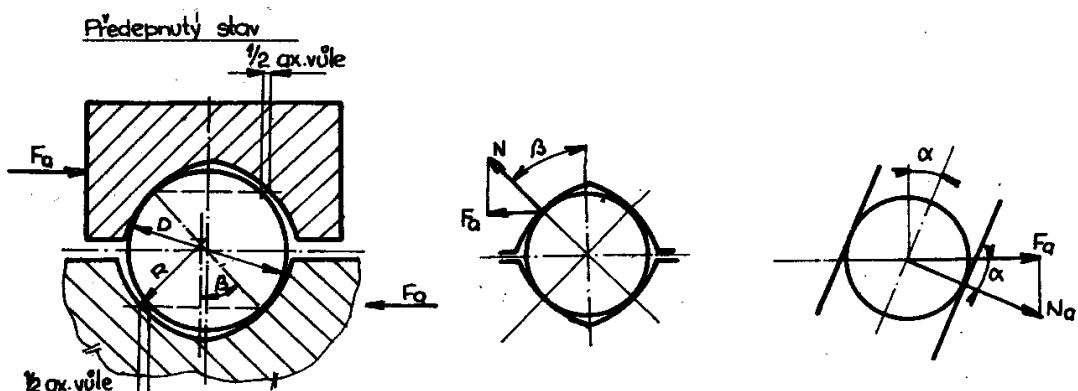
použít současně jako hnacího a odměřovacího prýku, čímž se zjednoduší konstrukce posuvových systémů.

K hlavním přednostem kuličkového šroubu a matice patří:

- vysoká účinnost,
- minimální oteplování během provozu,
- možnost úplného odstranění výle a možnost vytvoření předpětí, tím vysoká tuhost a přesnost,
- malé spotřebení a tím vysoká životnost,
- potlačení vzniku trhavých pohybů,
- možnost převodu přímočarého pohybu na rotační.

Za určitou mevýhodu lze pokládat skutečnost, že v pohonu musí být zařazen prvek (brzda) pro vyloučení vlivu nesamosvornosti.

Výrobci kuličkových šroubů a matic používají dvě provedení profilu drážky pro odvalování kuliček a šroubu matice :



Obr.133.: Princip kuličkového šroubu s gotickým profilem.

- s gotickým profilem dle obr.133 :

Toto provedení se používá nejčastěji a rovněž nás výrobce (TOS Kuřim) je využívá pro svoje výhody, ke kterým patří zejména vysoká přesnost, možnost vymezení vůle a možnost předepnutí.

Moment potřebný k vyvození osové síly  $F_s$  je dle obr.133.:

$$M = F_a \cdot r_s \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$r_s$  ... střední poloměr šroubu  
 $\alpha$  ... úhel stoupání závitu

Výsledná normální reakce mezi kuličkami a valivými dráhami je :

$$N = \frac{F_a}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$$

$\beta$  ... úhel styku

Na 1 kuličku připadá zatížení :

$$N_1 = \frac{N}{\lambda} \cdot \lambda$$

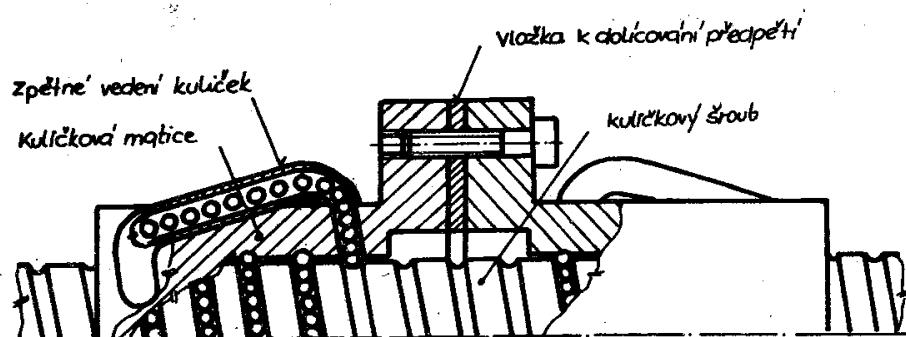
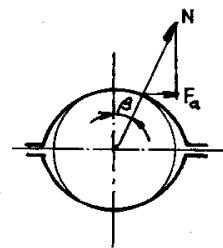
$\lambda$  ... počet kuliček  
 $\lambda$  ... součinitel bezpečnosti  
 (pro přesně vyrobený  
 šroub volíme  $\lambda = 1,2$ ).

- s kruhovým profilem dle obr.134:

Toto provedení je výrobně jednodušší, má však horší účinnost, dochází k většímu zatížení kuliček vlivem malého úhlu styku  $\beta$ . Někteří zahraniční výrobci tento profil používají často v provedení nekaleném. Šroub je vyroben tvářením, válcováním profilu, sice s menší přesností, ale velmi levně.

Konstrukční provedení matice pro KŠM se zpětným vedením kuliček je uvedeno na obr.135. Zpětné vedení musí zajišťovat spolehlivé a plynulé vedení kuliček, zejména jejich hladké nabíhání ze šroubovice kuličkového

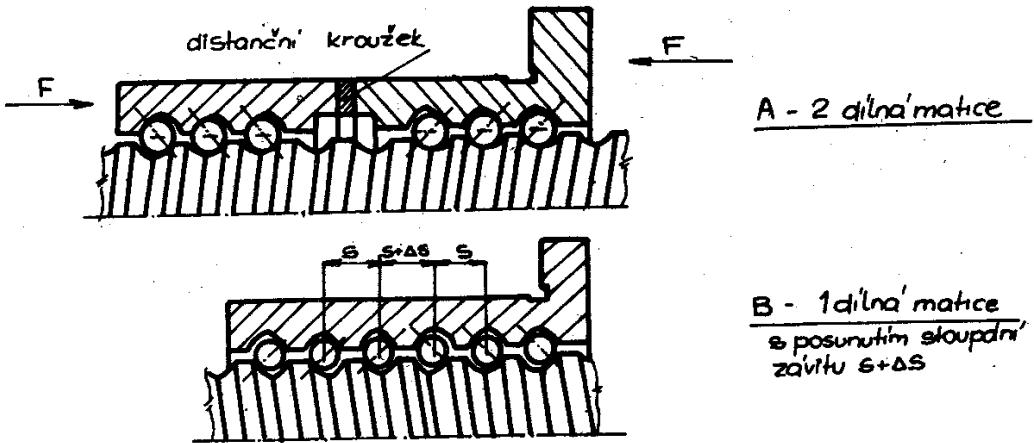
Obr.134.: Princip KŠM  
 s kruhovým  
 profilem



Obr.135.: Kulíčková matice dvoudílná se zpětným vedením kuliček

šroubu do vrstné drážky (trubky) a naopak jejich plynulé vracení na začátek nosného úseku kuličkového šroubu.

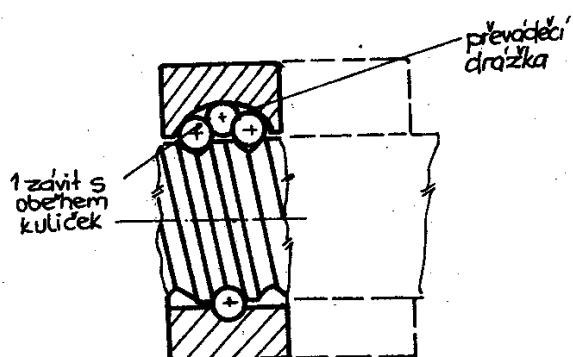
Vymezování vůlí a vyvození předpětí výrazně zvýší tuhost kuličkového šroubu a matice. Pro vyvození potřebného předpětí bývá matice složena ze 2 dílů a nebo



Obr.136.: Vyvození předpětí v KŠM

je vyrobena z 1 kusu a stoupání závitu je v jedné polovině matice posunuto o hodnotu potřebnou k vyvození předpětí dle obr.136. Je to výrobně jednodušší, avšak není možná úprava velikosti předepnutí dolícováním.

Pro odvalování kuliček v oběžných dráhách šroubu a matice jsou rovněž využívány 2 principy. U prvního kuličky projdou valivou dráhou závitu matice v celé délce (max.  $3\frac{1}{2}$  závitu) a vrací se vratnou dráhou vytvořenou trubkou nebo vybráni v tělese matice.



Obr.137.: Kuličková matice s oběhem kuliček v 1 závitu

Druhý princip dle obr. 137, řeší oběh kuliček vždy v jednom závitu pomocí vratné drážky, vytvořené v tělese matice. Matice může být vytvořena jen s 1 řadou kuliček, ale může být rovněž použita varianta s více závity, které vzniknou složením jednotlivých dílů.

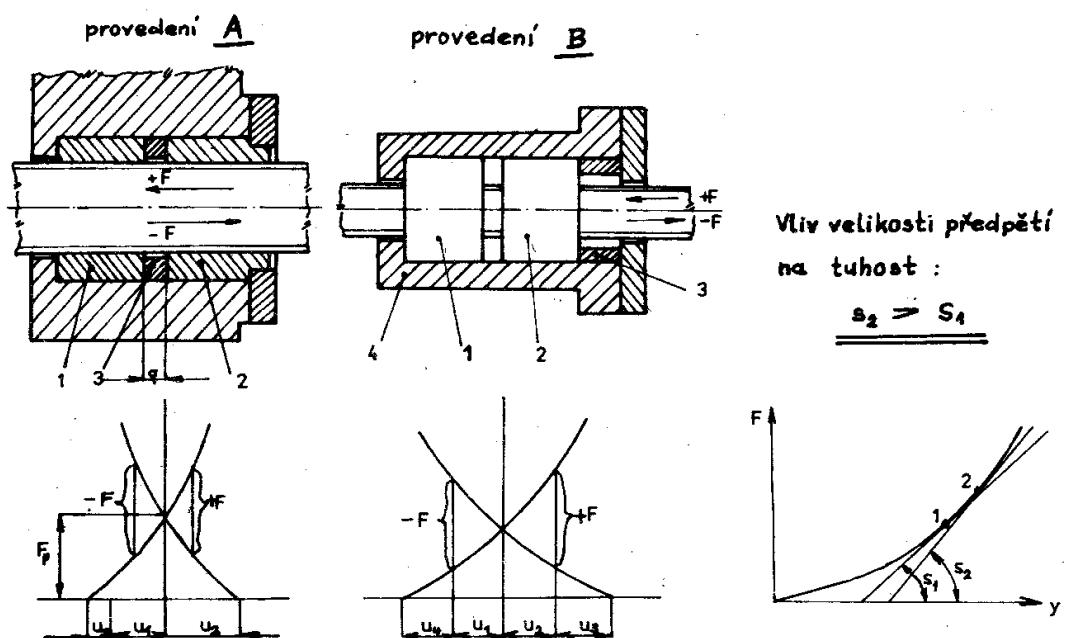
Vymezení vůli a předepnutí lze realizovat dvojím způsobem:

- matrice se posunou od sebe (obr.138 provedení A):

Celkový přesah je dán součtem deformací jednotlivých prvků  $u_1$ ,  $u_2$ ,  $u_3$ . Ten to způsob představuje velmi tuhé předepnutí, montážně však obtížné, vyžadující velmi přesné dolícování předepínacího kroužku 3.

- matrice se posunou k sobě (obr.138 provedení B):

V tomto případě se uplatní rovněž poddajnost pouzdra 4 a předepnutí je méně tuhé, ale lépe montážně proveditelné.



Obr.138.: Způsoby předepnutí dvojité matice

Čím větší volíme předepnutí, tím docílíme vyšší hodnotu statické tuhosti dle diagramu v obr.138, neboť  $S_2 > S_1$

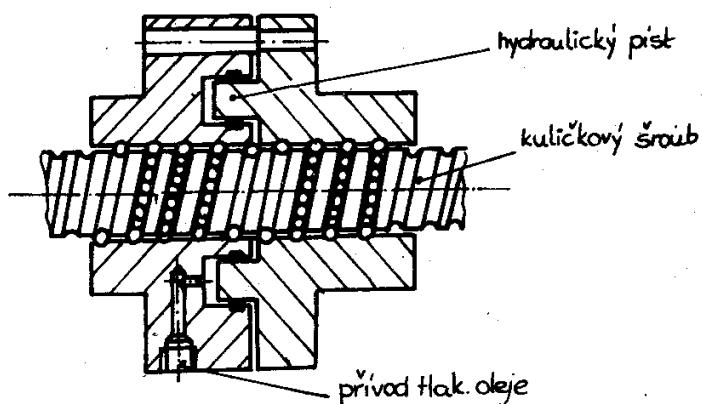
Na druhé straně zvyšováním předpětí klesá účinnost, zvyšuje se opotřebení a oteplování. Proto jsou optimální hodnoty předpětí doporučovány výrobcem pro různé podmínky využití.

Další zvýšení tuhosti lze docílit oboustranným axiálním uložením kuličkového šroubu s předpětím dle obr.130, kdy u kuličkového šroubu téměř odpadá nebezpečí poškození vlivem přídavných teplotních deformací, které jsou minimální.

Z uvedeného je zřejmé, že u KŠM má velký význam předepnutí dělené matice, které přináší vysokou tuhost nutnou pro vysokou přesnost posuvových pohybů. Současně se zvyšováním předepnutí se ale zvyšují i třecí ztráty v převodu, zvláště při vysokých otáčkách. Z toho pak vyplývá vyšší oteplování, opotřebení, nižší účinnost a životnost.

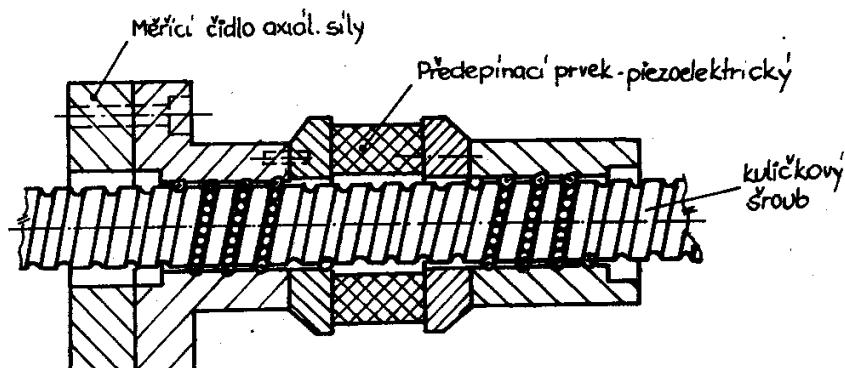
Pro optimální řešení tohoto složitého problému byly prováděny zkoušky s hydraulicky ovládanou dvojitou maticí pro KŠM v provedení dle obr.139, nebo v podobné variantě kdy pro vyvození předpětí jsou použity talířové pružiny. Tento princip umožňuje snadnou a plynulou změnu velikosti předpětí. V praxi se však tento princip příliš neuplatnil - hlavní nevýhodou je omezená tuhost.

V posledních letech byl vyvinut nový systém na bázi piezo-elektrického účinku, v principiálním provedení dle obr.140, který umožňuje proběžně snímat elektro-



Obr.139.: Hydraulicky předepnuta dvojitá matice KŠM

nicky velikost předpětí a toto plynule v daných mezích (např. od  $-3 \mu\text{m}$  do  $+7 \mu\text{m}$ ) měnit, podle vnějších pracovních podmínek. Matice je zde navíc smontována se standardním předpětím čili i při porušení stavěcího prvku není pracovní funkce KŠM narušena.



Obr.140.: Piezo-elektrický systém regulace předpětí matice KŠM

Dle provedených zkoušek lze např. měnit předpětí obou částí matice v rozsahu  $F = (0 \text{ až } 10) \text{ kN}$ , u kulíčkového šroubu o průměru 40 mm, při standardním předpětí 3 kN. Tento princip přináší řadu výhod pro optimalizaci posuvových systémů:

- při vysokých rychloposuvech ( $v_{RF} = 10 \text{ až } 15 \text{ m/min}$ ) může snížení předepnuti snížit výrazně třecí odpory a tím i oteplování a opotřebení,
- v případě potřeby (v době špičkového zatížení), může být snadno zvýšena tuhost převodu.

Pro významné výhody tohoto principu lze očekávat další vývoj a širší uplatnění, např. až do úrovně aktivní kontroly velikosti předpětí v axiálním uložení celého KŠM (matice + ložiska).

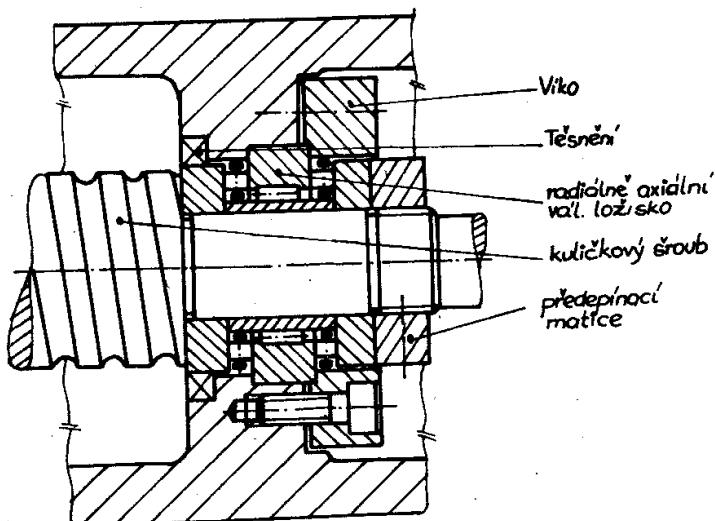
Pro docílení dobrých parametrů tuhosti celého posuvového systému má dále značný vliv uložení posuvového šroubu dle obr.141, v jehož provedení uplatňujeme tyto zásady :

- přednostní využití ložisek s přímkovým stykem (válečková, jehlová),
- minimalizace počtu stykových ploch,
- maximální jakost opracování všech stykových ploch,

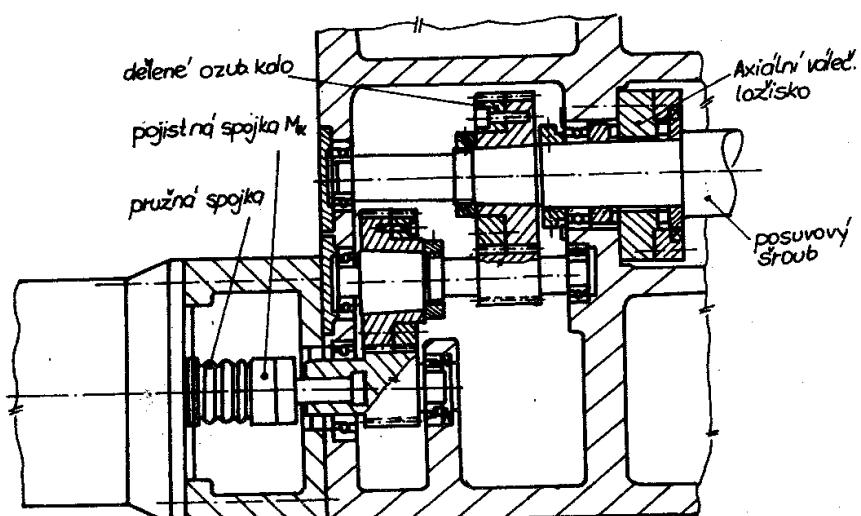
- tuhé a bezvúlové spojení všech prvků převodu.

Dalším důležitým požadavkem na posuvový systém je, aby byl zajištěn bezvúlový převod kroutícího momentu v obou smyslech pohybu. Toho lze docílit např. řešením dle obr.

142 použitím



Obr.141.: Uložení konce posuvového šroubu



Obr.142.: Posuvová skříň s vymezením vůlí

dělených ozubených kol, s možností tangenciálního natáčení. Rovněž spojení ozubených kol s hřídelí musí být bezvúlové (kužel nebo válec s hydraulickým uvolňováním předepnutí). Další možnost vymezení vůlí v převodech skýtá uložení hřídelů v excentrických pouzdrech s aretací, kdy natáčením těchto pouzder lze měnit roztečné vzdálenosti os hřídelů a eliminovat vůli v záběru ozubených kol. Důležitou podmírkou je dále bezvúlové spojení vstupního hřídele s hnacím motorem pomocí vhodného typu pružné spojky s vysokou torzní tuhostí.

Závěrem této kapitoly uvedeme ještě princip posuvového šroubu s hydrostatickou maticí, který je v mnoha technických parametrech srovnatelný s valivým KŠM.

Hydrostatická matici je výhodná zejména pro velmi vysoké posuvové síly a proto se s jejím využitím setkáme zejména u těžkých obráběcích strojů. Jak je zřejmé z vyobrazení na obr.143, je matici opatřena jednoduchým, trapézovým závitem. Na boční závitu matice jsou vytvořeny olejové kapsy, plněné přes konstantní škrábení tlakovým olejem z tlakové sítě. Odpadní olej je odváděn z mezer mezi šroubem a maticí samostatným otvorem. Jako výhody lze uvést:

- bezváluový převod,
- vysoká tuhost statická i dynamická,
- minimální tření a tím opotřebení.

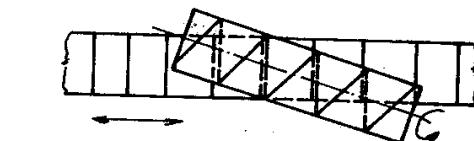
Obr.143.: Princip hydrostatické matice pro posuvový šroub

- Proti těmto výhodám jsou zde však i některé nevýhody, zejména:
- poměrně velký vnější průměr šroubů vůči průřezu jádra a z toho plynoucí velký moment setrvačnosti a relativně značná poddajnost šroubu,
  - vysoké výrobní náklady na výrobu matice a potřebný hydraulický obvod.

### 7.3 Šnek a ozubený hřeben

Tohoto mechanizmu se používá pouze ojediněle (firma Sellers, USA) k pohonu stolu hoblovek (obr.144). Jeho výhodou je dosažení velkého převodu, což umožní

zjednodušit převodové ústrojí mezi hřímem motorem a stolem. Zmenší se tím pohybová energie. Šnek se může pohánět velkým kolem, neboť jeho osa je mimořádně k hřebenu. Tím je zaručen klidný záběr a poměrně malá velikost hnací síly na obvodu kola. Šnek brodí v misce naplněné olejem, takže při záběru s hřebenem je dobře mazán. Nevýhodou je špatná účinnost a značné opotřebení, neboť šnek se styká s hřebenem v úseku. Tuhost je větší než u šroubu a matici, neboť hřeben je upevněn ke stolu v celé své délce koliky a šrouby.

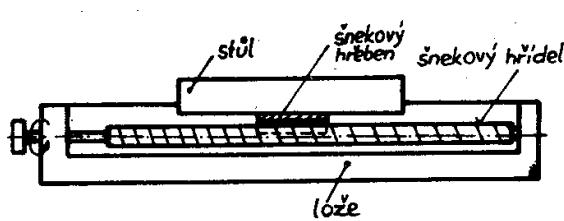


Obr.144.: Šnek a ozubený hřeben

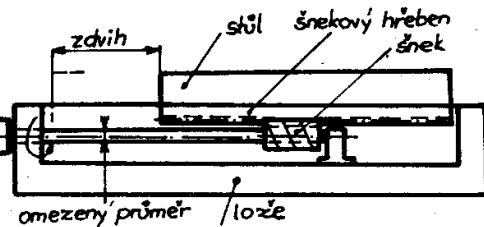
Tento mechanizmus lze využívat ve dvou principiálních variantách dle obr.145. První daleko méně využívaná varianta A je tvorena hřidelem se šnekovými závity po celé délce zdvihové části. Nevýhodou je zkrucování dlouhého šnekového hřidele. Nejčastější použití má druhá varianta označená B se šnekem a šnekovým hřebenem, zejména k pohonu stolů portálových frézek. Princip záběru je na obr.146.

### 7.4 Šnek a šnekový hřeben

A. se šnekovým hřidelem

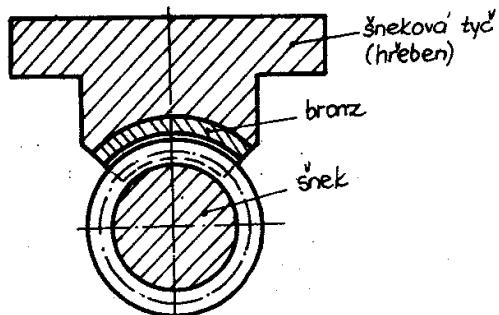


B. se šnekem

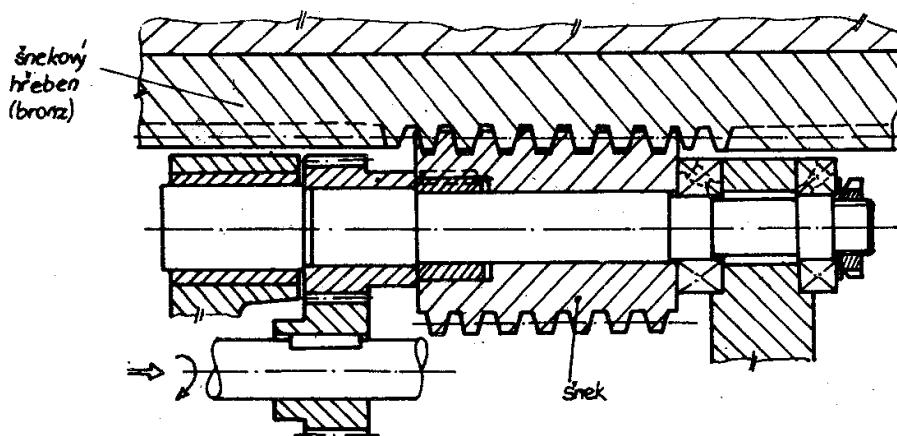


Obr.145.: Princip pohonu šnekovým hřebenem

Styk mezi šnekem a hřebenem je mnohem příznivější než mezi šnekem a ozubeným hřebenem, neboť šnekový hřeben tvoří částečnou matici. Proto je zde opotřebení značně menší než v předešlém případě, dokonce menší než u šroubu a matice, neboť styk mezi šroubem a maticí může být dobře mazán tím, že šnek brodí v oleji. Pohon šneku lze provést přímo hnacím hřidelem, který ovšem musí mít délku větší než zdvih stolu, z čehož plyne malá torzní



Obr.146.: Záběr šneku se šnekovým hřebenem

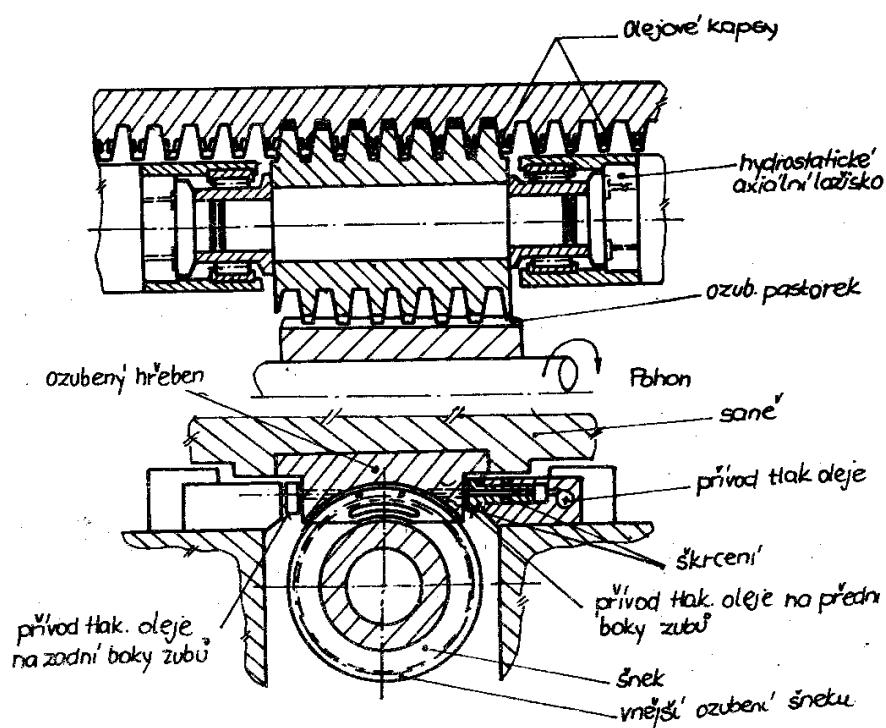


Obr.147.: Pohon šneku se šnekovým hřebenem

tuhost. Proto se častěji využívá provedení s pohonem šneku přes ocelový pastorek dle obr.147. Uvedený princip pohonu přes ozubené kola sice tuto nevýhodu odstraní, má ale druhou nevýhodu v omezeném průměru hnacího pastorku, který musí být menší než je průměr šneku.

Šnek se dělá z oceli, šnekový hřeben z bronzu. Měrný tlak mezi šnekem a hřebenem lze přitom volit 800 až 1200 Ncm<sup>-2</sup>. Pro menší měrné tlaky (400 až 600 Ncm<sup>-2</sup>) lze volit ocelový, cementovaný a kalený šnek a šnekový hřeben ze speciální litiny. Délka šneku bývá rovna asi 8 až 10 roztečím.

Pro posuvové systémy s vysokou hodnotou převodu lze často využít výhodně i hydrostatický princip šnekového hřebene dle obr.148 (princip Johnson Drive). Vhodné oblasti využití je zejména u velkých obráběcích strojů pro pohon posuvů pracovních stolů, např. u portálových frézek. Výhody spočívají zejména v minimálním tření a vysoké tuhosti. Z vyobrazení je zřejmá základní funkce. Ozubená šneková tyč je opatřena olejovými kapsami, do kterých je postupně přiváděn tlakový olej pomocí posuvných přívodů, dotlačovaných na boky ozubeného hřebene, vždy jen do sekce kapes, které jsou v záběru se šnekem. Únikový olej z kapes stéká volně přes šnek kapse, které jsou v záběru se šnekem. Pohon šneku je proveden ozubením od ozubeného pastorku na hnacím hřídeli spojeném přímo s náhonovým motorem.

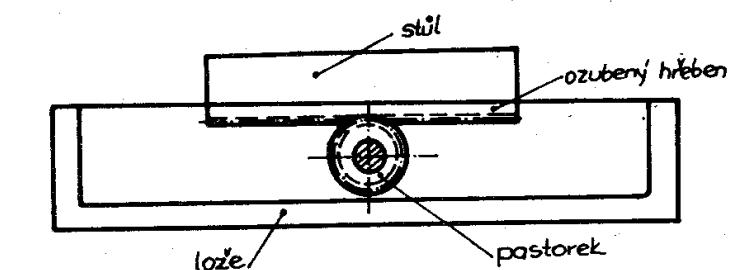


Obr.148.: Pohon hydrostatickým šnekiem a šnekovým hřebenem

#### 7.5 Pastorek a ozubený hřeben

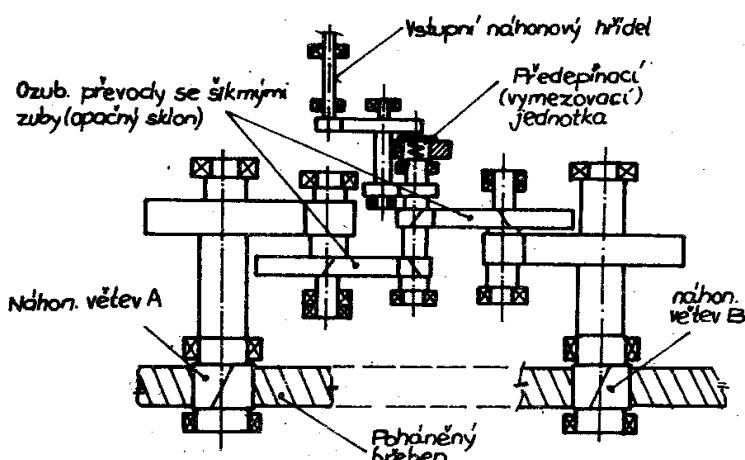
Pro pohony posuvů pracovních stolů s dlouhými zdvihy (vyvrtávací stroje, holovky apod.) je použití posuvových šroubů již nevhodné (tuhost, vysoké otáčky, velký převod aj.). Zde nachází výhodné uplatnění princip pohonu ozubeným hřebenem a pastorkem. Má proti šroubu a matici menší převod, lepší účinnost a menší tuhost

Přesnost je obvykle menší než přesnost šroubu a matice, neboť se hřeben nedá vyrobit na běžných strojích s potřebnou přesností. Proto se ho používá tam, kde není za potřebí přesného odměřování dráhy, např. k posuvu supportu soustruhů. V poslední době se používá pastorku a hřebenu v automatických systémech i k přesnému odměřování délky. Jejich výrobě však musí být věnována patřičná péče. Současně se musí vymezovat mezi pastorkem a hřebenem vůle.



Obr.149.: Princip pohonu pastorkem a ozubeným hřebenem

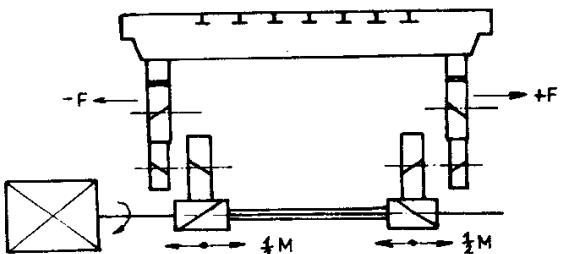
Princip je uveden na obr.149. Další vlastnosti je nesamosvornost, což vyžaduje jištění pro havarijní stavy (výpadek elektrického proudu).



Obr.150.: Pohon pastorkem a hřebenem s vymezením vůle

Vymezení vůlí v pohonu lze docílit např. řešením dle obr.150. Princip řešení je v tom, že posuvný hřídel s dvojicí pastorek s opačným sklonem šikmých zubů, je trvale dotlačován do záběru pružinou (nebo hydraulicky) a tím je vymezená vůle v obou větvích pohonu A a B.

Pro pohony stolů o velkých rozměrech je výhodné použití duplexního pastorku a hřebenu dle obr.151. Hřebeny mohou být o 1/2 rozteče přesazeny a sklon šikmých zubů májí opačný smysl. Praktické využití tohoto principu pohonu je zejména pro pohon stolů hoblovek a vyvrtávaček větších velikostí. Výhodou je rovnoměrné rozdělení kroutícího momentu na obě větve kinematiky pohonu. Opačný smysl sklonu šikmých zubů vyrovnává přídavné radiální síly  $\pm F$ .



Při dimenzování náhonových motorů pro všechny dosud uvedené mechanizmy, je nutno vždy dle známých metod provést redukci všech rotačních a translačních hmot na vstupní náhonový hřídel, dle základních vztahů uvedených na obr.152.

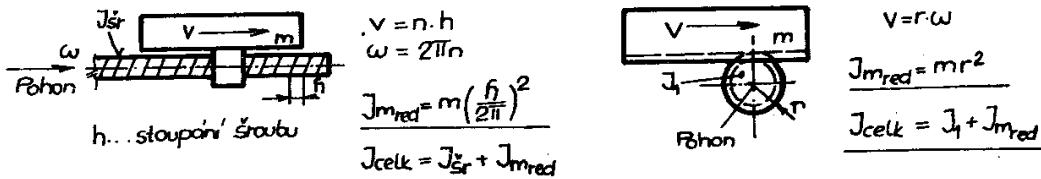
Obr.151.: Duplexní pohon stolu hoblovky

I. Redukce momentů setrvačnosti rotačních částí pohonu na náhonový hřídel:

$$\begin{aligned} \text{Pohon} & \quad \omega_1 & I &= \frac{\omega_1}{\omega_2} \\ & \quad \omega_2 & \frac{J_2}{2} \cdot \omega_2^2 &= \frac{J_{2\text{red}}}{2} \cdot \omega_1^2 \\ & \quad J_2 & J_{2\text{red}} &= J_2 \cdot \frac{1}{i^2} \\ & & J_{\text{celk}} &= J_1 + J_{2\text{red}} \end{aligned}$$

II. Redukce translačních hmot na náhonový hřídel:

$$\frac{m}{2} v^2 = \frac{J_{m\text{red}}}{2} \cdot \omega^2 \Rightarrow J_{m\text{red}} = m \left( \frac{v}{\omega} \right)^2$$



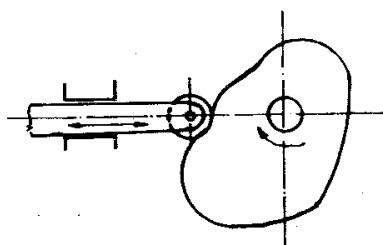
Obr.152.: Redukce momentů setrvačnosti na náhonový hřídel

## 7.6 Vačkové mechanizmy

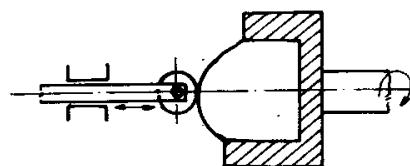
Vaček se používá k přeměně otáčivého pohybu v přímočarý tam, kde se má rychlosť během pohybu měnit a kde se má opakovat pohyb o stejně dráze (o stejném zdvihiu). Jsou buď ploché (obr.153), nebo bubnové (obr.154). Osa plochých vaček je kolmá ke směru přímočarého pohybu smýkadla, osa vaček bubnových je s ním rovnoběžná. Pro velké zdvihy jsou výhodnější vačky bubnové.

Vačkové mechanizmy umožňují realizaci složitých přímočarých pohybů. Při řešení tvaru vačky je nutno dbát na to :

- aby nedošlo k odlehnutí kladky od vačky,
- aby nedocházelo k nadměrnému opotřebení vlivem velkých zrychlení.



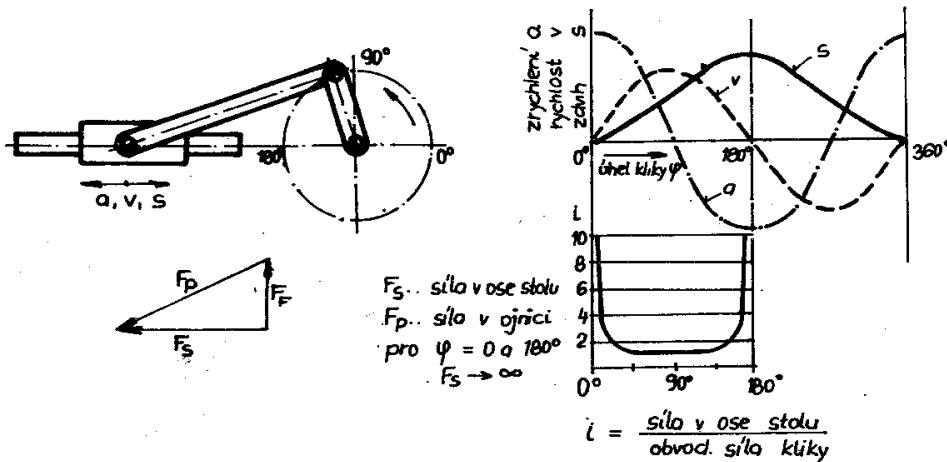
Obr.153.: Vačka plochá (obvodová)



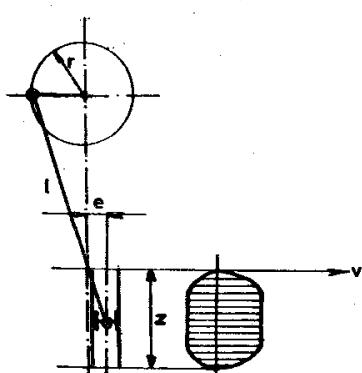
Obr.154.: Vačka bubnová (čelní)

### 7.7 Klikové mechanizmy

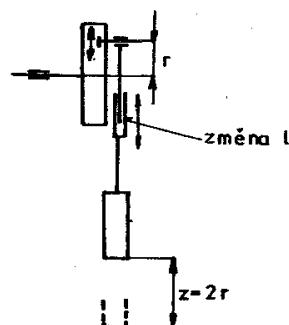
Normální (centrický) klikový mechanizmus dle obr.155 má v obráběcích strojích velmi malé využití, zejména pro velké časové ztráty vlivem zpětného zdvihu, jehož čas je stejný jako čas pracovního zdvihu. Častější využití nachází ve tvářecích strojích (kolenový mechanizmus), kdy je využíván progresivní růst převodového poměru v koncových polohách.



Obr.155.: Klikový mechanizmus



Obr.156.: Excentrický klikový mechanizmus

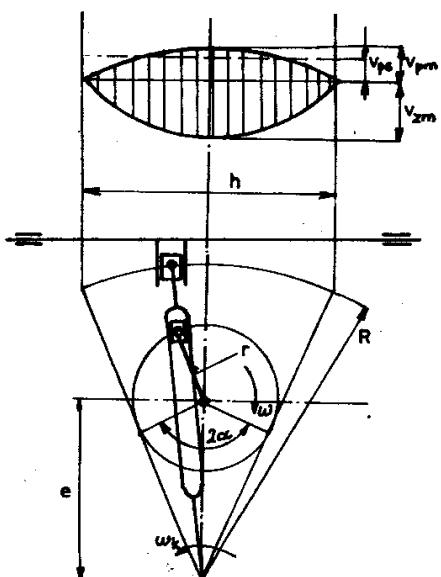


Obr.157.: Klikový mechanizmus  
svislé obrážečky

Větší použití mají excentrické klikové mechanizmy kdy výosením dle obr.156 dostaneme různé rychlosti pro pohyb pracovní a zpětný. Hodnota zrychlení je však poměrně malá, do cca 20 %. Na obr.157 je princip pohonu svislé obrážečky pomocí klikového mechanizmu. Změnou poloměru kliky z měníme velikost zdvihu z a změnou délky l měníme polohu pracovního zdvihu.

### 7.8 Kulisové mechanizmy

Kulisových mechanizmů se používá poměrně často, neboť s nimi lze jednoduše dosáhnout přímočarého pohybu v obou smyslech bez rázů v úvratích, u nichž pohyb vpřed (pracovní) probíhá s menší rychlostí a pohyb zpět s rychlostí vyšší.



Obr.158.: Kulisový mechanizmus s kyvavou kulisou

Význam označení jednotlivých veličin je zřejmý z obr.158. Maximální úhlové rychlosti kulisy při pracovním pohybu (vpřed) je :

$$\omega_{kpm} = \frac{\omega r}{a + r}$$

Tomu přísluší maximální rychlosť pracovního pohybu smýkadla :

$$V_{pm} = \omega \cdot R = \frac{\omega r}{a + r} \cdot R$$

Maximální úhlová rychlosť kulisy při zpětném pohybu smýkadla je :

$$\omega_{kzm} = \frac{\omega r}{a - r}$$

Princip kulisového (Whitworthova) mechanizmu s kyvavou kulisou je na obr.158. Otáčí-li se klika konstantní úhlovou rychlosťí  $\omega$ , je pracovní čas nástroje:

$$t_p = \frac{2(\pi - \alpha)}{\omega}$$

a čas, po který se smýkadlo s nástrojem vrací zpět, je :

$$t_z = \frac{2\alpha}{\omega}$$

Poměr mezi časem pracovním a časem pro pohyb zpět je :

$$\frac{t_z}{t_p} = \frac{\alpha}{\pi - \alpha}$$

kde

$$\alpha = \arccos \frac{r}{a}$$

Zdvih smýkadla je :

$$h = \frac{2Rr}{a}$$

Tomu přísluší maximální rychlosť smýkadla při zpětném pohybu:

$$v_{zm} = \omega_r \cdot R = \frac{\omega r}{c - r} \cdot R$$

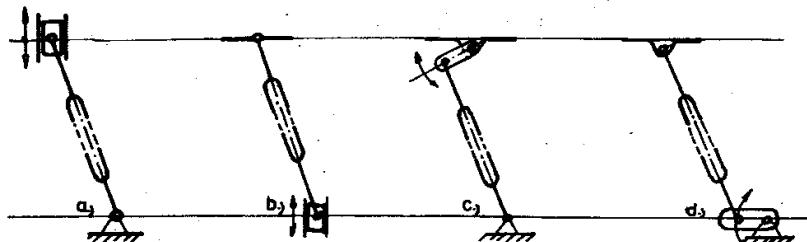
Střední pracovní rychlosť smýkadla je:

$$v_{ps} = \frac{h}{t_p} = \frac{wh}{2(\pi - \alpha)}$$

a střední rychlosť zpětného pohybu:

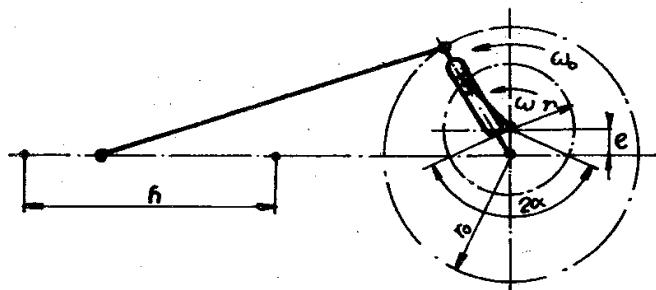
$$v_{zs} = \frac{h}{t_z} = \frac{wh}{2\alpha}$$

Konstrukční provedení kulisových mechanizmů může být dle obr. 159 ve 4 variantách a, b, c, d. V praxi se setkáváme nejčastěji s provedením c a d, neboť jsou výrobně jednodušší a mají lepší účinnost (místo kluzné posuvné dvojice je zde dvojice rotační).



Obr. 159.: Provedení kulisových mechanizmů

Popsaný mechanizmus s kývavou kulisou má nevýhodu v proměnlivé pracovní rychlosti a ve změně poměru rychlosťi zpětného pohybu k rychlosťi pracovní, při změně velikosti pracovního zdvihu.



Obr. 160.: Kulisový mechanizmus s otočnou kulisou

Umístili se osa kulisy uvnitř klikové kružnice, vznikne kulisový mechanizmus s otáčivou kulisou dle obr. 160. Smýkadelo je spojeno s kulisou pomocí ojnice.

Průběh rychlosti je podobný jako u mechanizmu s kývavou kulisou. Čas pracovního pohybu přísluší opět úhlu ( $2\theta - 2\alpha$ ) a je dán rovnicí:

$$t_p = \frac{2(\theta - \alpha)}{\omega}$$

a čas zpětného pohybu je dán vztahem:

$$t_z = \frac{2\alpha}{\omega}$$

Pro nekonečně dlouhou ojnice je maximální rychlosť pracovního pohybu smykadla rovna maximální obvodové rychlosťi kulisy o poloměru  $r_0$  a platí pro ni rovnice:

$$v_{pm} = \frac{\omega \cdot r}{c + r} \cdot r_0$$

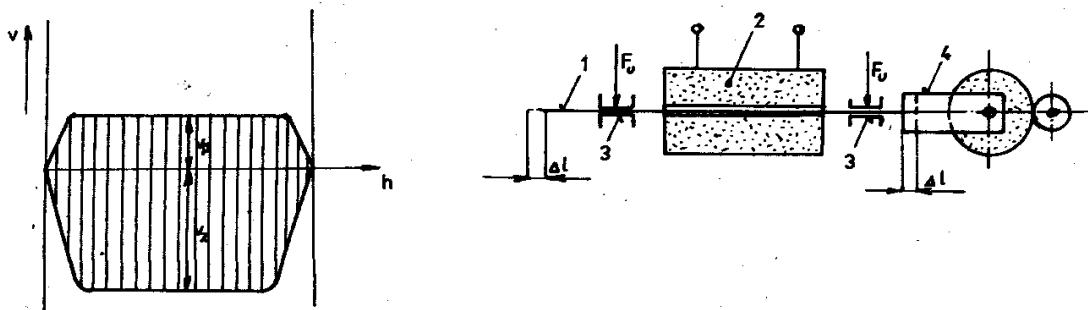
$$\text{kde } R = r_0$$

Podobně pro maximální rychlosť při zpětném pohybu platí:

$$v_{zm} = \frac{\omega \cdot r}{c - r} \cdot r_0$$

Výhodou tohoto mechanizmu je, že při změně délky zdvihu (změnou délky ramene  $r_0$ ) je poměr mezi maximální rychlosťí zpětného a pracovního pohybu stálý, nezávislý na délce zdvihu.

Některé novější konstrukce obráběcích strojů (obrážeček) používají místo mechanického pohonu kulisou pohon hydraulický, který odstraňuje nevýhody spočívající v proměnlivé pracovní i zpětné rychlosći. U hydraulického pohonu je velikost pracovní i zpětné rychlosći během zdvihu konstantní dle obr. 161. Hydraulický pohon je však dražší a náročnější na údržbu.



Obr. 162.: Magnetostriktivní mechanizmus

Obr. 161.: Průběh rychlosí u hydraulického pohonu

### 7.9 Mechanismus magnetostriktivní

Pro dosažení velmi krátkých pohybů, řádově tisíceiny mm, využívá se tzv. magnetostriktivního jevu, který spočívá v tom, že těleso z magnetického materiálu, vsunuté do magnetického pole, změní nepatrně svou délku. Konstrukční uspořádání je schematicky znázorněno na obr. 162. Hrubé přestavení brusných saní se děje pomocí

ručního kolečka a pohybového šroubu. Pouzdro 1 z magnetického materiálu prochází cívkou 2 a dvěma hydraulickými svěracími kroužky 3, jimiž může být střídavě upnuto. Střídavým upínáním a uvolňováním pouzdra v kroužcích a magnetováním se saně 4, k nimž je pouzdro 1 upevněno, pohybují po přítrzích v jednom nebo druhém smyslu. Velikost jednotlivých elementárních posunutí saní je dána změnou délky pouzdra, po jeho zmagnetování. Toto zařízení je výhodné zejména pro samočinné stavění polohy brusného kotouče.

## 8. M E C H A N I Z M Y P R O PŘ E R U Š O V A N Y P O H Y B

U některých druhů obráběcích strojů je třeba, aby se nástroj nebo obrobek pohyboval pouze v určitých časových úsecích. Přitom může jít jak o pohybu přímočaré, tak otáčivé, periodické i neperiodické. Periodickému přerušovanému pohybu ve spojení se zajištěním přesné polohy za klidu se říká často zkráceně "indexování". Přerušovaného pohybu se dosáhne nejčastěji těmito způsoby:

- rohatkou s západkou,
- maltézskými mechanizmy,
- vačkou,
- vypínáním a zapínáním pohonu.

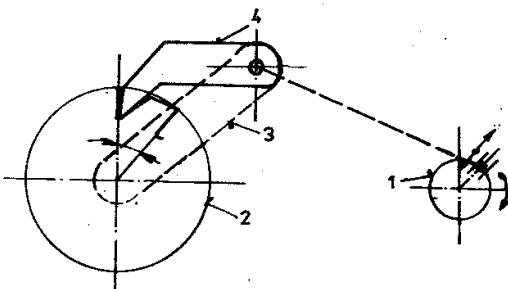
### 8.1 R o h a t k a s e z á p a d k o u

Hodí se pro pohyby po velmi krátkých drahách (např. příslušenství sanioně-klikum). Základní funkční princip je znázorněn na obr. 163.

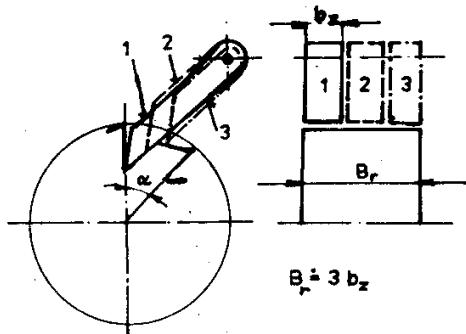
Kývavý pohyb ramena 3 se západkou 4, odvozený od stále se otáčejícího hřídele s klikovým kotoučem 1, klikovým mechanizmem, se mění v pootočení rohatky 2. Podle potřeby je možné od pootočení rohatky odvadit přímočáry posuvný pohyb, např. pomocí šroubu a matice. Čas klidu a čas pohybu jsou stejné. Úhlová rychlosť ramena 3 je v úvratích nulová, proto zabírá západka se zuby rohatky s počáteční zulovou rychlosťí a začátek pohybu je prakticky bez rázů. Úhel potočení rohatky na jeden výkyv západky je nejvýš 90 až 100°, obvykle však mnohem méně.

Velikost úhlu potočení rohatky se dá změnit změnou poloměru klyky v drážce klikového kotouče 1.

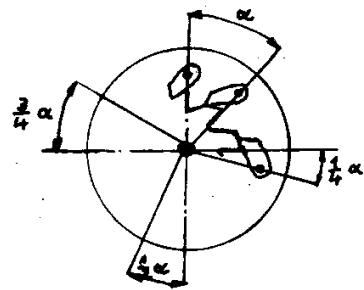
Pro menší zdvihy lze použít více západek dle obr. 164. Výhodou je menší počet



Obr. 163.: Mechanismus s rohatkou a západkou



Obr.164.: Mechanismus s více západkami vedle sebe

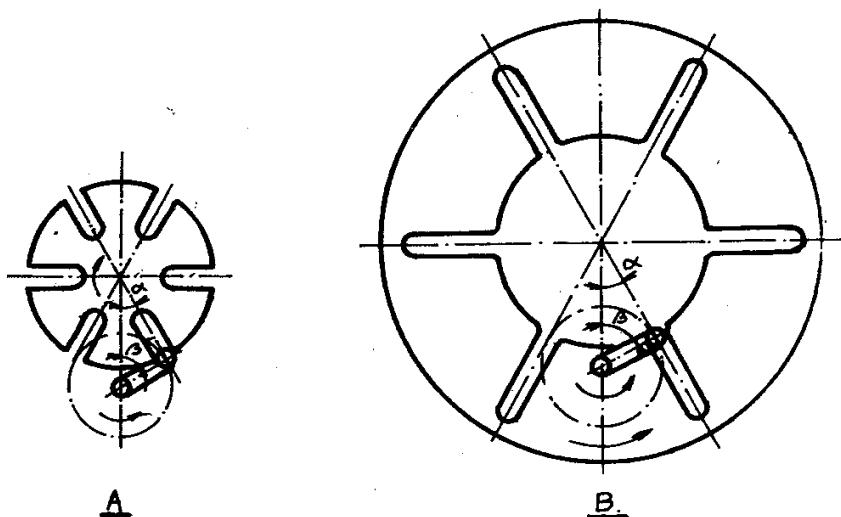


Obr.165.: Mechanismus s více západkami po obvodě

zubů rohatky ( $1/3$ ), nevýhodou je velká šířka rohatky. Pro malé zdvihy lze rovněž použít provedení dle obr.165, kde západkový kotouč se natáčí o úhel  $\alpha/4$  a západky zabírají postupně.

## 8.2 Maltézský mechanizmus

Maltézských mechanizmů se používá tam, kde je třeba pootáčet nějakou částí obráběcího stroje periodicky přerušovaně, vždy o stále stejný úhel, např. k pootočení revolverové hlavy, k pootočení bubnu s vřeteny několikavřetenových automatů a poloautomatů, k pootočení stolu s obrobky u stavebnicových obráběcích strojů apod. Při rovnoměrném otáčení kliky dle obr.166 pootočí se maltézský kotouč přerušovaně periodicky. Po kinematické stránce odpovídá tento mechanizmus kulisovému (Whitworthovu) mechanizmu. V uvedeném vyobrazení je znázorněn maltézský mechanizmus vnější (A) a maltézský mechanizmus vnitřní (B).



Obr.166.: Maltézský mechanizmus vnější a vnitřní

A. Maltézský mechanizmus vnější :

Otačí-li se klika konstantní úhlovou rychlosí, je pro úhel pootočení kliky  $2(\theta - \beta)$  ( obr.166) kotouč v klidu. Otačí-li se pomocí maltézského mechanizmu revolverová hleva nebo buben s vřeteny či stůl s obrobky, pak mohou během doby kli- du kotouče nástroje pracovat a čas, po který je kotouč v klidu, odpovídá času hlav- nímu ( $t_h$ ). Čas, po který se kotouč pootáčí (odpovídající úhlu pootočení  $2\beta$ ), je pak čas vedlejší ( $t_v$ ). Je tedy :

$$\frac{t_v}{t_h} = \frac{2\beta}{2\theta - 2\beta}$$

Do rovnice dosadíme podle obr.166 :

$$\beta = \frac{\theta}{2} - \alpha \quad \alpha = \frac{\pi}{2z}$$

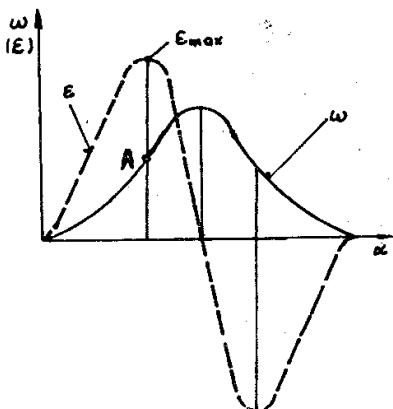
je-li  $z$  počet drážek maltézského kotouče, a dostaneme po úpravě:

$$\frac{t_v}{t_h} = \frac{z-2}{z+2}$$

Se zřetelem na produktivitu práce je výhodné, je-li tento poměr co nejmenší.

Je zřejmé, že čím menší je počet drážek, tím menší je poměr mezi časem pootá- čení a časem klidu.

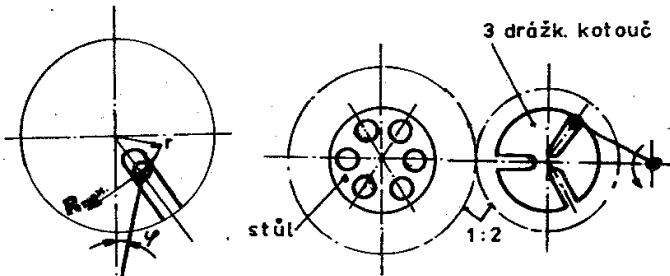
Rychlosí kotouče má symetrický průběh dle obr.167. Křivka zrychlení má rovněž symetrický průběh v obou polovinách, v každé polovině má však jiný smysl. Maximální rychlosí kotouče přísluší nulovému zrychlení. Maximální zrychlení  $\epsilon_{max}$  je v inflexním bodě A. Zde také dochází k největšímu opotřebení kladky, neboť zde půso- bí největší reakce  $R_{max}$  na malém poloměru  $r$  dle obr.168.



Obr.167.: Průběh rychlosí a zrychlení

Obr.168.: Zatížení kladky

Obr.169.: Maltézský mechanizmus s převodem



menší. Požaduje-li se větší počet dělení, vloží se mezi maltézský kotouč a součást která se má pootácat, ozubená kola potřebná pro převod dle obr.169.

#### B. Maltézský mechanizmus vnitřní (obr.166,B):

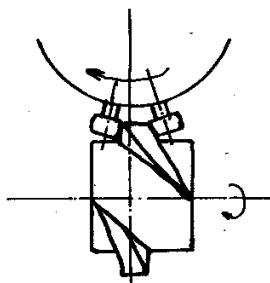
Má na rozdíl od mechanizmu vnějšího čas pro pootáčení (vedlejší) větší než je čas klidu (hlavní) dle vztahu

$$\frac{t_v}{t_h} = \frac{z+2}{z-2}$$

Proto nelze tento princip používat při rovnoměrném nepřerušovaném otáčení kliky. Pohon má být řešen tak, že se klika po pootočení maltézského kotouče zastaví a po skončení času hlavního opět uvede v otáčení. Maximální úhlové zrychlení je zde mnohem menší než u vnějšího mechanizmu.

### 8.3 Vačkové mechanizmy

Výhodou vačkových mechanizmů je možnost volby vhodného průběhu zrychlení a tím lepší časové využití. Nevýhodou je složitost výroby. Na obr.170 je příklad globoidní vačky. Činné ploše vačky je možno opět dát vhodný tvar, aby zrychlení mělo příznivý průběh.



Obr.170.: Globoidní vačka

### 8.4 Vypínání a zapínání pohonu

Pohyb se v tomto případě odvozuje buď od některého hřídele hnecího ústrojí stroje, nebo od samostatného elektromotoru, zastavuje a spouští se vypnutím a zapnutím spojky nebo elektromotoru. Počátek a konec pohybu se řídí např. rozvodným hřídelem, otácejícím se jednou za pracovní cyklus.

## 9. POLOHOVACÍ MEC HANIZMY

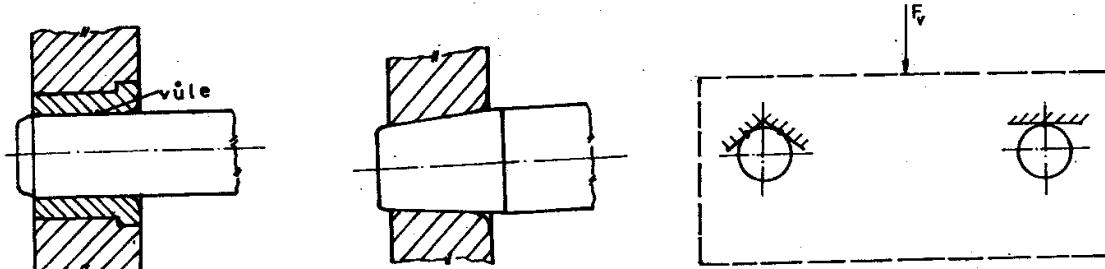
Jejich úkolem je ustavit určitou část obráběcího stroje (pracovní stůl, buben, revolverovou hlavu apod.) do potřebné polohy, v požadované přesnosti a v této poloze ji zajistit proti vlivu řezných sil. Podle požadované přesnosti a charakteru vnějších sil používáme různé principy polohovacích mechanizmů:

### Válcový čep (obr.171):

Položování pomocí válcového čepu má výhodu v jednoduchosti provedení. Nevýhodou je omezená přesnost, neboť pro funkci mechanizmu je nutná určitá vůle mezi čepem a pouzdrem. V některých případech lze tuto nevýhodu odstranit použitím principu 3-bodového polohování dle obr.173, kdy je však nutný další přídavný mechanizmus, zpravidla hydraulický, pro vyvození síly  $F_v$  pro vymezení vůlí v polohovacích čepech a pouzdrách.

### Kuželový čep (obr.172):

Kuželový index vymezí po dosednutí vůli mezi čepem a pouzdem, takže při bezvůlovém vedení indexu zajistí vysokou přesnost polohy. Nevýhodami jsou přídavná axiální síla trvale působící na polohovanou část, vyšší pracnost a nutnost pevné ochrany proti vniknutí nečistot (třísky) mezi funkční polohovací plochy. Další nevýhodou je opotřebení kuželové plochy indexu a pouzdra z důvodu přímkového styku během počáteční fáze dotahování do přesné polohy.



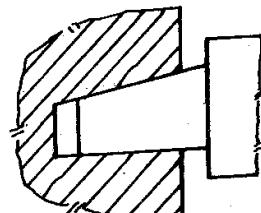
Obr.171.: Válcový čep

Obr.172.: Kuželový čep

Obr.173.: Tříbodové polohování válcovými čepy

### Plochý klínový index (obr.174):

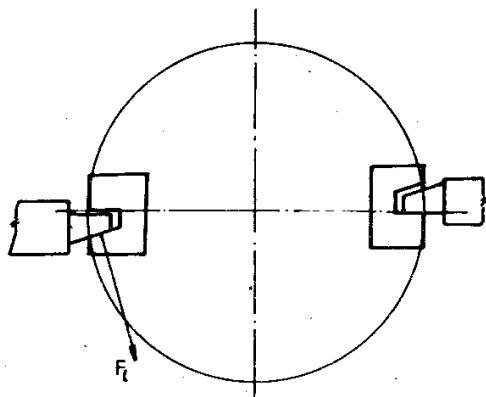
Často používaný princip s jednou plochou s úkosem pro dotahování do přesné polohy a s jednou plochou rovinou, která určuje požadovanou polohu indexované časťi. Výhodou je, že dochází jen k minimálnímu opotřebení přesné funkční plochy indexu v rámci pružných deformací a opotřebení dotahovací úkosové plochy nemá na přesnost polohy vliv.



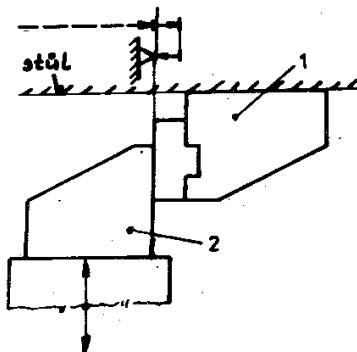
### Položování pomocí 2 indexů (obr.175):

Použitím 2 indexů (1 s funkční plochou klínovou a 1 s rovinou polohovací plochou) lze docílit vysokou přesnost polohování. Vlivem indexovací síly  $F_i$  vyvozené dotahovacím indexem dojde k vymezení všech vůlí v uložení obou indexů i polohované části (stolu).

Obr.174.: Klínový index jednostranný



Obr.175.: Polohování dvěma klinovými indexy

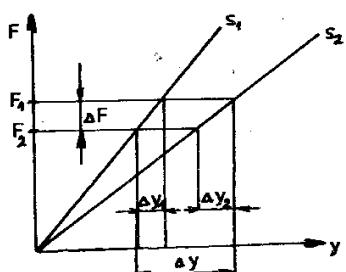


Obr.176.: Polohování reverzaci otočné části

#### Indexování reverzací polohované části (obr.176):

Tento princip je často používán pro svoje výhody spočívající zejména ve vysoce přesnosti a jednoduchosti provedení. Polohovaná část má v potřebných polohách připevněné indexovací dorazy 1, které během polohovacího zdvihu (otočného nebo přímočarého) svým úkosem stlačí polohovací index 2, po přejetí polohy se index účinkem pružiny nebo tlakového oleje vysune a reverzaci pohonu dojde k dotlačení roviné funkční plochy indexovací vložky na polohovací index.

Na přesnost polohování u všech polohovacích mechanizmů má vliv tuhost polohovacích prvků a velikost indexovací síly dle obr.177. Při proměnlivé indexovací síle (vlivem účinnosti převodů, kolísání tlaku a hydrauliky apod.) může dojít k nepřesnostem polohy  $\Delta y_1$ ,  $\Delta y_2$ . Přistoupí-li k tomuto vlivu ještě rozdílná tuhost jednotlivých polohovacích prvků, může být nepřesnost polohy v hodnotě  $\Delta y$ . Z těchto důvodů je nutno při konstrukci polohovacích mechanizmů dbát na konstantní velikost indexovací síly a stejnou tuhost všech indexovacích prvků.



Obr.177.: Vlivy na přesnost polohování

#### 10. VŘETENA OBRÁBECÍCH STROJŮ

Úlohou vřetena je zaručit obrobku (u soustruhů) nebo nástroji (u frézky, vrtačky, brusky) přesný otáčivý pohyb, tj. takový, při němž se dráhy jednotlivých bodů obrobků nebo nástroje liší od kružnice jen v přípustných mezích. Funkce vřetena je zde shodná s funkcí kruhového vedení a vřeteno se od něho liší pouze tvarem.

Vřeteno obráběcího stroje je uloženo ve dvou radiálních a v jednom nebo dvou axiálních ložiskách. Konec vřetena, který vyčnívá ze skříně vřeteníku, nazývá se přední konec; je vhodně upraven pro nasazení nebo upnutí obrobku či nástroje. Úprava předního konce vřetena závisí na druhu stroje a je normalizována. Ložisko bližší přednímu konci vřetena se nazývá přední nebo hlavní a má rozhodující vliv na přesnost otáčivého pohybu vřetena.

Vřeteno představuje velmi důležitý prvek ve skladbě obráběcích strojů a proto jsou na konstrukční provedení kladený náročné požadavky:

- přesnost chodu - je určena velikost tzv. radiálního a axiálního házení;
- dokonalé vedení - vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru, mění-li jeho zatížení směr a smysl;
- v uložení vřetena musí být možno vymezovat vůli vzniklou opotřebením;
- ztráty v uložení vřetena musí být co nejmenší (účinnost, oteplování a tepelné dilatace, změna polohy a funkce);
- vřeteno musí být tuhé - jeho deformace spolu s přesností chodu má rozhodující vliv na přesnost práce obráběcího stroje.

#### 10.1 Přesnost chodu vřetena

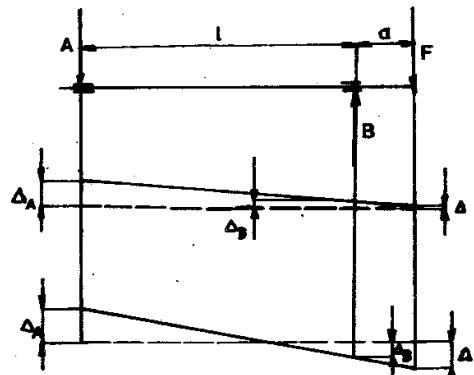
Přesnost chodu vřetena se kontroluje na předním konci vřetena na té ploše, která má přímý vliv na přesnost otáčení obrobku (upínací kužel pro soustružnický hrot; plocha pro upevnění upínací desky či sklíčidla apod.), nebo nástroje (kuželová plocha podle ČSN).

Radiální házení je dáno :

- nepřesnosti otáčení vřetena, kdy osa vřetena mění během jedné otáčky svou polohu mezi dvěma krajními body; přičinou je, že jedno nebo obě ložiska házejí;
- nesouososti plochy, na níž měříme, s osou otáčení;
- neokrouhlým tvarem příslušné plochy.

Výsledné radiální házení naměřeným úhylkoměrem je tedy složeno z těchto tří dílčích házení. Poslední dva příčiny omezíme zvýšením přesnosti při obrábění (zmenšením přípustných výrobních tolerancí). Nepřesnost otáčení vřetena (příčina první) je způsobena radiálním házením ložisek.

Vliv radiálního házení ložisek na radiální házení předního konce vřetena je závislý na poměru délky výložení  $a$  ke vzdálenosti ložisek  $l$  a na větělosti a směru házení obou ložisek. Je-li házení předního ložiska  $\Delta_B$  a zadního  $\Delta_A$  stejného směru a smyslu, platí podle obr.178 :



Obr.178.: Vliv házení ložisek na přesnost chodu

$$\frac{\Delta_A - \Delta}{\Delta_B - \Delta} = \frac{l+a}{a} \quad \text{a z toho} \quad \Delta = \frac{\Delta_B(a+l) - \Delta_A a}{l} = \Delta_B + \frac{a}{l}(\Delta_B - \Delta_A)$$

Bude-li:  $\frac{\Delta_A}{\Delta_B} = \frac{l+a}{a}$  bude  $\Delta = 0$  a vřeteno nebude na volném konci házet.

V praxi ovšem nelze s tímto případem počítat. Obecně však platí pravidlo pro volbu a montáž uložení vřeten obráběcích strojů :

Aby radiální házení předního konce vřetena bylo co nejmenší, je třeba zvolit přední ložisko (hlavní) přesnější, tj. s menším házením než zadní a montovat je tak, aby obě házela v jedné rovině ve stejném smyslu. Pro hlavní ložisko se použije valivého ložiska se zvýšenou přesností chodu a pro zadní ložisko se použije ložisko běžné přesnosti. Bude-li házení obou ložisek v jedné rovině o opačných smyslech bude výsledné házení na předním konci vřetena největší dle vztahu :

$$\Delta = \Delta_B + \frac{a}{l} (\Delta_B + \Delta_A)$$

Axiální házení se měří na čelní ploše vřetena a je způsobeno :

- axiálním házením ložiska,
- nedokonalou kolmostí čelní plochy k ose otáčení.

Axiální házení přírub (nebo upínací desky) se zdánlivě odstraní, obrábí-li se příslušná plocha po montáži, na vlastním stroji.

## 10.2 Tuhost vřetena a uložení

Jak již bylo řečeno v kapitole o tuhosti a kmitání, má tuhost vřetena značný vliv na přesnost práce i na dynamickou stabilitu obráběcího stroje. Obvykle se udává tuhost vřetena na jeho předním konci, na nějž se upevňuje upínací zařízení s obrobkem nebo nástrojem, neboť deformace v tomto místě má přímý vliv na jakost práce.

Celková deformace vřetena je dána dle obr.179 součtem dílčích deformací vřetena, ložisek a skříně :

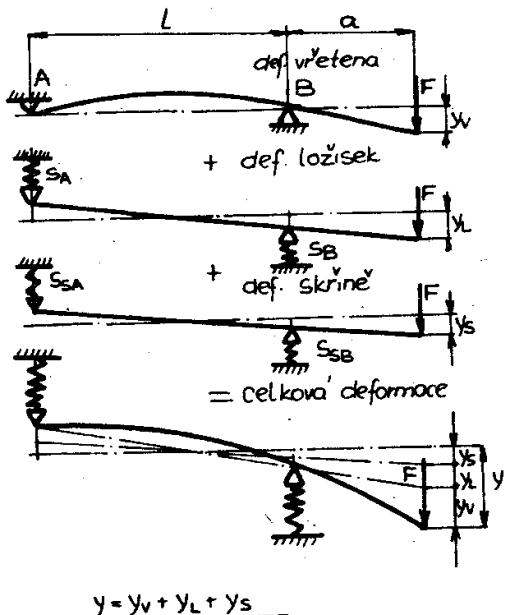
$$y = y_v + y_l + y_s$$

Jednotlivé složky deformace lze matematicky definovat a pro dané podmínky určit.

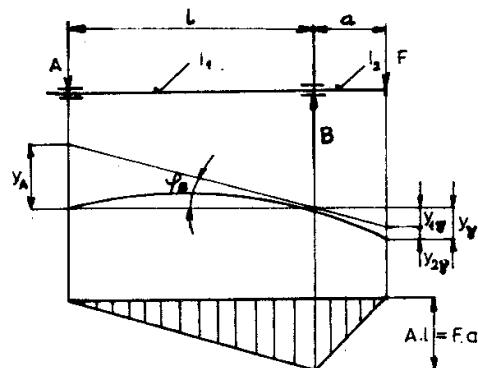
Velikost dílčí deformace vřetena  $y_v$  můžeme definovat (za předpokladu dokonale tuhých ložisek) dle obr.180.

Vřeteno se rozdělí na dvě části, na část mezi ložisky o délce  $l$  a momentu setrvačnosti  $I_1$ , a převislý konec o délce  $a$  a momentu setrvačnosti  $I_2$ . Průhyb na konci převislého konce vřetena způsobený silou  $F$  (v tomto místě působící) je :

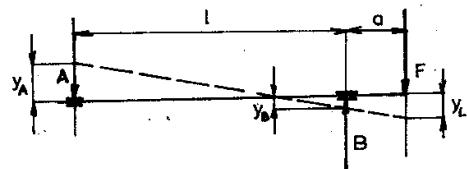
$$y_v = y_{1v} + y_{2v}$$



Obr.179.: Deformace vřetena - vliv tuhosti vřetena, ložisek, skřině



Obr.180.: Vliv poddajnosti vřetena



Obr.181.: Vliv poddajnosti ložisek

Zde je složka  $y_{1v}$  složka průhybu způsobená deformací vřetena mezi ložisky a  $y_{2v}$  průhyb převislého konce vřetena. Podle vyobrazení platí:  $y_{1v} = \varphi_B \cdot a$

kde  $\varphi_B$  je úhel sklonu ohybové čáry v ložisku B.

$\varphi_B = \frac{y_A}{l}$  kde  $y_A$  je myšlený průhyb části vřetena mezi ložisky pro případ, že by tato část byla v ložisku B větknuta a na konci A zatížená reakcí ložiska A:

$$A = \frac{F \cdot a}{l}$$

Použitím známého vzorce z nauky o pružnosti a pevnosti dostaneme:

$$y_A = \frac{A \cdot l_3}{3E \cdot l_1} = \frac{F \cdot a \cdot l^2}{3 \cdot E \cdot l_1}$$

$$\varphi_B = \frac{y}{l} = \frac{F \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot l_1} \quad \text{a z toho} \quad y_{1v} = \varphi_B \cdot a = \frac{F \cdot a^2 \cdot l}{3 \cdot E \cdot l_1}$$

Pro deformaci převislého konce dostaneme z téhož vztahu  $y_{2v} = \frac{F \cdot a^3}{3 \cdot E \cdot l_2}$

Výsledný průhyb vřetena na jeho konci v místě působení síly F pak bude:

$$y_v = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \left( \frac{l}{l_1} + \frac{a}{l_2} \right)$$

Tuhost vřetena je dále ovlivněna tuhostí uložení, tj. deformacemi obou ložisek způsobenými reakcemi. Známe-li tuhost ložiska  $s_A$ ,  $s_B$  nebo jejich poddajnost  $P_A$ ,  $P_B$ , můžeme vyjádřit vliv jejich deformace na úhrnnou deformaci vřetena podle obr. 181 (za předpokladu dokonale tuhého vřetena) :

$$y_L = (y_A + y_B) \frac{a+l}{l} - y_A \quad \text{a po úpravě} \quad y_L = y_A \cdot \frac{a}{l} + y_B \frac{a+l}{l}$$

Deformace ložisek  $y_A$ ,  $y_B$  vyjádříme pomocí reakcí a poddajnosti :

$$y_A = A \cdot P_A = \frac{F_a}{l} \cdot P_A ; \quad y_B = B \cdot P_B = \frac{F(a+l)}{l} \cdot P_B$$

Dosazením do předcházející rovnice pak dostaneme :

$$\underline{y_L = \frac{F}{l^2} [a^2 \cdot P_A + (a+l)^2 \cdot P_B]}$$

Poslední část celkové deformace způsobená poddajností skříně (tělesa vřetenu)  $y_s$  může být rovněž matematicky definována. Vztahy musí být odvozeny vždy pro daný konkrétní případ, výpočet je poměrně složitý a vhodný pro účelné využití výpočetní techniky.

Výsledná deformace na konci vřetena, způsobená poddajností vřetena a ložisek bude :  $y = y_v + y_L$

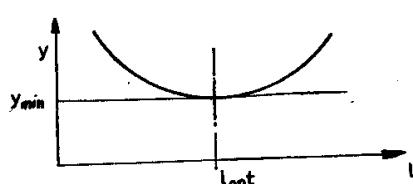
a dosazením

$$y = \frac{F \cdot a^2}{3E} \left( \frac{l}{l_1} + \frac{a}{l_2} \right) + \frac{F}{l^2} [a^2 \cdot P_A + (a+l)^2 \cdot P_B]$$

Z výrazu pro  $y_v$  vyplývá, že tato deformace se zmenšuje se zmenšující se vzdáleností ložisek  $l$ . Naproti tomu zmenšující se vzdálenosti ložisek  $l$  se deformace  $y_L$  zvětšuje. Bude tedy pro každé vřeteno a jeho uložení existovat určitá vzdálenost ložisek  $l_0$ , již bude příslušet nejmenší úhrnná deformace na konci vřetena. Tuto optimální vzdálenost  $l_0$  zjistíme stanovením minima funkce  $y = f(l)$ , obr. 182.

Upravíme výraz pro celkovou deformaci  $y$ :

$$y = F \left[ \frac{a^2}{l^2} (P_A + P_B) + \frac{2a}{l} P_B + \frac{a^2 l}{3E \cdot l_1} + \frac{a^3}{3E \cdot l_2} + P_B \right]$$



Provedeme derivaci  $y$  podle  $l$  a položíme rovnou 0 :

$$\frac{\delta y}{\delta l} = 0 = - \frac{2a^2}{l^3} (P_A + P_B) - \frac{2a}{l^2} P_B + \frac{a^2}{3E \cdot l_1}$$

Obr. 182.: Optimální vzdálenost ložisek

$$l^3 - \frac{6E \cdot l \cdot l_1}{a} P_B - 6E \cdot l_1 (P_A + P_B) = 0$$

Tato rovnice odpovídá schématu:

$$x^3 + qx + r = 0$$

kde

$$q = -\frac{6 \cdot E \cdot l}{a} P_B \quad a \quad r = -6 \cdot E \cdot l \cdot (P_A + P_B)$$

Tato rovnice má tři kořeny, z nichž pouze první je reálný a má tedy význam

$$X_1 = U + V$$

kde

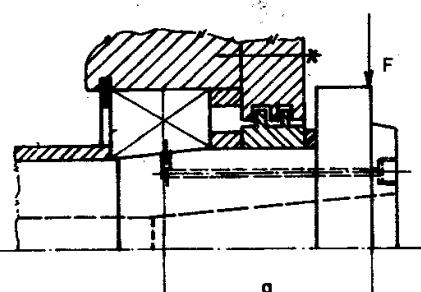
$$U = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r + \sqrt{\bar{z}}}, \quad V = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r - \sqrt{\bar{z}}}, \quad \bar{z} = \frac{1}{4}r^2 + \frac{1}{27}q^3$$

S dostatečnou přesností lze rovnici typu

$$x^3 + qx + r = 0$$

řešit graficky. Takto stanovenou optimální vzdálenost ložisek  $l_o$ , pak použijeme pro výpočet deformace a tuhosti vřetena.

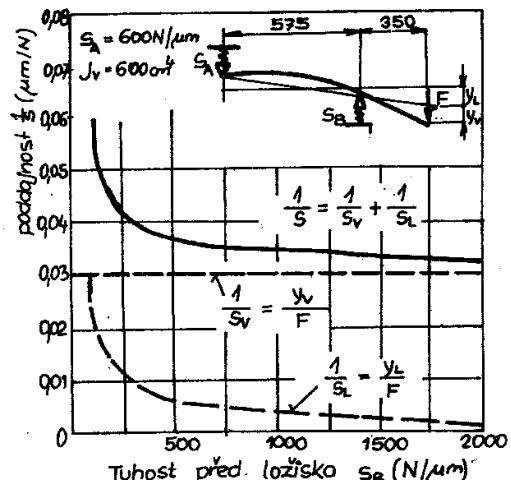
Na příkladu konkrétního provedení vřetena dle obr. 183 je uveden vliv tuhosti předního ložiska na celkovou deformaci vřetena. Je zde zřejmé, že tuhosti ložisek s hodnotami  $s_B > 750 \text{ N}/\mu\text{m}$  již v podstatě neovlivní celkovou tuhost vřetena. Proto je výhodné vždy provést optimizační výpočet, tj. výpočet optimální vzdálenosti ložisek pro dosažení co nejmenší celkové deformace.



Obr. 184.: Přední konec vřetena

- Závěrem lze shrnout, že rozhodující vliv na kvalitu vřetena má pro dané podmínky tj. vnější zatížení F a vyložení a zejména :
- vzdálenost l (je nutno najít optimální l);
  - tuhost vřetena tj.  $I_1, I_2$  (má být co největší);
  - tuhost uložení tj.  $P_A, P_B$  (co nejmenší poddajnost, zejména předního ložiska).

Příklad konstrukčního provedení konce vřetena je uveden na obr. 184.



Obr. 183.: Příklad poddajnosti vřetena dle tuhosti předního ložiska

## 11. LOŽISKA PRO VŘETENA OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Úkolem ložisek je radiální a axiální uložení vřetena a zachycení sil na vřetenou působících. Svou funkcí představují vlastně kruhová vedení. K uložení vřeten se používá ložisek kluzných a valivých v širokém sortimentu typů a provedení. Na konstrukční provedení a funkční vlastnosti ložisek vřeten obráběcích strojů klade me tyto požadavky :

- Přesnost : ložisko nesmí házet - nemění-li se při otáčejícím se čepu směr zatížení, musí mít čep kluzného ložiska přesný rotační tvar. Totéž platí i pro čep valivého ložiska, neboť vnitřní kroužek je poměrně tenký a přejímá do jisté míry tvar čepu. Stejně zásady musí platit i pro pánev kluzného ložiska, či vnější kroužek valivého ložiska, jestliže se mění směr zatížení s otáčením čepu.
- Co největší tuhost : tento požadavek platí nejen pro stroje hrubovací, ale i pro stroje dokončovací, u nichž je sice zatížení ložiska malé, ale i deformace musí být minimální se zřetelem na vysokou přesnost. U kluzných ložisek je tuhost ovlivněna tloušťkou olejového filmu a tuhostí pánve se zřetelem na její uložení v tělese vřeteníku. Totéž platí i pro uložení vnitřního a vnějšího kroužku valivého ložiska. U valivého ložiska má dále značný vliv na tuhost druh valivých tělisek (kuličky, válečky), jejich počet, velikost, vůle, popřípadě předepnutí v ložisku. Se zvětšující se vůlí tuhost klesá, s rostoucím předepnutím naopak stoupá.
- Malé pasivní odpory : ztrátová práce v ložisku se mění v teplo; tím se zhoršuje funkce ložiska (změna vůle či předpětí) a tepelné změny (dilatace) oteplujícího se vřetena i skříně vřeteníku mají za následek změnu polohy vřetena na úkor přesnosti. Proto je nutno věnovat vždy pozornost přívodu optimálního množství maziva pro mazání i odvod tepla. Valivá ložiska s vůlí mají menší pasivní odpory než tatáž ložiska s předpětím.
- Malé opotřebení : opotřebení má za následek zvětšení vůle v ložisku, což vede ke snížení přesnosti chodu. Proto je třeba zajistit vždy konkrétní mazání a dále vysokou jakost opracování funkčních ploch ložiska, resp. valivých tělisek.
- Klidný chod : u valivých ložisek se během otáčení mění poloha valivých tělisek vzhledem k zatížení ložiska. Jelikož klec s valivými těly se otáčí polovičními otáčkami čepu, bude frekvence kmitání způsobena postupným zatěžováním a odlehčováním valivých tělisek :

$$f = \frac{\omega}{2z} \quad \begin{aligned} \omega &\dots \text{úhlová rychlosť čepu} \\ z &\dots \text{počet valivých tělisek} \end{aligned}$$

U kluzných tělisek působí příznivě tlumící účinek mazacího oleje.

- Možnost vymezování vůle : velikost vůle má vliv na přesnost chodu a tuhost vřetena. Je tedy nutno mít vždy možnost regulace této vůle podle provozních podmínek.
- Jednoduchá údržba a spolehlivost : poškozená kluzná ložiska jsou zpravidla opravitelná, valivá ložiska lze díky důsledné normalizaci vyměnit.

## 11.1 Ložiska kluzná

Podstatnou výhodou kluzných ložisek je snazší dosažení požadované přesnosti chodu než u ložisek valivých. Kromě toho nejsou tato ložiska tak citlivá na výrobni nepřesnosti a tlumení vibrace a rázy.

Kromě uložení vřeten, kde se kladou vysoké požadavky na přesnost a klidnost chodu, používá se dnes kluzných ložisek i v řadě dalších případů (uložení hřídelu ručních pák a přesouvadel a jiných pomaloběžných s málo zatížených hřídelů, občas se pohybujících).

Nemá-li se ložisko předčasně opotřebit, popř. zadřít, musí se čep stykat s pární prostřednictvím nosného prostředí (kapaliny nebo plynu), jehož tlak odpovídá zatížení ložiska. Podle původu tlaku nosného prostředí lze dělit kluzná ložiska na :

- hydrodynamická, u nichž vzniká tlak nosného prostředí (oleje) přímo v ložisku otáčením čepu,
- hydrostatická (pneumostatická), u nichž tlak nosného prostředí (oleje nebo vzduchu) pochází od vnějšího zdroje nacházejícího se mimo ložisko. Při vysokém počtu otáček se dostavuje u hydrostatických ložisek hydrodynamický účinek vyvolaný otácejícím se čepem, takže pak lze mluvit o ložiskách kombinovaných.

### 11.1.1 Hydrodynamická, kluzná ložiska

Mají pro použití v obráběcích strojích určité výhody a nevýhody. Jejich výhodou je zejména :

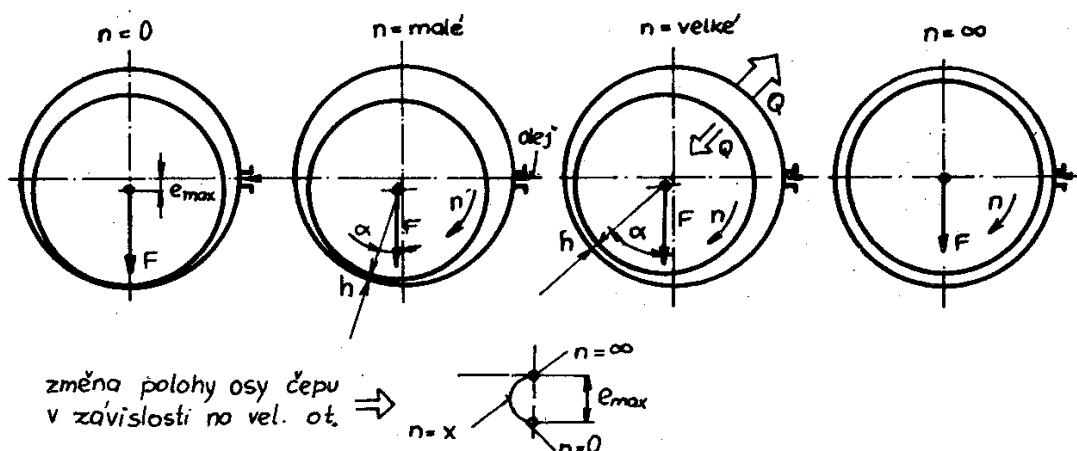
- velká přesnost, neboť k dosažení přesného otáčení postačí pouze dodržet přesnou kruhovitost čepu (je-li při otáčení čepu zatížení stálého směru, např. při soustružení), nebo pánev (otáčí-li se zatížení s čepem, např. při vyvrátení);
- jednoduchost, neboť potřebný tlak nosného prostředí vzniká přímo v ložisku;
- olejová vrstva tlumí kmitání;
- malé vnější rozměry.

Oproti tomu mají své nevýhody dle obr. 185:

- hydrodynamické tření se mění v teplo, čep se více deformuje; s rostoucími otáčkami se průměr čepu zvětšuje a tím se zmenšuje tloušťka olejového filmu; čep dále mění polohu své osy;
- je nutné mazání s funkcí odvodu tepla;
- potřebný tlak nosného prostředí vzniká v ložisku teprve při určité obvodové rychlosti čepu, proto při rozbití prochází ložisko fází suchého a mezního tření, kdy se styká čep přímo s pární a kdy dochází k značnému opotřebení čepu a pánevy. Proto je zapotřebí, aby se ložiska rozbitala bez zatížení a pokud možno krátkou dobu.

Dále budou uvedeny hlavní typy používaných hydrodynamických kluzných ložisek:

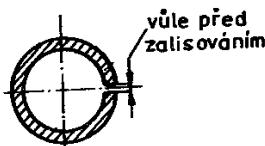
- Pevné kluzné pouzdro: představuje nejlevnější typ kluzného hydrodynamického



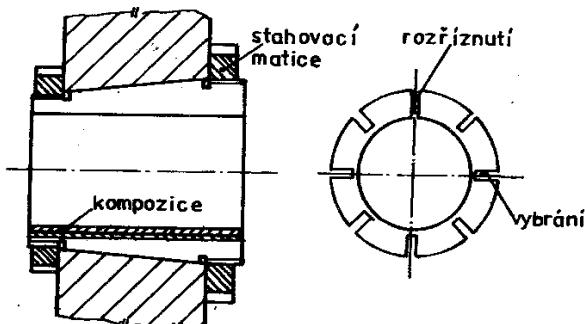
Obr.185.: Princip kluzného, hydrodynamického ložiska



Obr.186.: Pevné, kluzné pouzdro



Obr.187.: Pružné, kluzné pouzdro



Obr.188.: Stavitelná, kuželová pánev

zasahovat do míst, kde se tvoří nosný olejový film.

V takto provedených běžných ložiskách dochází při zvyšování nebo snižování počtu otáček vřetena ke změně jeho polohy v páni. Další uvedená řešení tuto nevýhodu ve větší nebo menší míře odstraňují.

ložiska (obr.186), použitelný ovšem jen pro méně náročné aplikace.

- Pružná kluzná pouzdra (obr.187) :

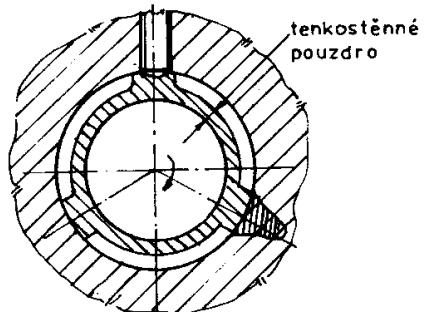
Po zalisování do otvoru se výle v rozříznutí pouzdra vymezí. Po opotřebení je poměrně snadná výměna pouzdra za nové.

- Stavitelná kuželová pánev (obr.188) :

Na uvedeném vyobrazení je dříve často používané kluzné ložisko s bronzovou páneví. Výle se vymezuje zatežením páneve s kuželovým povrchem do kuželové díry. Pánev je rozříznuta a na několika místech naříznuta, aby byla poddajná. Rozříznutí nesmí být v místě přívodu oleje a v místě, kde vzniká nosný olejový film. Také mezecí drážky nesmějí

- Mackensonovo ložisko (obr.189) :

U rychloběžných vřeten (brusek) se používá pánev, které se úmyslně deformují, aby mezi čepem a páneví vzniklo několik (ohyvky 3 nebo 5) klinovitých prostorů, vhodných pro vytvoření nosného olejového filmu.

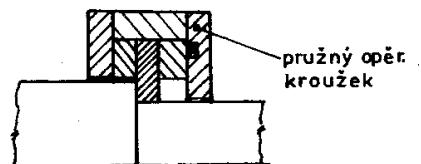
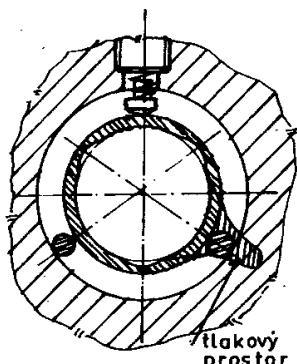


- Kluzné hydrodynamické ložisko Hostar, Hostax

(obr.190 a 191) :

Na uvedených vyobrazeních je konstrukční uspořádání Mackensonova ložiska TOS Hostivař (uložení brusných i pracovních vřeten). Nevýhodou Mackensonova ložiska je jeho malá tuhost, a

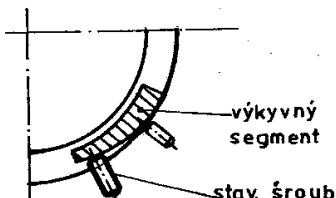
Obr.189.: Ložisko Mackenso-  
novo



Obr.191.: Kluzné ložisko Hostax

Obr.190.: Kluzné ložisko Hostar

proto se ho používá pouze pro malé zatížení. Výhodou je automatické vymezování výle pomo-  
cí pružného prvku .



- Kluzné hydrodynamické ložisko Filmatic

(obr.192) :

Představuje jiné provedení ložiska, u něhož nedochází ke změně polohy vřetena v páni při změně rychlosti otáčení. Pánev je vytvořena z pěti segmentů, které mají možnost se nakládat, takže se na obvodu čepu tvoří pět nosných olejových klinů, které radiálně předepínají čep vřetena. Tím se podstatně zmenšuje vliv velikosti zatížení a obvodové kluzné rychlosti na tloušťku olejového filmu, a tím na polohu čepu. Do ložiska se přivádí olej o přetlaku 0,03 až 0,05 MPa. Ložiska tohoto typu, označená názvem Filmatic, používá americká firma Cincinnati Milling k uložení vřeten brusek.

Obr.192.: Kluzné ložisko Filmatic

### 11.1.2 Hydrostatická, kluzná ložiska

Mají oproti hydrodynamickým některé další výhody, jako zejména :

- Poněvadž tlak nosného prostředí pochází od vnějšího zdroje, lze tato ložiska zařídit plně již za klidu (od nulových otáček), aniž je nebezpečí jejich nadmerného opotřebení a zadření.
- Tlakové prostředí působí na celém obvodu čepu a odstraňuje tak vliv výle v ložisku na polohu osy otáčení.
- Čep je obvodově předepnut, a proto poloha osy otáčení nezávisí napočtu otáček.
- Jejich tuhost nezávisí prakticky na otáčkách.
- Poněvadž je tlak nosného prostředí větší než tlak atmosférický, je zabráněno vnikání nečistot z vnějšku do ložiska.
- Vykazují velmi malý součinitel tření, mají klidný chod.

Naproti tomu mají proti hydrodynamickým ložiskům tyto nevýhody :

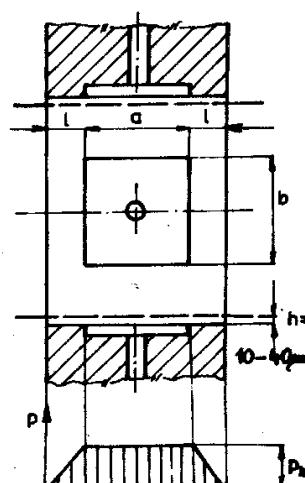
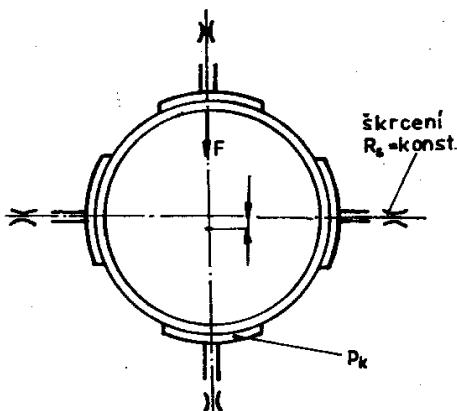
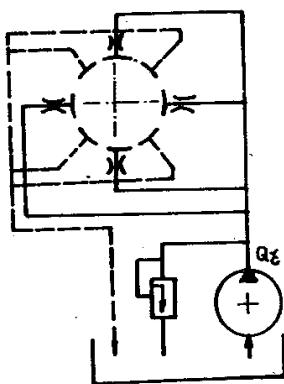
- Jsou složitější a výrobně náročnější. Čep i pánev musí být vyrobeny s větší rozmerovou přesností.
- Vyžadují vnější zdroj tlakového prostředí.
- Před spuštěním musí být v ložisku tlakové prostředí o požadovaném tlaku.

Hydrostatická ložiska jsou vyráběna ve třech principiálních variantách :

- S jedním čerpadlem a škrzením :

Princip je uveden na obr. 193. Jedno čerpadlo dodává tlakový olej do všech kapes ložiska přes škrťcí ventily. Ve stejném obrázku je vyznačeno schéma konstrukčního provedení ložiska. Jelikož škrzení je konstantní, mění se velikost dodávaného množství dle velikosti výle mezi čepem a pouzdrem podle velikosti zatížení vnější silou  $F$ . Důsledkem je změna polohy čepu. Výhodou tohoto principu je poměrná jednoduchost provedení a tím i nižší cena. Nevýhodou je nižší tuhost uložení.

Schéma hydraul.  
obvodu



Obr. 193.: Hydrostatické ložisko s jedním čerpadlem

Určení potřebného množství  $Q$  tlakového oleje lze provést ze vztahu:

$$Q = \frac{\Delta p \cdot b \cdot h^3}{12 \mu \cdot l}$$

kde  $\mu$  - dynamická (absolutní) viskozita kapaliny,

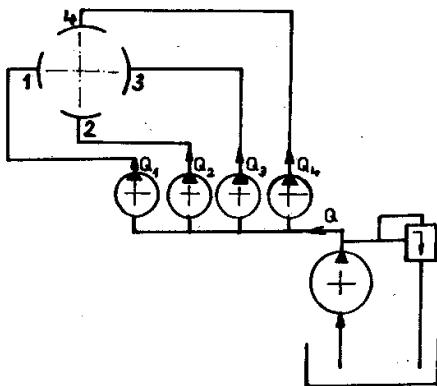
$\Delta p$  - pokles tlaku při výtoku z kapsy tj.  $\Delta p = p_k - p_o$

- S více čerpadly :

Princip tohoto systému je uveden na obr.194. Plnící čerpadlo dodává množství  $Q$  a odměrná čerpadla dodávají pro každou kapsu konstantní množství tlakového oleje tzn.

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

Tento princip vykazuje větší tuhost uložení, přibližně dvojnásobnou oproti principu s jedním čerpadlem. Nevýhodou je vyšší cena tohoto provedení.



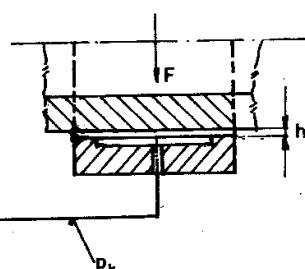
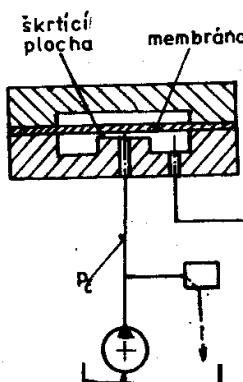
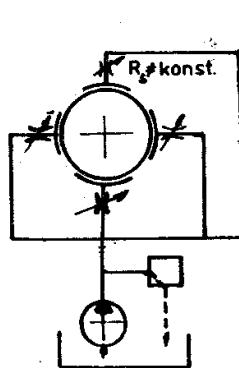
Obr.194.: Hydrostatické ložisko s více čerpadly

- Systém se škrcením závislým na zatížení :

Základní princip systému je uveden na obr.195.

Jedno čerpadlo dodává tlakový olej do kapes s předřazenými škrticími ventily s regulací průtoku v závislosti na vnějším zatížení ( $R_s \neq \text{konst}$ ).

Funkce tohoto systému spočívá v principu, že zvýšení tlaku v kapce účinkem vnějšího zatížení způsobí deformaci membrány a tím umožní větší průtok dodávané tlakové kapaliny.



Obr.195.: Systém se škrcením závislým na zatížení

Jelikož platí vztah:

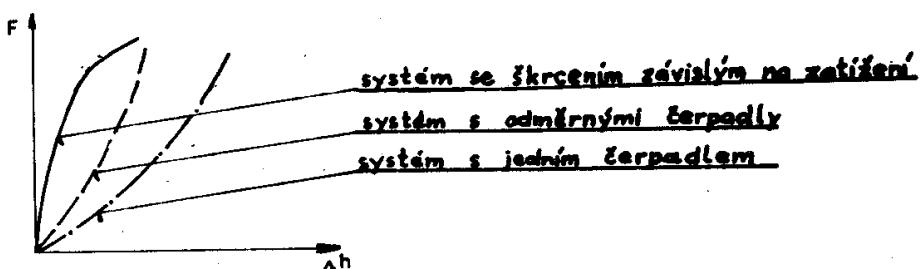
$$h^3 = \frac{Q \cdot 12 \mu \cdot l}{p_k \cdot b}$$

je zřejmé, že se změnou tlaku v kapce  $p_k$  se změní deformace membrány a tím se

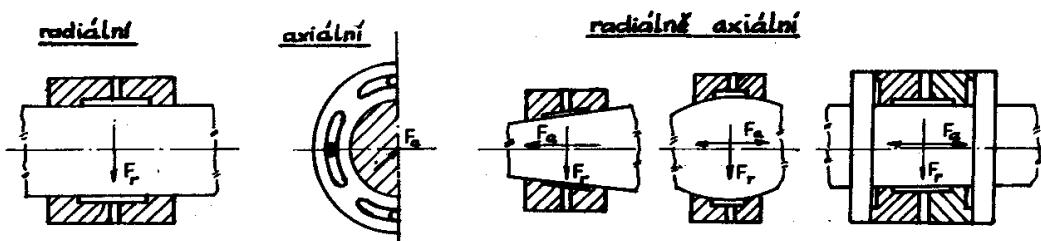
zvýší dodávané množství do kapsy hydrostatického ložiska.

Tento systém vykazuje největší tuhost uložení, je ovšem značně složitý a tím také nákladný.

Na dalším obr. 196 je znázorněno porovnání charakteristik tuhostí pro jednotlivé systémy hydrostatických ložisek.



Obr.196.: Porovnání charakteristik tuhosti



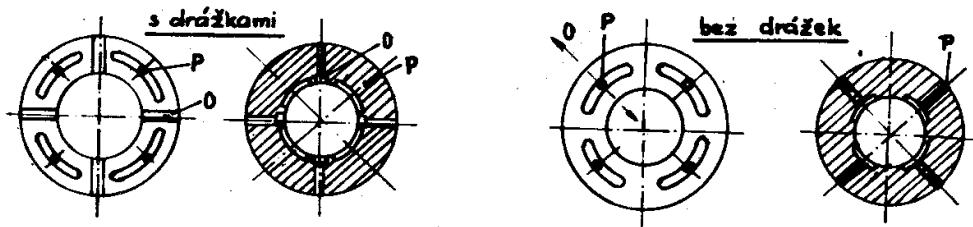
Obr.197.: Typy hydrostatických ložisek

Dále budou uvedeny příklady konstrukčního provedení hydrostatických ložisek. Členění typů hydrostatických ložisek (HS ložiska) podle charakteru vnějšího zatížení lze provést dle obr.197 takto :

- Radiální HS ložiska : jsou určena pro zachycení výhradně radiálních sil  $F_r$ .
- Axiální HS ložiska : jsou určena pro přenos výhradně axiálních sil  $F_a$ . Mohou být provedena s jednou nebo více kapsami.
- Kombinovaná HS ložiska : mohou přenášet radiální síly  $F_r$  i axiální síly  $F_a$  v jednom nebo obou směrech. Možnosti konstrukčního provedení jsou znázorněny ve vyobrazení.

Všechny uvedené typy HS ložisek mohou být dále řešeny ve dvou konstrukčních variantách dle obr.198:

- s drážkami mezi kapsami : tato varianta umožnuje lepší olovod tepla z ložiska, čili vykazuje dobrou teplotní stabilitu. Zvýšení úniku tlakového oleje z kaps na druhé straně způsobuje nižší tuhost uložení;
- bez drážek mezi kapsami : u této varianty olej odchází jen v jednom směru a

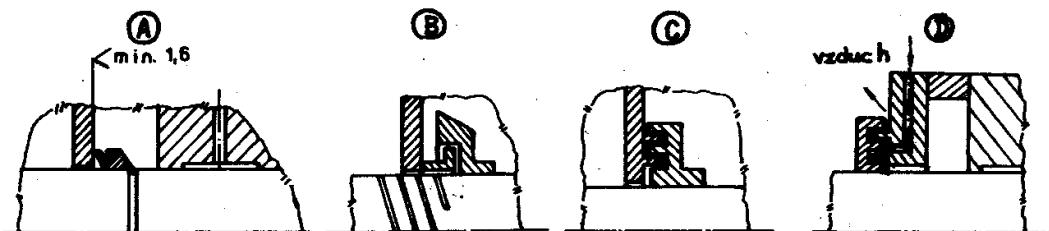


Obr.198.: Typy hydrostatických ložisek

tím má ložisko vyšší tuhost za cenu horší teplotní stability.

Důležitou otázkou při konstrukci HS ložisek je těsnění. Olej vytéka jící z kapes musí být odveden zpět do oběhového systému s minimálními ztrátami.

Pro utěsnění rotujících součástí (vřeten, hřídel apod.) se používá různých principů dle obr.199 :



Obr.199.: Používané principy těsnění

- Styková, pružná těsnění (var.A) :

nejstarší typ pružného těsnění představuje Gufero, které ovšem lze použít jen pro menší velikosti otáček a navíc Gufero způsobuje nepříznivé oteplování a má malou životnost. V poslední době je k dispozici nový typ pružného těsnění tzv. "V kroužek", který nemá nevýhody Gufera. Těsnící prýžový břit je nepatrnou silou přitlačován na kvalitně opracovanou plochu. Těsnění má dobrou životnost, lze jej použít i pro vysoké otáčky a způsobuje minimální oteplení.

- Bezdotykové těsnění (var.B, C) :

nemají nevýhody pružných dotykových těsnění při správném konstrukčním provedení. Nejjednodušším typem je odstíkový kroužek v provedení např. dle var.B. Často se používá těsnění pomocí nejrůznějších labyrintů např. dle var.C. Bezdotyková těsnění použitá samostatně mají jednu nevýhodu, že netěsní proti vlivu vnějšího prostředí (chladičí emulze, prach apod.) do vnitřního pracovního prostředí.

- Kombinovaná těsnění (var.⑩) :

pro odstranění uvedené nevýhody se používají často kombinovaná těsnění nejčastěji v kombinaci bezdotykového těsnění se stykovým pružným těsněním. Někdy lze výhodně použít tzv. "vzduchový zámek" (var.⑩), kde je vytvářen přetlak nebo podtlak v těsnících prostorách bezdotykového těsnění a zvýší se kvalita těsnění.

## 11.2 Ložiska valivá

Valivá ložiska v obráběcích strojích značně převládají nad ložisky kluznými. Používá se jich všeobecně k uložení hřídelů v převodovkách všech druhů a převládají i jako ložiska vrten, kde se uplatňují pro svou velkou tuhost a pro možnost úplného odstranění vůle.

### 11.2.1 Vlastnosti valivých ložisek

Valivá ložiska mají oproti kluzným řadu předností, z nichž lze uvést zejména tyto :

- Provozní spolehlivost a dobrá údržba.
- Nepatrý součinitel tření, nezávislý na rychlosti a přibližně stejný za chodu i za klidu ložiska ( $\mu = 0,0015$ ).
- Minimální ztráty výkonu a malé oteplování.
- Jednoduché mazání. Jsou-li valivá ložiska zamontována ve stěnách uzavřených skříní, v nichž jsou mazány záběry ozubených kol, není třeba valivá ložiska samostatně mazat. Olej se v tom případě rozstříká v mlhu, která vnikne do valivých ložisek a maže je. Je-li ložisko umístěno samostatně, maže se tukem. Pro výměnu tukové náplně platí běžná pravidla. Nesmí se připustit smíchání tuku s olejem, neboť v tom případě by se obě maziva znehodnocovala a ztrácela mazací schopnost.
- Za chodu se pouze nepatrě oteplují. Nejméně se otepluje ložiska kuličková, pak válečková, nejvíce kuželíková. Je-li v ložisku přebytek maziva, otepluje se neprůměrně hydraulickými ztrátemi vznikajícími probíháním valivých tělísek a klece mazivem.
- Zatížení a velikost otáček mohou během provozu kolísat.
- Mohou se ihned po montáži plně zatížit, neboť nevyžadují zahřání.
- Vysoká únosnost i při malých otáčkách, není nutné vytvoření olejového filmu.
- Mají krátkou stavební délku.
- Dá se u nich zcela odstranit vůle.
- Jsou velmi tuhé. Jejich tuhost lze zvětšit předepnutím.
- Dobrá a rychlá vyměnitelnost, neboť valivá ložiska jsou normalizována a seriově vyráběna u specializovaných výrobců (krátké dodací lhůty a vysoká kvalita).

Naproti tomu mají tyto nevýhody :

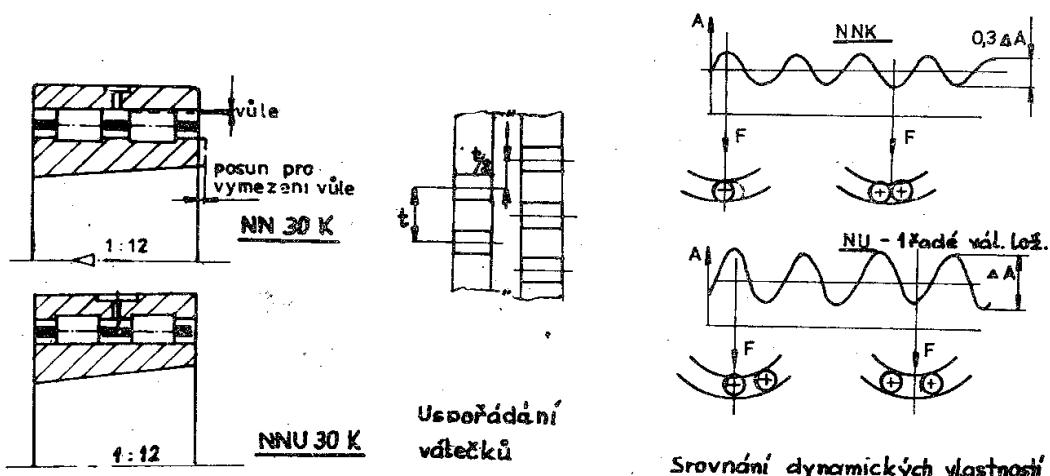
- Mají větší vnější průměr a někdy vyšší hmotnost.
- Jsou dražší než běžná kluzná ložiska.
- Nedají se opravit.
- Negativní vliv odstředivých sil u některých typů ložisek.

- Dá se u nich obtížněji dosáhnout přesného otáčení než u ložisek kluzných.
- Je třeba věnovat péči jejich uložení a montáži. Vnitřní a vnější kroužek musí být ve smontovaném stavu přesně souosé, při montáži nesmí vzniknout nežádoucí předpětí, které snižuje trvanlivost.
- Jsou citlivé na rázy.
- Netlumí kmitání a mohou být dokonce sama zdrojem kmitání, mají horší dynamické vlastnosti.
- Musí se chránit před vnikáním prachu.
- problémy s mazáním a chlazením při vysokých otáčkách.

Volba vhodného druhu ložiska se řídí zatížením a rychloběžností, napřípadě zvláštními požadavky kladenými na jejich chod v daných podmínkách využití.

#### 11.2.2 Přehled typů valivých ložisek

Sortiment typů valivých ložisek umožňuje volbu optimálního typu ložiska pro dané pracovní podmínky. K nejvíce používaným typům valivých ložisek, zejména pro uložení vřeten obráběcích strojů patří :



Obr.200.: Dvouřadé válečkové ložisko

#### Dvouřadé válečkové ložisko (obr.200)

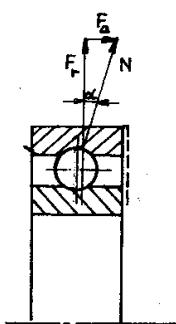
Tento typ ložiska je určen převážně pro výrobce obráběcích strojů a používá se pro uložení pracovních vřeten. Jeho konstrukční provedení je typické vnitřním kuželovým otvorem s kuželovitostí  $1 : 12$ , které umožňuje axiálním posunutím vymezení výlož. nebo předepnutí ložiska. Dalším charakteristickým konstrukčním rysem je uspořádání válečků, kde obě řady válečků jsou proti sobě o polovinu rozteče

přesazený. Zvětšením počtu stykových přímek po obvodu oběžných drah se zvýší tuhost a dynamické vlastnosti ložiska, jak je zřejmé ze srovnání jednořadého ložiska NU a dvouřadého NNK.

Tato ložiska mají dále vysokou únosnost a klidný chod. Pro zajištění optimálních podmínek pro mazání jsou v poslední době vyráběny s otvory pro přívod mazacího oleje umístěnými uprostřed vnějšího kroužku.

Některí výrobci ložisek dodávají i provedení ložiska NNU 30 K, které umožňuje vnitřní kroužek po navlečení na vřetenou přebrousit a tím vyloučit chyby výroby a zvýšit přesnost chodu vřetena.

#### Jednořadé kuličkové ložisko (obr.201) :



Tato ložiska jsou určena převážně pro uložení s radiálním zatížením, neboť jen malé axiální zatížení  $F_A$  vyvolá s ohledem na malý úhel styku  $\alpha$  vysokou hodnotu přidavného radiálního zatížení  $F_R$ . Mohou pracovat v oblastech vysokých otáček s minimálním oteplováním.

Pro uložení vřeten se tétoho ložisek používá jen zřídka, a to u vřeten pro malá zatížení a menší požadovanou přesnost.

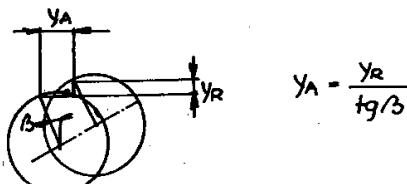
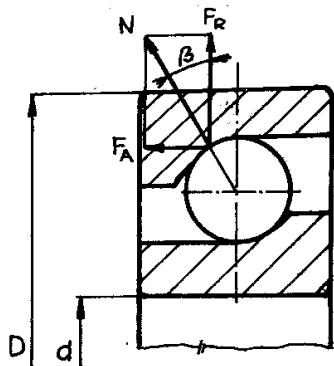
#### Kuličkové ložisko s kosouhlým stykem (obr.202)

Obr.201.: Jednořadé kuličkové ložisko

Úhel styku oběžných drah a valivých tělisek  $\beta$  je  $15^\circ$  nebo  $25^\circ$ . Zvětšením úhlu styku může ložisko přenášet

radiální a axiální zatížení a zvětšením úhlu styku se dále zvýší axiální tuhost. Ložiska mohou pracovat ve vysokých hodnotách otáček při velmi malém oteplování.

Použití je dánno vztahem :



$$\text{Plati': } S_A = \frac{F_A}{Y_A} \quad \text{a} \quad S_R = \frac{F_R}{Y_R}$$

$$F_A = F_R \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Velký vliv úhlu styku  $\beta$  na axiální tuhost ložiska  $\Rightarrow S_A = S_R \cdot \operatorname{tg}^2 \beta$

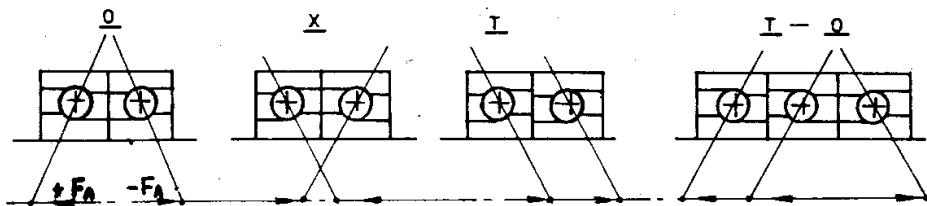
Obr.202.: Kuličkové ložisko s kosouhlým stykem

$n \cdot d_S \leq 20 \cdot 10^5 \text{ mm/min}$  .... pro ložiska s klecí z umělé hmoty

$n \cdot d_S \leq (7 \div 9) \cdot 10^5 \text{ mm/min}$  .... pro ložiska s bronzovou klecí

kde  $d_S = \frac{D+d}{2}$  [mm]

Ložiska s kosouhlým stykem se často používají ve skupinovém uspořádání pro zvýšení dovoleného zatížení. Některí výrobci již dodávají dvojice ložisek, kdy není nutné další dolícování. Stlačením obou ložisek k sobě je vytvořeno optimální předpětí. Varianty uspořádání ložisek jsou dle obr.203 následující :



Obr.203.: Varianty uspořádání ložisek s kosouhlým stykem

O uspořádání : vykazuje vyšší tuhost spojení s hřidelem a umožňuje přenos axiálních sil v obou smyslech.

X uspořádání : má menší tuhost spojení s hřidelem a může přenášet síly v obou smyslech.

I uspořádání : vykazuje zvýšenou axiální únosnost v jednom smyslu.

Kombinované uspořádání I - O : může přenášet axiální síly v obou smyslech a v jednom smyslu je zvýšena axiální únosnost. Variant kombinovaného uspořádání může být více, podle podmínek využití.

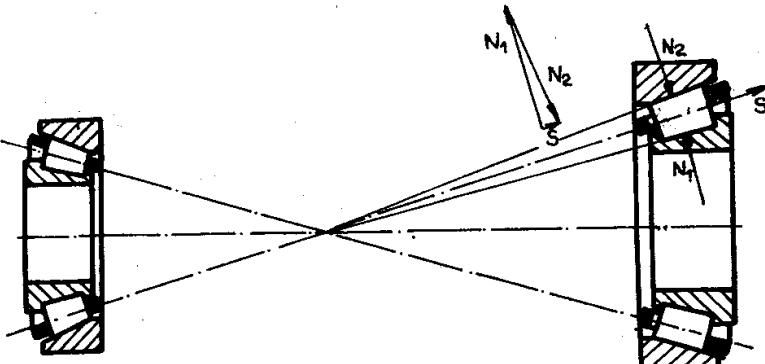
Spárované dvojice ložisek jsou od výrobce opatřeny na vnějším kroužku příslušným označením, např. O uspořádání : <>

#### Kuželíkové ložisko (obr.204):

Představuje typ ložiska s vysokou radiální i axiální únosností. Jsou ovšem náročná na výrobu a pouze někteří specializovaní výrobci je dokáží vyrobit v přesnosti potřebné pro uložení vřeten (Timken, FAG, aj.).

Vykazují poměrně vyšší oteplování

vlivem silové složky S. Pro vymezení vlivu teplotních dilatací má být voleno uspořádání takové, že osy rotace valivých kuželů obou ložisek se protínají v jed-



Obr.204.: Termosymetrické uložení v kuželíkových ložiskách

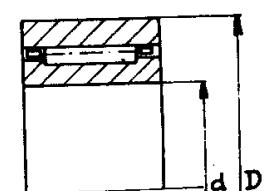
nom bodě na ose otáčení vřetena.

U nás se používají převážně pro hrubovací (frézovací) vřetena.

Jehlová ložiska (obr.205);

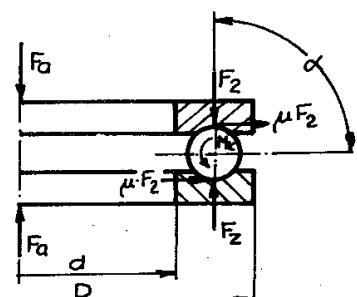
Mají vysokou tuhost a malý vnější průměr. Mohou být použity i v provedení bez vnitřního kroužku a potom je vnější průměr uložení téměř stejný jako u kluzných pouzder. Jehly vedle odvalování také prokluzují, což má za následek vyšší oteplování a maximální otáčky jsou omezeny hodnotou výrazu:

$$n \cdot d_s \leq (1 \div 1,5) \cdot 10^5 \text{ mm/min}$$



Obr.205.: Jehlové ložisko

Axiální kuličkové ložisko (obr.206):



Moment na 1 kuličku:

$$M_k = (J_k \cdot w_k) \cdot w_m \cdot \sin \alpha$$

$F_z$  ... zatížení 1 kuličky

$J_k$  ... mom. setrv. kuličky

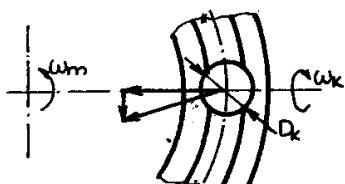
$w_k$  ... úhl. rychl. kuličky

$w_m$  ... úhl. rychl. klece

$d_m$  ... průměr val. dráhy kul.

$D_w$  ... průměr val. těleska

$\alpha$  ... úhel styku



Podmínka pro čisté valivé tření (bez prokluzu):

$$F_z \cdot D_w \cdot \mu > J_k \cdot w_k \cdot w_m \cdot \sin \alpha$$

Podmínka pro min. předepnutí - vymezení vlivu odstředivých sil:

$$F_{amin} = M \cdot \left( \frac{n_{max}}{1000} \right)^2$$

$F_{amin}$  ... min. síla v dan.

$M$  ... katalog. hodnoty  
třecího mom. ložiska

Obr.206.: Axiální kuličkové ložisko - podmínky pro využití

Mají vysokou axiální únosnost a tuhost, např. pro ložisko  $d = 100$  mm je tuhost  $s_a = 1000$  N/μm. Nevýhodou je omezená velikost maximálních otáček daná hodnotou:

$$n \cdot d_s \leq (2 \div 3) \cdot 10^5 \text{ mm/min},$$

neboť se začíná uplatňovat vliv odstředivé síly  $O$  působící na kuličky.

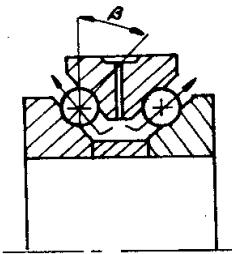
Na rozdíl od radiálních ložisek, kde je předepnutí možné bez vnější síly, musí být axiální kuličková ložiska předepnuta pomocí vnější síly, např. druhým ložiskem nebo pružinou. U axiálního ložiska vzniká možnost, že třecí moment vyvolá

rotaci valivého tělíska kolem osy kolmé na osu rotace ložiska. Z toho důvodu musí mít axiální ložisko určité minimální předpětí, aby tento druh rotace, který má za následek kluzné tření, byl minimalizován. Pro docílení tohoto stavu mají být splněny podmínky uvedené na obr.206.

#### Axiální ložisko s kosouhlým stykem (obr.207):

Má rovněž vysokou axiální únosnost a tuhost - pro ložisko  $d = 100$  mm je tuhost  $s_a = 800 \text{ N/mm}$ . Vlivem úhlu styku ( $\beta = 45, 60^\circ$ ) mohou tato ložiska pracovat v oblasti vyšších otáček než normální axiální kuličková ložiska. Odstředivá síla působící na kuličky je zachycena valivou dráhou vnějšího kroužku. Jsou vhodná pro uložení předních konců vřeten v kombinaci s ložiskem NN 30 K. Ložiska sedadlovají párovaná, s předpětím.

Závěrem kapitoly je uveden přehled typů valivých ložisek nejčastěji využívaných pro uložení vřeten obráběcích strojů na obr.208.



Obr.207.: Axiální ložisko s kosouhlým stykem

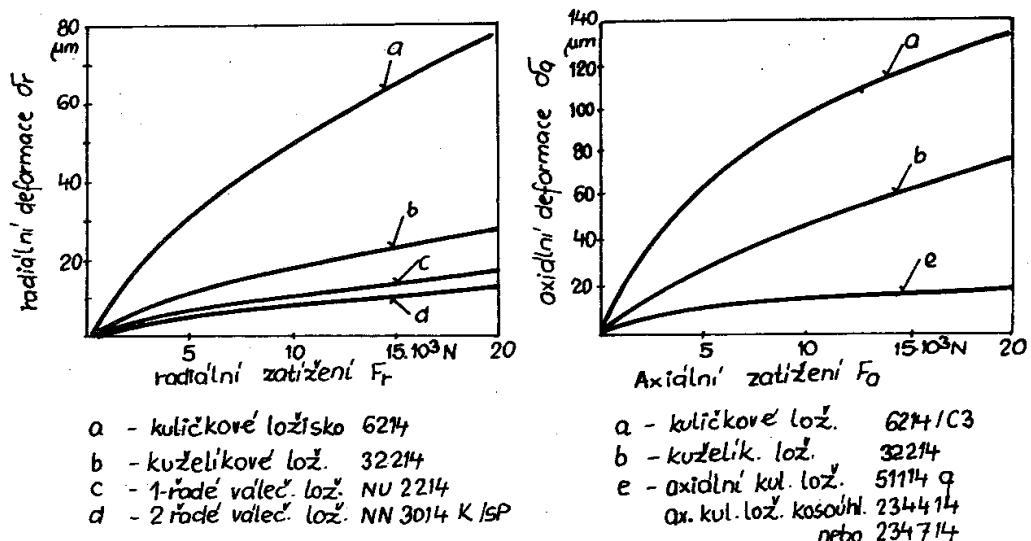
Typ ložiska	Typová řada	Typ ložiska	Typová řada
	60... 62...		NN 30K NN304K
	70... 72... 719...		N 10K N 19K
	234...		810... 811...
	510... 511... 512...		320... 329...

Obr.208.: Přehled typů ložisek pro vřetena obráběcích strojů

Uvedený sortiment splní téměř všechny požadavky kladené na uložení vřeten v nejrozmanitějších podmírkách využití. V posledních letech se např. značně rozšířuje využití kuličkových ložisek s kosouhlým stykem s menším průřezem ložiska (menší průměr valivého tělíska), která umožňují využít, při stejném průměru vrtání pro vnější kroužek, větší průměr hřídele (vřetena) a tím docílit vyšší tuhost vřetena (typová řada ozn. 719). Dále pak byla vyvinuta jednořadá, válečková lo-

žiska s kuželovým otvorem, která přináší při stejných rozměrech jako dvouřadá, válečková ložiska výhody v menším tření a oteplování i možnost využití při vyšších otáčkách (typová řada ozn. N 10 K, N 19 K).

Při volbě optimálního typu ložiska pro dané pracovní podmínky vřetena, je nutno vždy mít na zřeteli, že každý konstrukční typ ložiska má svoje specifické vlastnosti, mnohdy značně rozdílné. Na obr.209 jsou např. vyznačeny charakteristiky tuhosti pro radiální a axiální zatížení některých často využívaných typů ložisek. Je zřejmé, že podstatně nejvyšší hodnoty tuhosti se docílí použitím uložení v kombinaci dvouřadého, válečkového ložiska s axiálním, kuličkovým ložiskem. Tato kombinace má však na druhé straně i nevýhody např. v omezení velikosti otáček, aj.

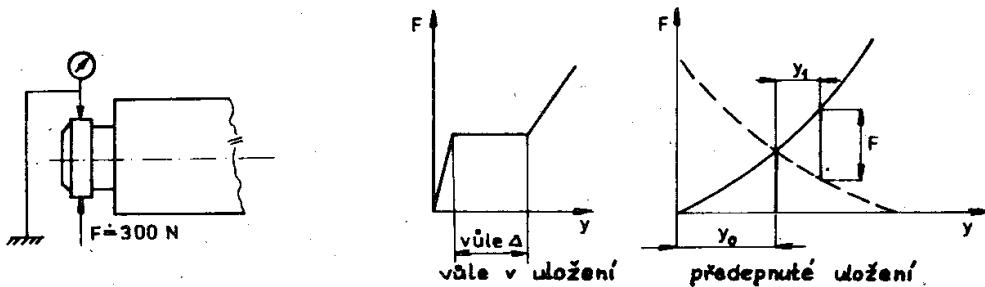


Obr.209.: Radiální a axiální poddajnost používaných ložisek

### 11.2.3 Montáž a mazání valivých ložisek

Při montáži uložení se nejprve změří vůle v ložisku vyvozením malé síly na konci vřetena pro překonání pasivních odporů dle obr.210. Tomu odpovídá charakteristika uložení s vůlí. Podle podmínek použití (otáčky, zatížení) se stanoví potřebná vůle nebo přesah a provede se dolícování a nastavení potřebných hodnot vůle či předepnutí  $y_0$ , dle charakteristiky uložení s předepnutím.

Předepnuté uložení ve valivém ložisku má výrazně vyšší tuhost, jak je patrné z vyobrazení. Velikost deformace předepnutého ložiska  $\gamma_1$  silou  $F$  je značně menší než velikost deformace nepředepnutého ložiska  $\gamma_0$ .



Obr.210.: Montáž valivých ložisek

#### Mazání valivých ložisek

Olejový film musí zabránit přímému styku relativně se pohybujících prvků ložiska. U valivých ložisek je film vytvářen valivým pohybem valivých tělisek po oběžných drahách ložisek. Kluzné pohyby vznikající v kontaktních zónách vlivem pružných deformací jsou velmi malé. Z tohoto důvodu ztrátový výkon a opotřebení jsou rovněž minimální.

K mazání valivých ložisek lze použít různé principy mazání (A, B, C) :

#### A. Mazání tukem :

Pro mazání je vhodné použít trvanlivý tuk (Life Time). Při mazání tukem je nutno oddělit prostor mazený tukem od prostoru mazaného olejem, účinným a spolehlivým těsněním.

Mazání tukem má hlavní výhodu v jednoduchosti provedení.

Při plnění ložiska tukem je nutno dbát na to, aby ložisko nebylo přeplněno, protože by došlo k nadměrnému zahřívání. Mazacím tukem má být zaplněno max. 35% volného prostoru ložiska.

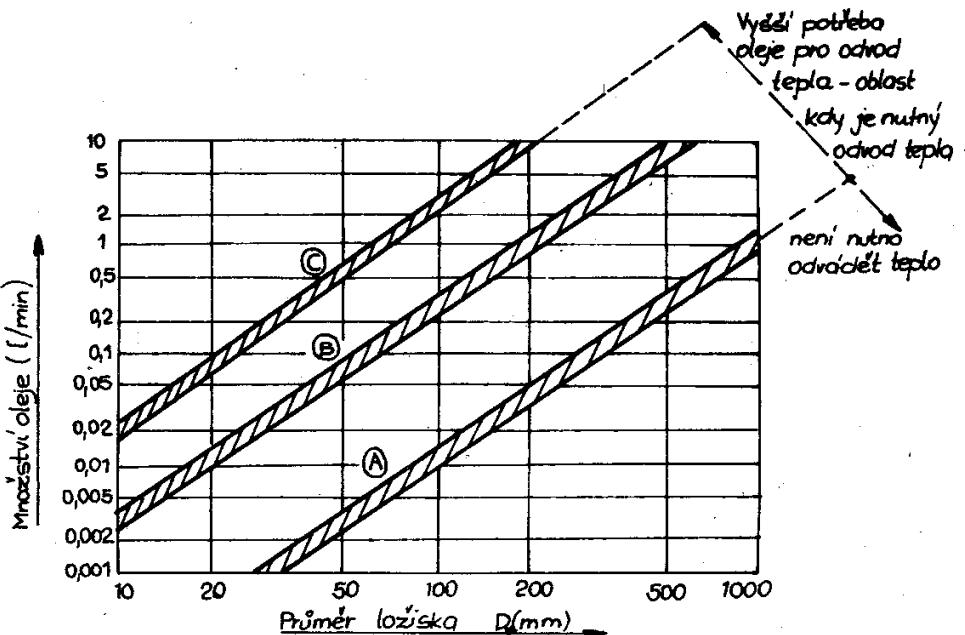
#### B. Mazání olejem :

Můžeme rozlišovat tři způsoby mazání olejem :

- Ponorné : je jednoduché ve svém provedení, neboť mazání je provedeno rozstřikem oleje pomocí brodícího ozubeného kola nebo rozstřikovacího kotouče. Je ovšem omezeno pouze na případy, kdy intenzita rozstřiku stačí pro všechna ložiska. Hladina mazacího oleje musí být volena tak, aby dosahovala maximálně do poloviny rozměru spodního valivého těleska v nejnižší umístěném ložisku. Při vyšší hladině je nebezpečí zpěnění oleje.

- Oběhové : v tomto případě je vytvořen uzavřený obvod a mazací olej je čerpadlem doprovázen k mazaným místům. Podle potřebné intenzity mazání rozlišujeme 3 případy dle obr.211.

**typ A** : pro případy, kdy nemusí být odváděno teplo, plní jen funkci mazání. Stačí velmi malé množství oleje (dle diagramu, kde  $D_v$  je vnější průměr ložiska).



Obr.211.: Směrné hodnoty množství oleje pro oběhové mazání

**typ B** : případy kdy musí být odváděno teplo pro ložiska symetrického tvaru (kuličková, válečková) - horní mezní hranice.

**typ C** : pro případy rovněž s nutným odvodem tepla při použití nesymetrických ložisek (s kosouhlým stykem, kuželíková). U těchto ložisek má klec účinek čerpadla a vytlačuje olej z vnitřního prostoru. Vyznačená oblast je rovněž horní mezní hranicí.

Pro dimenzování nádrže mazacího oleje platí empirický vzorec :

$$M = \frac{60 \cdot Q}{z} \quad [1] \quad \begin{aligned} Q & \dots \text{mazací množství } l/\text{min} \\ z & \dots 3 \text{ až } 8 \dots \text{nodinové množství} \\ & \quad \text{se } 3 \text{ až } 8 \text{ oběhy.} \end{aligned}$$

Otvor pro beztlakový odtok oleje má mít rozměry :

$$d = (14 \div 26) \cdot \sqrt{Q} \quad [mm]$$

- Minimální : lze použít u ložisek, které mají mazací otvory ve vnějším kroužku, nebo u ložisek se svislou osou. Množství oleje se určuje počtem kapk mazacího oleje. Podle velikosti ložiska a otáček je potřeba 5 až 40 kapk za 1 hodinu (1 kapka  $\approx 30 \text{ mm}^3$ ). Pro mazání lze využít impulzní, seřiditelné dávkovače Saxonia pro velikost dávky :

$$Q = (0,02 \div 0,2) \text{ cm}^3$$

Empirický vztah pro určení množství oleje pro minimální mazání :

$$Q_{min} = 0,03 d \cdot B \quad (\text{mm}^3/\text{hod})$$

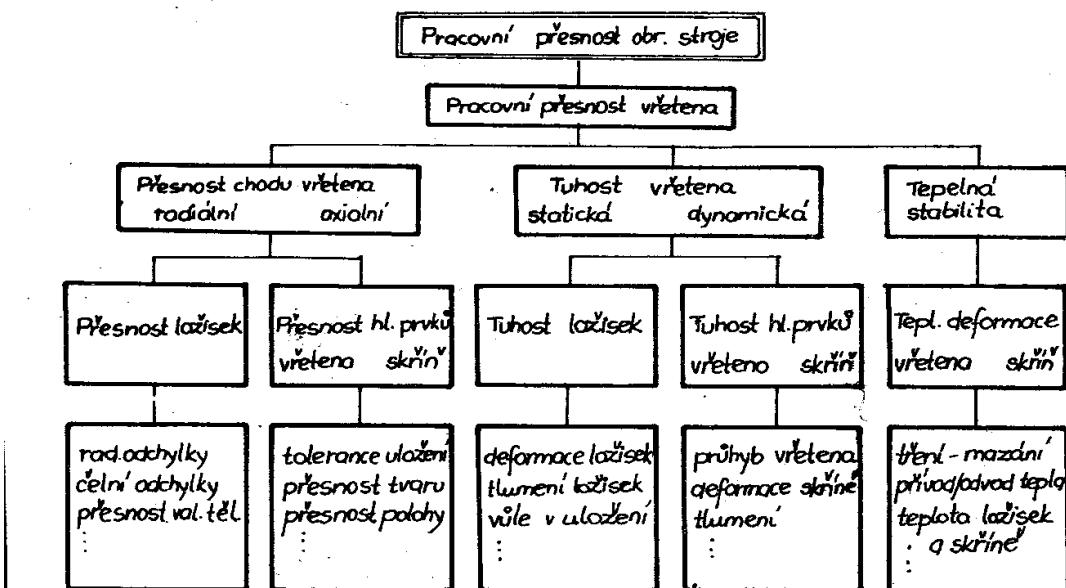
kde  $d \dots$  vnitřní průměr ložiska (mm),  $B \dots$  šířka ložiska (mm)  
 $Q \dots$  množství oleje (l/min)

### C. Mazání mlhou

Do prostoru ložiska se přivádí o mírném přetlaku vzduch smíšený s jemně rozprášeným olejem. Výhodou tohoto systému mazání je, že vzniká v ložisku přetlak (brání vniknutí nečistot) a dále, že vzduch pomáhá chladit ložisko. Na druhé straně hlevní nevýhodou je, že vzduch přináší vlhkost (koroze) a mlha uniká do ovzduší, což je v rozporu s předpisy o hygieně práce. Z titulu poslední nevýhody se tento systém mazání přestavá používat.

#### 11.2.4 Význam a využití valivých ložisek

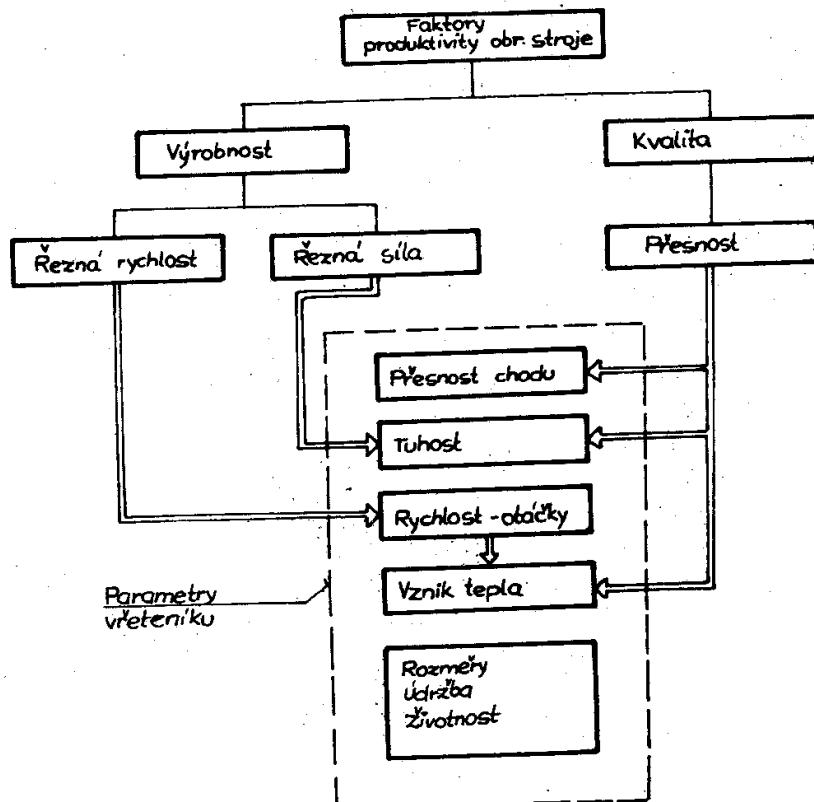
Pracovní přesnost je vedle výrobnosti hlavním parametrickým ukazatelem kvality obráběcího stroje. Tato je potom v rozhodující míře ovlivněna zejména pracovní přesnosti vřetena - jeho přesnosti chodu (radiální a axiální), tuhosti statickou i dynamickou a teplotními vlastnostmi během pracovního provozu. Široké spektrum těchto vlivů a jejich vzájemné souvislosti vyznačuje systémový přehled na obr. 212. Je z něho zřejmé, že konstrukci pracovního vřetena včetně jeho uložení je nutno věnovat náležitou pozornost.



Obr.212.: Vlivy na pracovní přesnost obráběcího stroje

Je nutno posuzovat všechny otázky komplexně z hlediska přesnosti, tuhosti, teplotní stability apod. Nutno mít na zřeteli, že radiální i axiální deformace ovlivňují přímo pracovní přesnost vřeteníku. Na obr.213 je názorně vyznačen souhrn vlivů, které je třeba při konstrukci vřeteníku analyzovat.

Na závěr této kapitoly jsou uvedeny hlavní parametry řady velikostí pracov-



Obr.213.: Vliv parametrů vřeteníku na technickou úroveň obráběcího stroje

nich vřeteníků určených pro široký rozsah technologických operací, firmy FAG na obr. 214.

Je zde plně uplatněn princip stavebnicové koncepce umožňující volbu optimální koncepce vřeteníku pro dané podmínky využití.

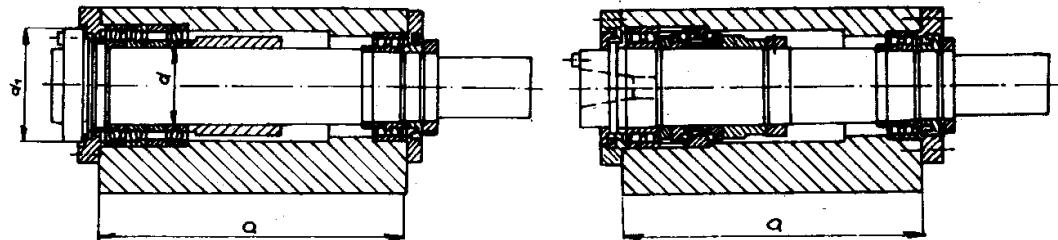
## 12. VEDENÍ PŘÍMOČARÁ

Pod pojmem vedení rozumí se soustava ploch, na nichž se stýká pohyblivá část (suport) s nepohyblivou (lože), která má zaručovat pohyb po geometricky přesné dráze. Jednotlivé plochy se nazývají plochy vodicí.

Podle druhu tření mezi styčnými plochami rozlišujeme vedení dle obr.215 na :

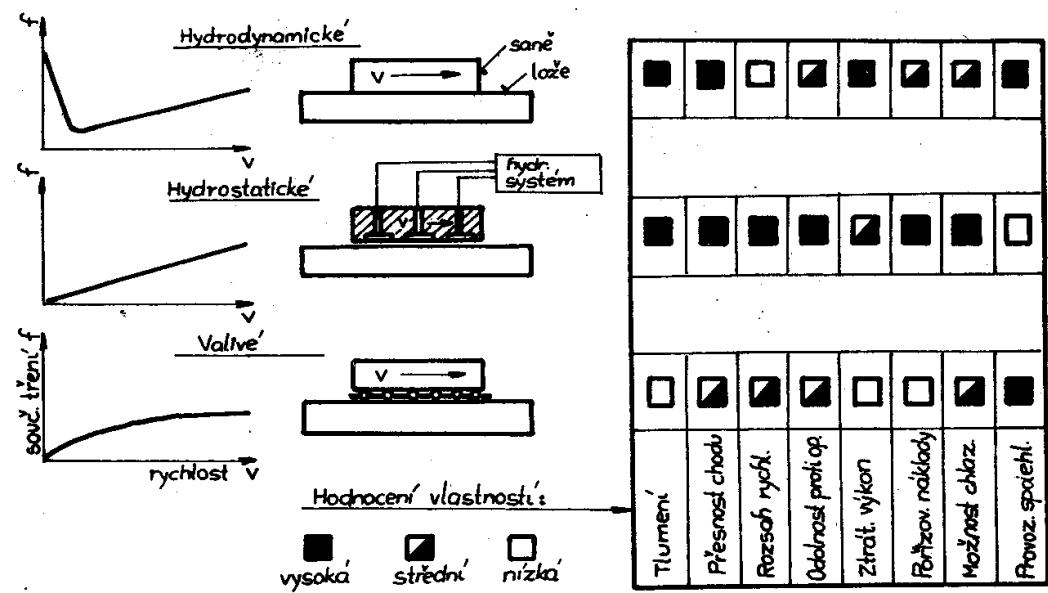
- kluzná, hydrodynamická
- kluzná, hydrostatická
- valivá.

Ve vyobrazení jsou rovněž vyznačeny charakteristické vlastnosti jednotlivých



Parametr vel. vřetena	Průměr vřetena (mm)	Průměr tělesa vř. (mm)	Šířka těl. vřet.-alter. (mm)	Délka těl. vřet. (mm)	Konec vřetena		Otačky $n_{max}$	
					150	$d_1$	alt. s 72	alt. s NNK
3	55	120	130	200-225	30	92	8300	6300
4	70	150	160	258-285	30,40	108	6800	5300
5	90	160	200	320-350	40,50	133	5300	4000
6	120	230	250	385-420	50	165	3800	3200
8	160	300	315	530-570	60	210	2700	2400
11	200	380	400	630-690	60	290	2100	1800

Obr.214.: Řada vřeteníků s valivým uložením



Obr.215.: Druhy vedení a jejich vlastnosti

typů vedení.

Při konstrukci obráběcích strojů klademe na vodící plochy následující všeobecné požadavky:

- Vedení má vykazovat vysokou statickou a dynamickou tuhost.
- Vedení musí být vyrobeno s takovou přesností, aby odchylky dráhy pohybu od ideálního tvaru dráhy byly v určitých mezích, daných požadovanou přesností práce stroje.
- Přesnost vedení dosažená při výrobě má být co možná nejdéle zachována. Proto musí být vedení odolné proti opotřebení, tj. musí být zvolen vhodný materiál ploch, popřípadě jeho tepelné zpracování.
- Možnost vymezení výle vzniklé opotřebením ploch vedení při provozu, aby bylo možno udržovat přesnost i správnou funkci vedení.
- Výborná jakost povrchu, která přispívá ke snížení součinitele tření, a tím ke snížení odporu proti pohybu a ke snížení opotřebení.
- Dokonalá ochrana proti vnikání prachu, třísek, jiných nečistot, které by velmi agresivně působily na vodicí plochy a způsobovaly jejich opotřebení a v kritickém případě zadření.
- Dokonalé mazání, aby ztráty pohybu a opotřebení byly co nejmenší.
- Dokonalý tvar, který musí za všech okolností při provozu zaručovat dokonalé vedení pohybujících se částí s jedním stupněm volnosti a vhodné zachycení sil přemášených z jedné části na druhou.
- Jednoduchý tvar se zřetelem na snadnou výrobu, neboť psk bude možno dobře splnit všechny požadavky předchozí. Profil vedení se má skládat z co nejmenšího počtu ploch.

## 12.1 Vedení kluzná

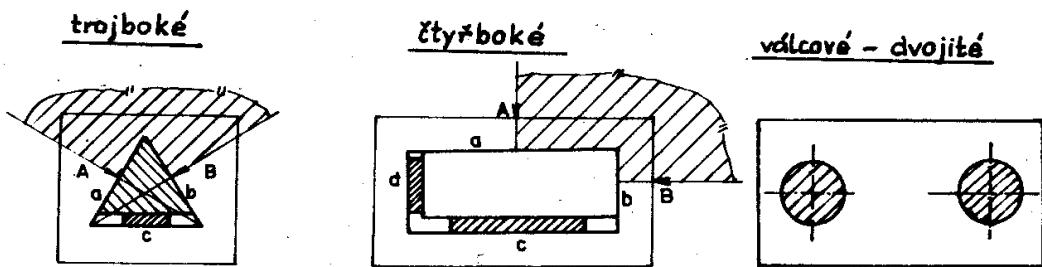
Kluzná vedení se využívají ve dvou principiálních variantách podle charakteru třecích poměrů mezi vodicími plochami, jako vedení kluzná - hydrodynamická a vedení kluzná - hydrostatická.

### 12.1.1 Vedení kluzná, hydrodynamická

Podle tvaru ploch a jejich vzájemné polohy můžeme rozdělit dle obr.216 vedení na hranolové trojboké, čtyřboké a válcové. Válcové vedení nemůže ovšem samo zajistit pohyb v jednom stupni volnosti a musí být pro tento účel doplněno dalším vedením (vodící plochou).

Působí-li na vedení trojboké nebo čtyřboké zatížení ve šrafováném poli omezeném krajními směry A a B vymezuje stě v nich samočinně výle. Vyskytne-li se však zatížení ve směru mimo toto pole, např. účinkem dvojice sil, seně se v mezích výle posunou. Proto je nutné výle vymezit u vedení trojbokého v jedné ploše, u vedení čtyřbokého ve dvou plochách.

Na obr.217 je uveden přehled základních typů vodicích ploch využívaných pro



Obr. 216.: Základní typy vedení

Typ (indizí)	Vodící plochy		použití	Norma
	vnešní	vnitřní		
prizmatické / nesymetrické			<ul style="list-style-type: none"> <li>- zvýšená přesnost</li> <li>- aut. vymezenáho opotřebení</li> <li>- dobrý odvod třísek = vnitřní</li> <li>- dobré mazání = vnitřní</li> </ul>	ON 20 3560
			<ul style="list-style-type: none"> <li>- pro nerovnoměrné rozd. tlaku</li> <li>- vlastnosti shodné se symetr.</li> </ul>	ON 20 3561
ploché			<ul style="list-style-type: none"> <li>- normální přesnost</li> <li>- nutné vymez. vili (Ušly)</li> <li>- nutná ochrana proti tliskám</li> </ul>	ON 20 3555
rybinovité			<ul style="list-style-type: none"> <li>- malé stavební rozměry</li> <li>- horší třecí pomery</li> </ul>	ON 20 3550 OZ 76
kruhové			<ul style="list-style-type: none"> <li>- pro osová zatížení</li> <li>- nižší přesnost</li> </ul>	

Obr. 217.: Typy vodících ploch pro obráběcí stroje

kluzná, hydrodynamická vedení, v provedení pro vnitřní i vnější vedení posuvových stolů (suportů) na ložích obráběcích strojů. K jednotlivým typům vedení budou dále uvedené charakteristické vlastnosti a zásady pro využití.

#### Vedení válcové (kruhová)

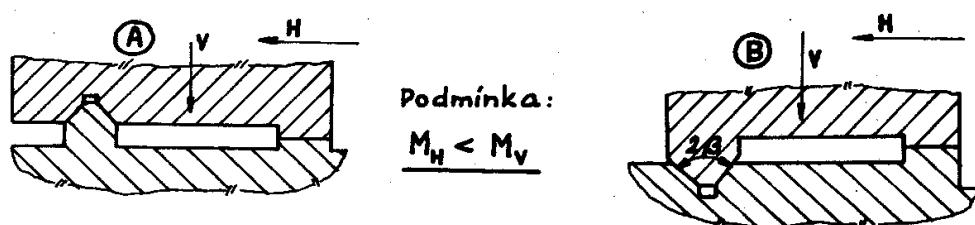
Pro obráběcí stroje se tohoto druhu vedení nepoužívá pro vedení suportu, stolu, stojanu apod. Naproti tomu je válcové vedení velmi výhodné pro vedení pinoly koníku u soustruhů, pinoly vřetena frézek a vrtaček.

Dále se používají jako dvojitá válcová, přímočaré vedení pro různé posuvové funkce s nižší přesností.

#### Vedení prizmatické (obr.218)

Základním profilem je trojboký hrancol, jehož vrcholový úhel i postavení může být různé. Vedení podle provedení A se používá pro vedení saní a koníku na ložisku soustruhu, neboť má výhodu v tom, že na něm neupírají třísky, které by mohly vedoucí plochy poškodit. Obrácené vedení (provedení B), někdy také nazývané vedení V, je obvyklé pro uložení stolů, např. u hoblovek, roviných frézek a brusek. Jeho výhodou je snadné mazání, neboť olej se v něm dobře udrží (korytko). Vrcholový úhel ( $2\beta$ ) této vedení bývá od  $70^\circ$  do  $120^\circ$ .

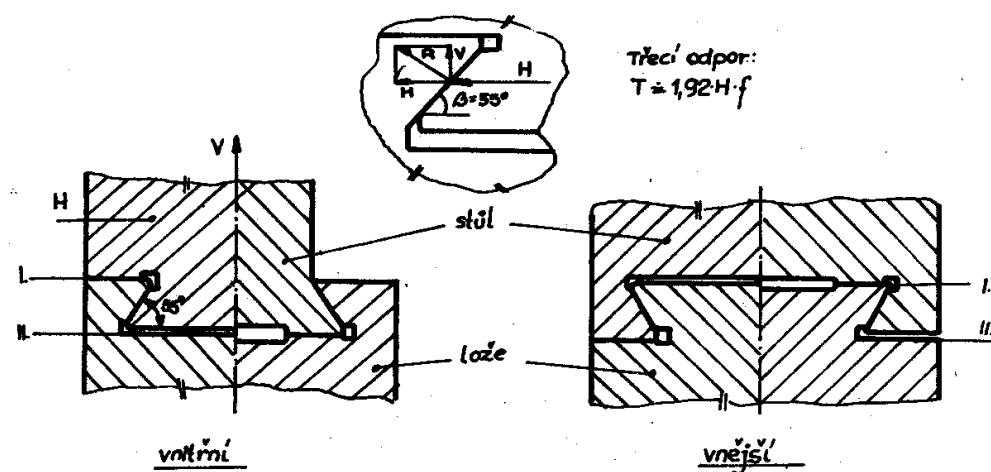
Oba typy tohoto vedení zachycují radiální síly V, horizontální H jen omezeně pokud moment od vodorovné síly nepřevyší gravitační složku.



Obr.218.: Prizmatické vedení

#### Vedení rybinovitá (obr.219)

Časté využití nachází zvláštní provedení prizmatického vedení, tzv. vedení rybinovité, v různých variantách dle vyobrazení, vnitřní a vnější. Výhodou vedení



Obr.219.: Rybinovité vedení

je, že může přenášet vodorovná i svislá zatížení. Podle způsobu a velikosti namáhání vnějšími silami a klopými momenty provádí se toto vedení tak, že dosedá buď v rovině I nebo II, a to podle toho, v kterém případě má suport větší tuhost. Vnitřní rybinovité vedení dává nižší konstrukční výšku, při zachování požadované tuhosti celku. Šikmé plochy rybinovitého vedení mírají úhel sklonu  $55^\circ$ .

Nevýhodou rybinovitého vedení je velký třecí odpor. Velikost třecí síly  $T$  je dána výrazem dle schématu v obr.219:

$$T = R \cdot f + V \cdot f \quad f \dots \text{součinitel tření}$$

po úpravě

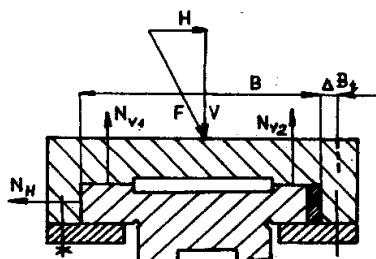
$$T = \frac{H}{\sin 55^\circ} \cdot f + H \cdot f \cdot \cotg 55^\circ \doteq 4,92 H \cdot f$$

Žili pro tento úhel sklonu obou ploch při zatížení silou  $H$  bude výsledný pasivní odpor přibližně 2x větší než v plochém vedení, jehož jedna plocha by byla kolmá na směr síly  $H$ .

Přes tuto nevýhodu se rybinovitého vedení často používá, neboť jeho hlavními přednostmi jsou nízká konstrukční, stavební výška a zachycení sil působících vzhůru bez potřeby spodních lišt.

#### Vedení ploché

Základním tvarem je čtyřboký hranol obdélníkového průřezu. Konstrukční princip tohoto vedení je uveden na obr.220. Při zatížení tohoto vedení silami  $V$  a  $H$  vznikají ve vedení výle na dvou plochách k sobě kolmých, a je tedy nutné na rozdíl od prizmatického vedení provádět vymezování výle v obou směrech. Jak bylo již v předchozím dokázáno, má ploché vedení větší účinnost ( $úhel 2\beta = 90^\circ$ ), takže je výhodnější pro zachycování velkých sil i momentů, a z tohoto důvodu se skoro výhradně používá u velkých obráběcích strojů.

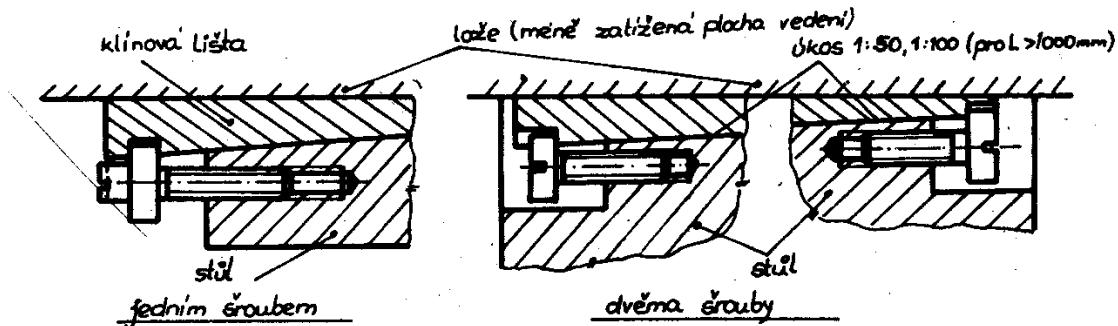


Obr.220.: Ploché vedení

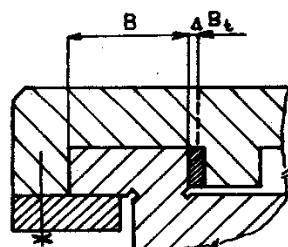
Vymezení výle ve vodorovném směru se provádí pomocí klinových lišť dle obr. 221. Aby se lišta mohla ustavit (pevně) v potřebné poloze, je třeba, aby se dala posouvat oběma směry. K tomuto se používá převážně šroubů různého konstrukčního provedení. Pro umístění vymezovacích lišť platí zásada, že se umisťují na méně zatěžovanou vodicí plochu.

Velikost vodorovné výle ovlivňuje rovněž oteplování saní nebo pracovního stolu. Při uspořádání dle obr.220 má nárůst teploty stolu značný vliv na zvětšení výle  $\Delta B_t$ . Proto se u uzlů, které podléhají vlivu oteplování používá princip jednostranného vnitřního vedení dle obr.222. V tomto případě se teplotní diletace  $\Delta B_t$  projeví ve mnohem menší míře.

Principy vymezení výle mezi spodní lištou a vedením jsou uvedeny na obr.223.

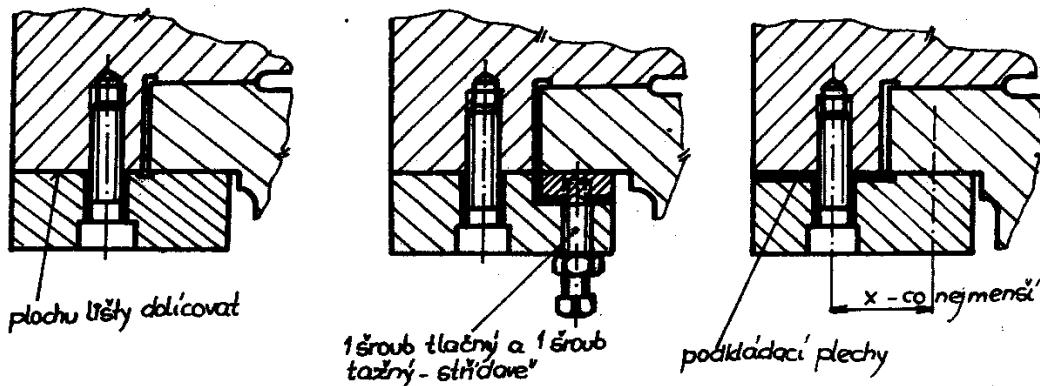


Obr.221.: Principy stavění vymezovacích lišť



Vymezení vertikální výše se nejčastěji provádí zaškrabáním spodní vodící lišty. Aby tyto lišty byly co nejtužší, je nutno umísťovat šrouby co nejbliže k vedení. Jiné konstrukční provedení j pomocí přitlačné lišty, při kterém je možné seřízení výle provést pouhým ustavením lišty bez klínového úkosu. Tento princip je vhodný jen pro menší zatížení posuvového stolu. Někdy se rovně využívá princip podkládání spodní vodící lišty dolícovacími plechy.

Obr.222.: Ploché vedení s vnitřním vymezením výle

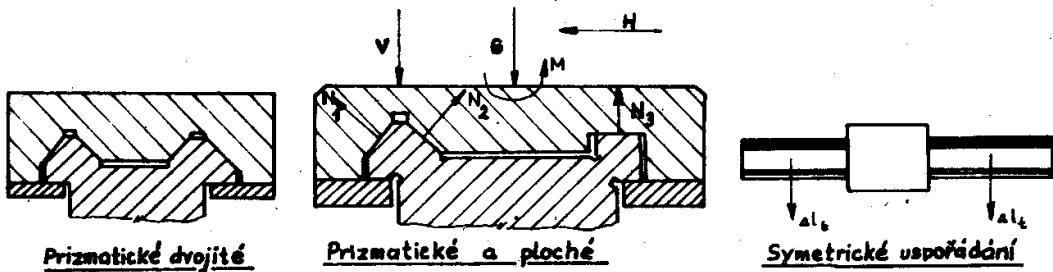


Obr.223.: Spodní vodící lišty - provedení

#### Vedení kombinované

Časté využití mají různé varianty kombinovaných vedení. Některé příklady jsou uvedeny na obr.224. Dvojité (oboustranné) prizmatické vedení je využíváno poměrně málo, neboť je staticky přeurobeno a dále vlivem oteplení stolové desky je zde možnost zadření.

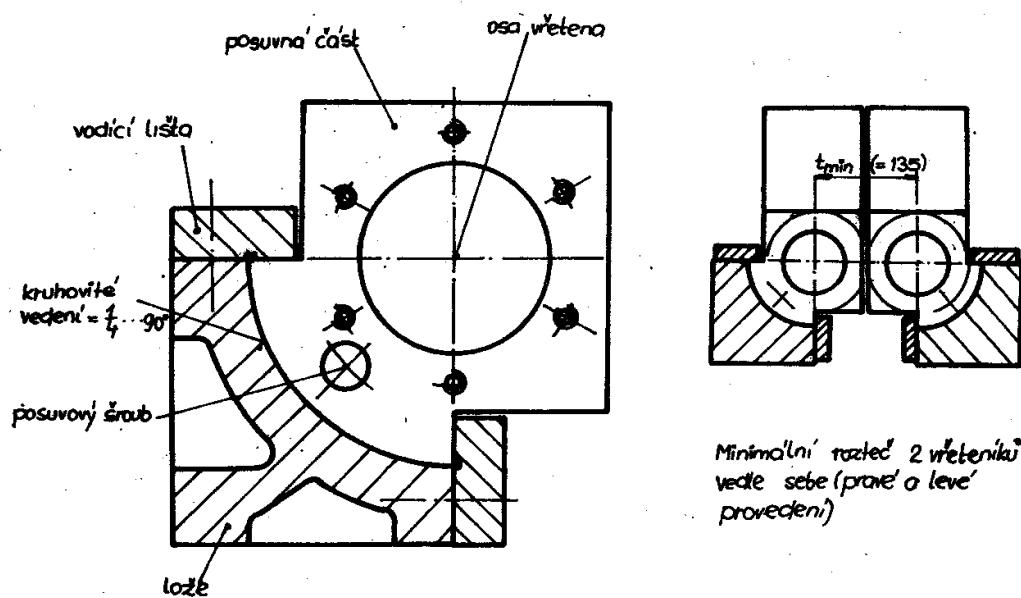
Poměrně časté využití má kombinované vedení prizmatické a ploché, u kterého



Obr.224.: Příklady kombinovaných vedení

odpadá obtížné vymezování boční výle vymezovací lištou. Tento typ vedení zajišťuje vysokou přesnost přímočarého pohybu pokud dochází ke gravitačnímu vymezování výle, tzn. pokud převládá vliv gravitační složky  $G$  nad momentem  $M$  od vnějších sil. Při stavbě vícestranných strojů je nutno s ohledem na teplotní dilatace použít pravé a levé provedení lože, tj. teplotně symetrické provedení.

Kombinovaná, přímočará vedení mohou být realizována v řadě dalších variant. Vtipné řešení vyvinula např. firma Hahn + Kolb pro aplikace ve stavebnicové skladbě různých typů obráběcích jednotek. Princip je uveden na obr.225.



Obr.225.: Kombinované, hydrodynamické vedení

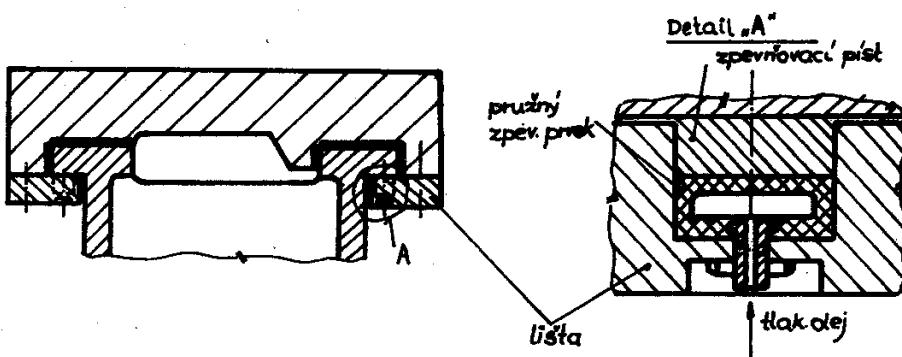
Řešení přináší některé výhody, zejména:

- možnost umístění dvou vřeteníku blízko sebe (pravé a levé provedení vřeteníku),
- dobré třecí poměry v kluzných plochách,

- složka axiální posuvové síly způsobuje minimální klopný moment,
- vysoká přesnost (část kruhovitého vedení je tvořena jednou čtvrtinou přesně vyrobeného kruhového profilu vedení).

Podmínkou spolehlivé funkce jsou kvalitní stěrače u segmentového vedení i u opěrných, vodících lišt.

U přímočarých vedení pracovních stolu je někdy, pro splnění pracovních požadavků, nutné doplnit vedení zařízením pro zpevnění stolu v pracovní poloze. Pro tento účel se používá celá řada konstrukčních principů zejména hydromechanických kdy zpevnovací síla je vyvodená svažkem taličových pružin a uvolnění je proveden hydraulicky. Princip jednoduchého a účinného hydraulického, zpevnovacího mechanismu je znázorněn na obr.226.



Obr.226.: Princip hydraulického zpevnění stolu (Schiess-Froriep)

Zde je pro vyvození zpevnovací síly využit pružný (pryžový) uzavřený prvek (duše) do jehož vnitřního prostoru se přivede tlakový olej. Výhodou je, že zde nejsou problémy s těsněním zpevnovacích pistí.

#### 12.1.2 Zásady pro konstrukci hydrodynamických vedení

Při konstrukci hydrodynamických vedení je nutno věnovat hlavní pozornost zejména těmto otázkám :

- Výběr materiálu vodících ploch

Požádeční přesnosti vedení se dosáhne vhodnou technologií obrábění a zachování této přesnosti po delší dobu je pak dáno volbou vhodného materiálu, kromě dalších podmínek, jako je mazání a ochrana vodících ploch.

Odolnost vodících ploch proti opotřebení závisí na četných činitelích, zejména na chemickém složení, fyzikálně mechanických vlastnostech materiálu vedení a materiálu sdružených ploch, na drsnosti povrchu kluzných ploch. Tvrdost materiálu není sama o sobě zárukou velké odolnosti proti opotřebení. Někdy se tvrdý mate-

riál odírá rychleji než měkký, neboť velmi značně záleží na stejnorodosti struktury materiálu a tvaru krystalů.

Za jinak stejných podmínek se dvě sdružené vodicí plochy opotřebovávají méně, jsou-li tvrdosti rozdílné. Jsou-li obě plochy stejně tvrdé, mohou se zadírat zvláště při vyšších měrných tlacích a malých rychlostech pohybu. Se zřetelem na to, že tvrdší plocha se obvykle opotřebovává pomaleji, volí se vždy důležitější a delší plocha tvrdší. Například vodicí plochy lože soustruhu jsou tvrdší než odpovídající plochy suportu, přestože jejich namáhání je vždy příznivější. Vodicí plochy na loži se však opotřebovávají nerovnoměrně, a to pouze v těch místech, kde se pohybuje suport, a jejich opotřebení má tedy vliv na přesnost stroje. Z tohoto důvodu se také oddělují vodicí plochy pro suport a konik soustruhu.

Odolnost proti opotřebení je tedy všeobecně u tvrdých materiálů (ocel) vyšší než u měkkých (litina). To je však podmíněno dokonalým utěsněním proti nečistotám (trásky, prach) - v opačném případě je naopak opotřebení tvrdých materiálů vyšší. Nejvýhodnější je kombinace jedné tvrdší a druhé měkké plochy. Prvořady význam má dobré utěsnění vodicích ploch.

Jako materiál pro základní kinematickou dvojici pracovní stůl - loži se využívají materiály dle tabulky na obr.227, kde jsou rovněž uvedeny některé základní parametry.

Materiál vodicích ploch		Největší dovolený tlak $P$ (MPa)	Součinitel trčení $f$	Oblast využití
kratší plochy - stůl	delší plochy - loži			
Šedá litina (+20 HB)	šedá litina (+20 HB)	2 až 3	0,1..0,15	stoly a suporty soustruhů frezek a pod.
		0,15 až 0,8	0,06..0,1	stoly hoblorek (nejlepší hodnota $P$ pro velké rychlosti).
		0,005 až 0,1	0,06..0,1	stoly brusek a pod.
	litina povrchově kalena (48-53 HRC)	2,5..3,5	0,1..0,15	stoly a suporty OS s vysší odolností proti opotřebení
umělá hmota	šedá litina	0,35..0,8	0,02..0,06	stoly a suporty OS s menším trčením

Obr.227.: Přehled materiálů pro vodicí plochy

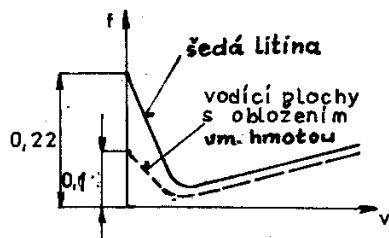
Jednotlivé druhy materiálů lze charakterizovat takto :

Šedá litina - využívá se jakostní šedá litina. Pro docílení vyšší tvrdosti delší vodicí plochy (cca o 20 HB) loži se odlévané vedení umístí dole a obloží chladítka. Někdy je výhodné využítí očkováné litiny za účelem zvýšení modulu pružnosti.

Kalená šedá litina - je stále více používaná pro výrazné zvýšení tvrdosti vodících ploch. Využívá se povrchové klení (indukční, středo- nebo vysokofrekvenční) s povrchovou tvrdostí 48 - 53 HRC do hloubky 2 až 3 mm.

Kalená ocel - má nejvyšší tvrdost i odolnost proti opotřebení (cca 60 HRC). Vedení tvoří lišty lepené nebo přišroubované na profil lože. Někdy lze též výhodně použít obložení vodících ploch klenými, ocelovými pásky o síle cca 0,3 - 0,8 mm - tato technologie vyžaduje velmi kvalitní obrobení ploch pro lepení obkládacích pásků vedení.

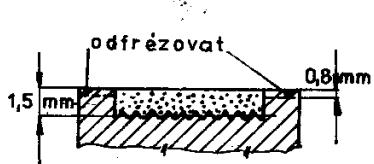
Umělé hmoty - různého složení mají stále širší využití. Při jejich použití získáváme řadu výhod, zejména výborné třecí vlastnosti, praktická nemožnost zadření a dále to, že sdružená plocha z kovu se opotřebovává velmi nepatrně. Tenké desky z plastických hmot se na kovové části obrábecích strojů mohou přišroubovat, přinýtovat nebo nejvýhodněji přilepit. V každém případě je pak oprava poškozené plochy velmi jednoduchá.



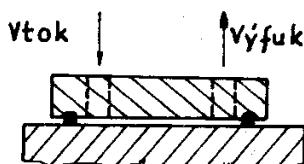
Obr.228.: Srovnání součinitele  
tření

Použití umělých hmot přináší, jak již bylo řečeno, zlepšení třecích vlastností dle obr.228. Umělé hmoty používáme ve třech variantách provedení nanášení umělé hmoty na posuvový stůl :

- umělá hmota je připevněna v tuhém stavu : používá se náš výrobek Metaloplast - bronzová mřížka vyplňená teflonem o síle 0,5 mm se součinitelem tření v klidu  $f_0 = 0,13$  nebo zahraňčí Turcite (Dánsko) - dodávaný v pásech o tloušťce (2 až 3,3) mm, se součinitelem tření v klidu  $f_0 = 0,06$ . Připevňuje se zpravidla na lepením.



stěrkování umělé hmoty

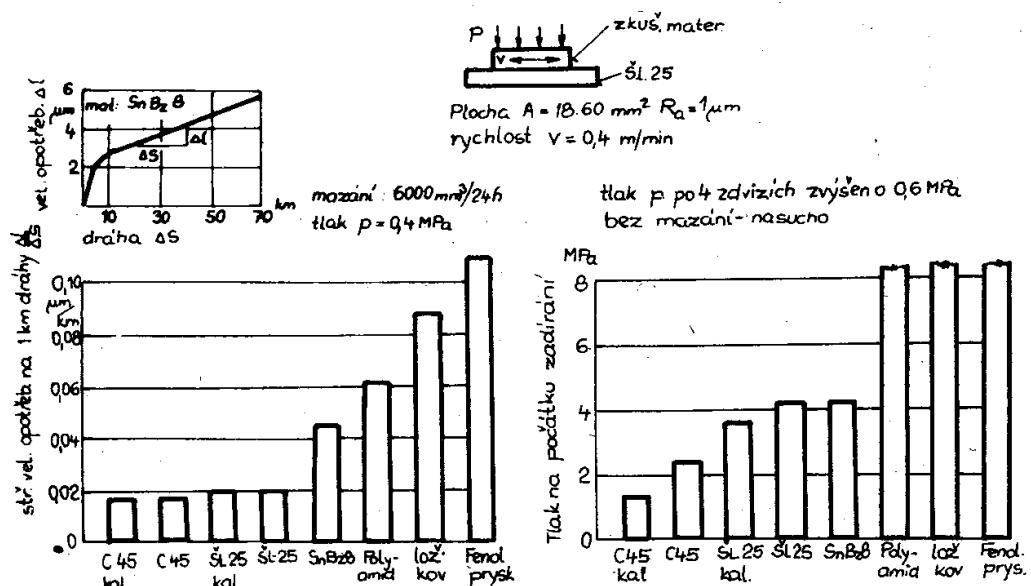


odlévání um. hmoty

Obr.229.: Principy nanášení umělé hmoty

- umělá hmota se nanáší v kašovitém stavu : v tomto případě použijeme stěrkování umělé hmoty dle obr.229. Po nanesení umělé hmoty je nutno odfrézovat cca 0,8 mm aby byla zajištěna správná funkce vedení.
- umělá hmota se nanáší v tekutém stavu : umělá hmota se odlije do připraveného prostoru dle obr.229. Jako přípravek umělé hmoty lze využít umělou hmotu značky Epilox, nebo jiné nově vyvinuté hmoty. Umělá hmota se nanáší v tloušťce cca (1,5 až 2,5) mm. Tvrdnutí umělé hmoty trvá asi 24 hodin. Součinitel tření je velmi dobrý, cca  $f_0 = 0,11$ .

Jak již bylo uváděno, vliv volby materiálu kluzných ploch je značný - při suchem a polosuchém tření jsou třecí vlastnosti a tím i velikost opotřebení velmi silně závislé od vlastnosti materiálu použitých na kluznou dvojici. V diagramu na levé straně obr.230 jsou uvedeny výsledky zkoušek velikosti opotřebení pro různé kombinace materiálů kluzné dvojice. Uvedené hodnoty představují již stabilizovaný stav (neuvážuje se počáteční záběr) s konstantní velikostí opotřebení. Základní plocha (lože) je ze šedé litiny a pro protiplochu jsou použity různé druhy materiálu, jak jsou uvedeny v tabulce. Je zřejmé, že protiplochy z oceli a šedé litiny vykazují nejmenší opotřebení, u bronzu a umělých hmot velikost opotřebení stoupá.

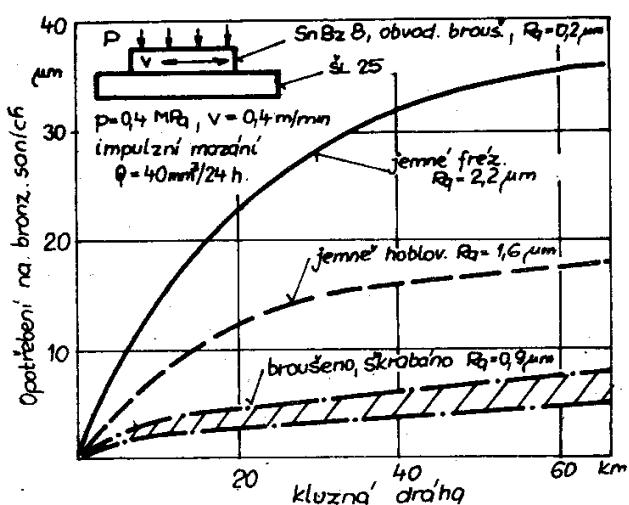


Obr.230.: Opotřebení a sklon k zadírání různých materiálů

Důležitou vlastností vodících ploch je dále jejich odolnost proti zadírání (při nedostatečném mazání apod.). Na pravé straně obr.230 jsou shrnutý výsledky zkoušek různých materiálových dvojic kluzných ploch bez mazání, na litinovém loži, s vratným pohybem o rychlosti 0,4 m/min, při postupném zvyšování měrného tlaku. Zkoušky prokázaly, že u kovových materiálů (ocel, litina, bronz) dochází k zadírání poměrně při nízkých hodnotách měrného tlaku, ale u materiálů z umělých hmot i při značně vysokých tlacích nedochází k zadírání. U těchto materiálů se tedy docíluje vysoká provozní spolehlivost i při případné dílčí poruše mazání. Určitou nevýhodou umělých hmot je nižší odolnost vůči opotřebení.

#### - Jakost zpracování vodících ploch

Na opotřebení vodících ploch má značný vliv kvalita opracování. Nejlepších třecích vlastností docílíme zaškrabáním vodících ploch dle obr.231. Zejména v počátečním období záběhu vedení je velikost opotřebení značně závislá na jakosti opracování stykových ploch vedení. Čím vyšší je drsnost opracování, tím větší je stupeň opotřebení, jak prokazují výsledky zkoušek. V praxi převládá technologie dokončování opracování povrchů vodících ploch metodou broušení a zaškrabávání

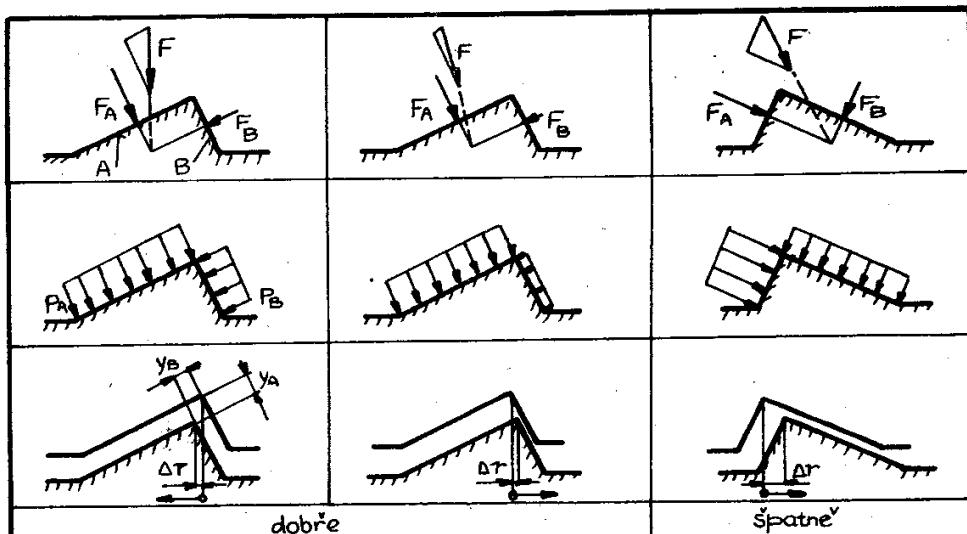


Obr.231.: Opotřebení vodících ploch různě opracovaných

(1,5 až 3 plošky/1) cm<sup>2</sup>.

#### - Vliv zatížení vodících ploch

Velikost opotřebení stoupá úměrně s růstem měrného tlaku ve styčných plochách. Směrné hodnoty dovolených měrných tlaků pro různé materiály jsou uvedeny v obr.227. Aby vodící plochy byly dostatečně odolné proti opotřebení, musí se tlak na nich rozložit pokud možno rovnoměrně. Rozměry vodících ploch je proto nutné dimenzovat v závislosti na velikosti a směru zatížení dle obr.232.



Obr.232.: Vliv zatížení na přesnost a opotřebení vodících ploch

Je zřejmé, že stejná velikost vnější síly  $F$  může, při různé orientaci působení na stejný profil vedení, vyvolat značně rozdílné měrné tlaky ( $P_A, P_B$ ) a tím i různé velikosti opotřebení ( $y_A, y_B$ ), což má výsledný vliv na změnu polohy pracovního stolu (ar).

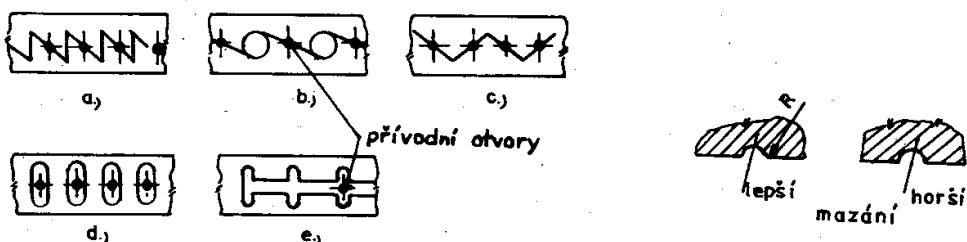
Lze stanovit dva základní požadavky :

Vodící plochy mají být orientovány pokud možno kolmo k výsledné zatěžovací síle.

Za druhé pak, opotřebení vodících ploch má co nejméně ovlivnit změnu polohy vedeného pracovního stolu a to lze docílit volbou správného profilu vedení s vhodnými rozměry podle charakteru vnějšího zatížení.

### - Spolehlivé mazání vodících ploch

Pro dobrou funkci vodících ploch je důležité správné mazání. Na obr.233 jsou vyobrazeny různé principy uspořádání mazacích drážek a přívodních otvorů. Vhodným provedením jsou alternativy označené a/ až d/, méně vhodnou potom varianta označená e/, neboť mazací olej bude mít nestejnoměrné rozdělení na vodících plochách. Lepší mazání vodící plochy zajistí provedení mazacích drážek se zaoblením drážky, než provedení s ostrými hranami.

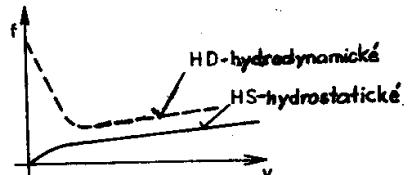


Obr.233.: Provedení mazacích drážek ve vedení

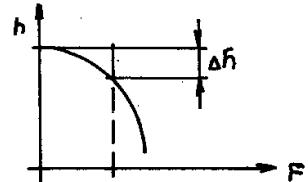
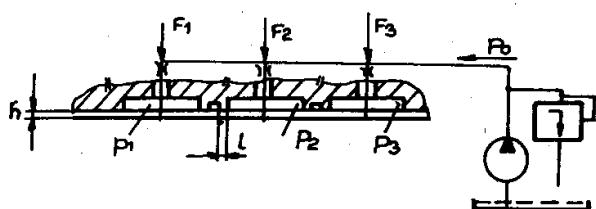
#### 12.1.3 Vedení kluzné hydrostatická

Vedení s kapalným třením se vyznačuje velmi malým součinitelem tření ( $0,000005$ ) při poměrně velkém rozsahu rychlostí. Porovnání kluzných vlastností vedení hydrostatického s vedením hydrodynamickým je uvedeno na obr.234.

Hydrostatické vedení se skládá z několika, nejméně tří ložiskových kapes, které jsou upevněny na jedné z vodících ploch a druhá plocha je zcela hladká, tak jako u normálního kluzmého vedení.



Obr.234.: Závislost součinitele tření na rychlosti



Obr.235.: Hydrostatické vedení se škrzením na vtoku do kapes

Princip vedení je schematicky znázorněn na obr.235. Olej dodávaný čerpadlem se udržuje regulačním ventilem na stálém tlaku  $p_0$ . Před vstupem do ložiskové kap-

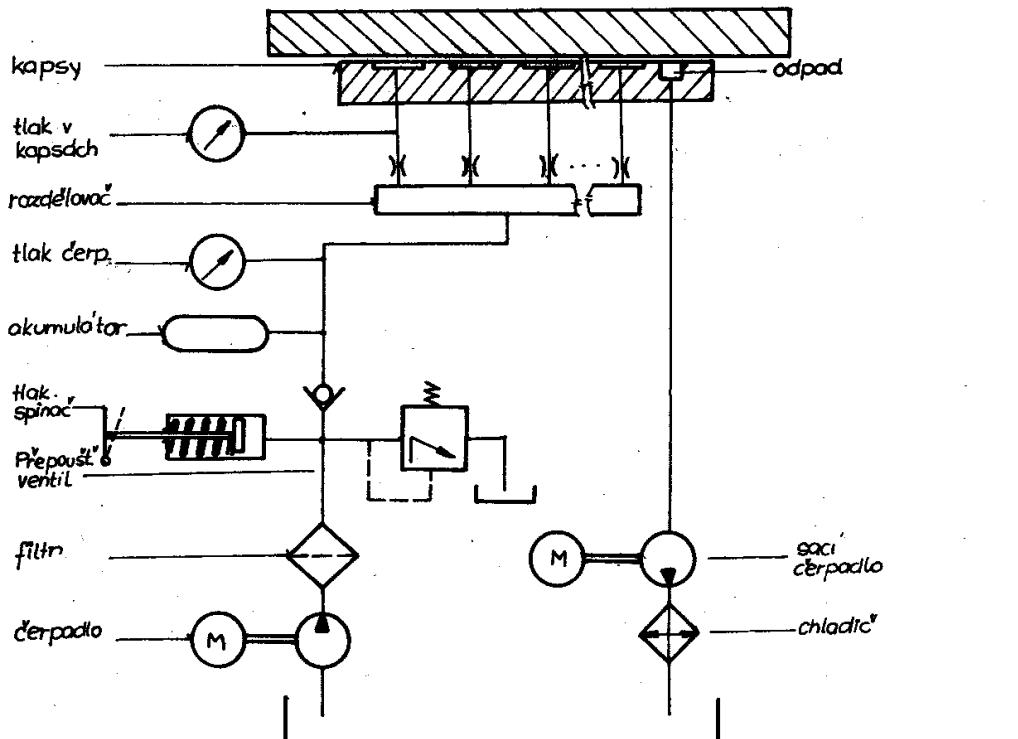
sy je jeho tlak snížen (škrcením) na pracovní tlak  $p_1$ , který závisí na zatížení. Stoupne-li zatížení, zmenší se mezera  $h$  a tlak  $p_1$  stoupne a naopak. V rovině vedení musí být nejméně tři ložiskové jednotky. Každá kapsa musí mít svůj vlastní škrticí ventil; jednotky nemusí být totiž stejně zatíženy. Kdyby nebyl tlak v jednotlivých kapsách udržován samostatně, pak by pokles zatížení jedné kapsy měl za následek pokles pracovního tlaku  $p_1$  ve všech kapsách. Tím by se porušila rovnováha mezi zatížením a tlakem oleje v ložiskových kapsách a u kapas více zatížených by došlo ke zmenšení mezery až na nulu ( $h = 0$ ).

Jak je patrné z vyobrazení, jsou v různých ložiskových kapsách rozdílné pracovní tlaky  $p_2$ ,  $p_3$  vlivem nestejnoměrného zatížení silami  $F_2$ ,  $F_3$ .

Charakteristika tuhosti ložiskové kapsy se škrcením na vtoku je uvedená na vyobrazení a ukazuje, že poměrně malé změna zatížení způsobí změnu mezery mezi stolem a vedením  $\Delta h$ . Tento systém má tedy nižší tuhost, je ovšem poměrně jednoduchý a levný.

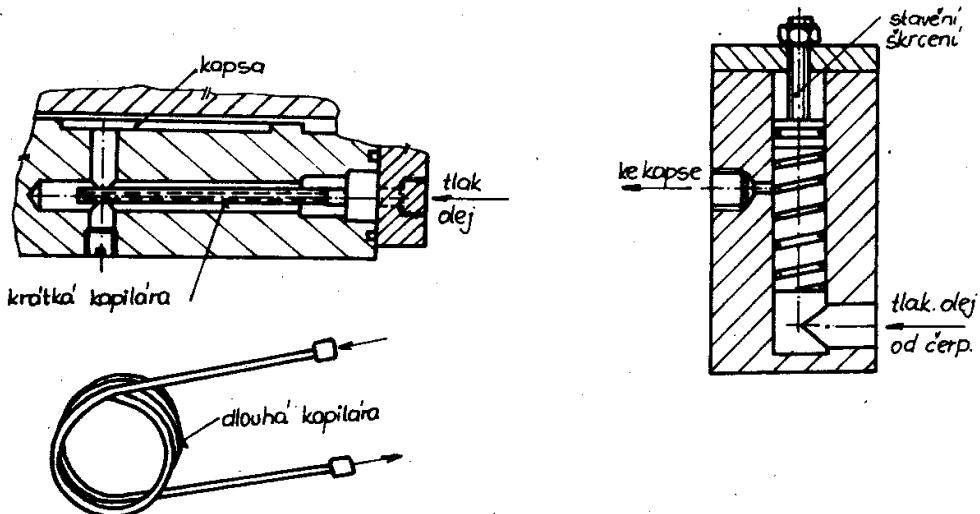
Zásobování jednotlivých nadlehčovacích kapes tlakovým olejem a odvod prosáklého oleje vystupujícího z kapes zajišťuje hydraulický obvod, který tak plní funkce :

- dodávka tlakového oleje v potřebném množství,
- odvod vzniklého tepla ztrátovým výkonem,
- jištění vedení proti poškození vlivem poruchy čerpadla.



Obr. 236.: Hydraulický obvod hydrostatického uložení

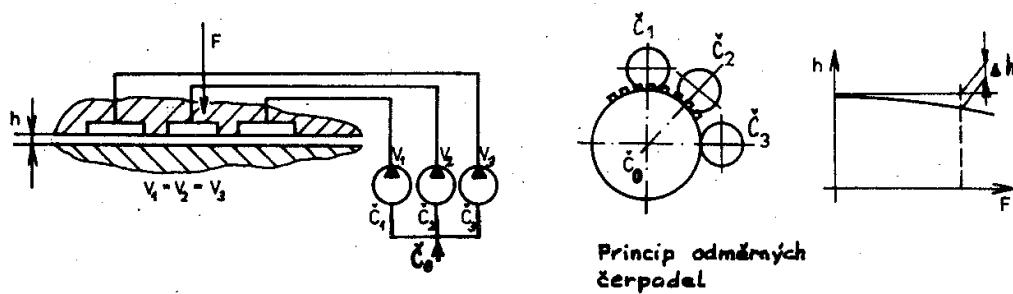
Skladba takového hydraulického obvodu pro hydrostatické vedení se škrčením na vtoku do kapes je uvedena na obr.236. Jednotlivě nadlehčovací kapsy mají předřezena škrčení v provedení některé z variant znázorněných na obr.237.



Obr.237.: Příklady provedení škrčení přívodu oleje do kapes

Tyto škrťicí prvky jsou napájeny ze společného rozdělovače od tlakového čerpadla s akumulátorem, tlakovým spínačem a přepouštěcím ventilem. Pro odvod tepla je za sacím čerpadlem pro prosáklý olej umístěn chladič. Zajištění proti poškození vedení při poruše čerpadla provádí akumulátor, který rovněž slouží k zlepšení rovnoměrnosti dodávky tlakového oleje, neboť zmírňuje vliv pulsace tlaku dané principem čerpadla (zubové).

Lepší vlastnosti z hlediska tuhosti má systém hydrostatického vedení, kde každá kapsa je plněna vlastním odměrným čerpadlem dle obr.238. Plnící čerpadlo



Obr.238.: Hydrostatické vedení s odměrnými čerpadly

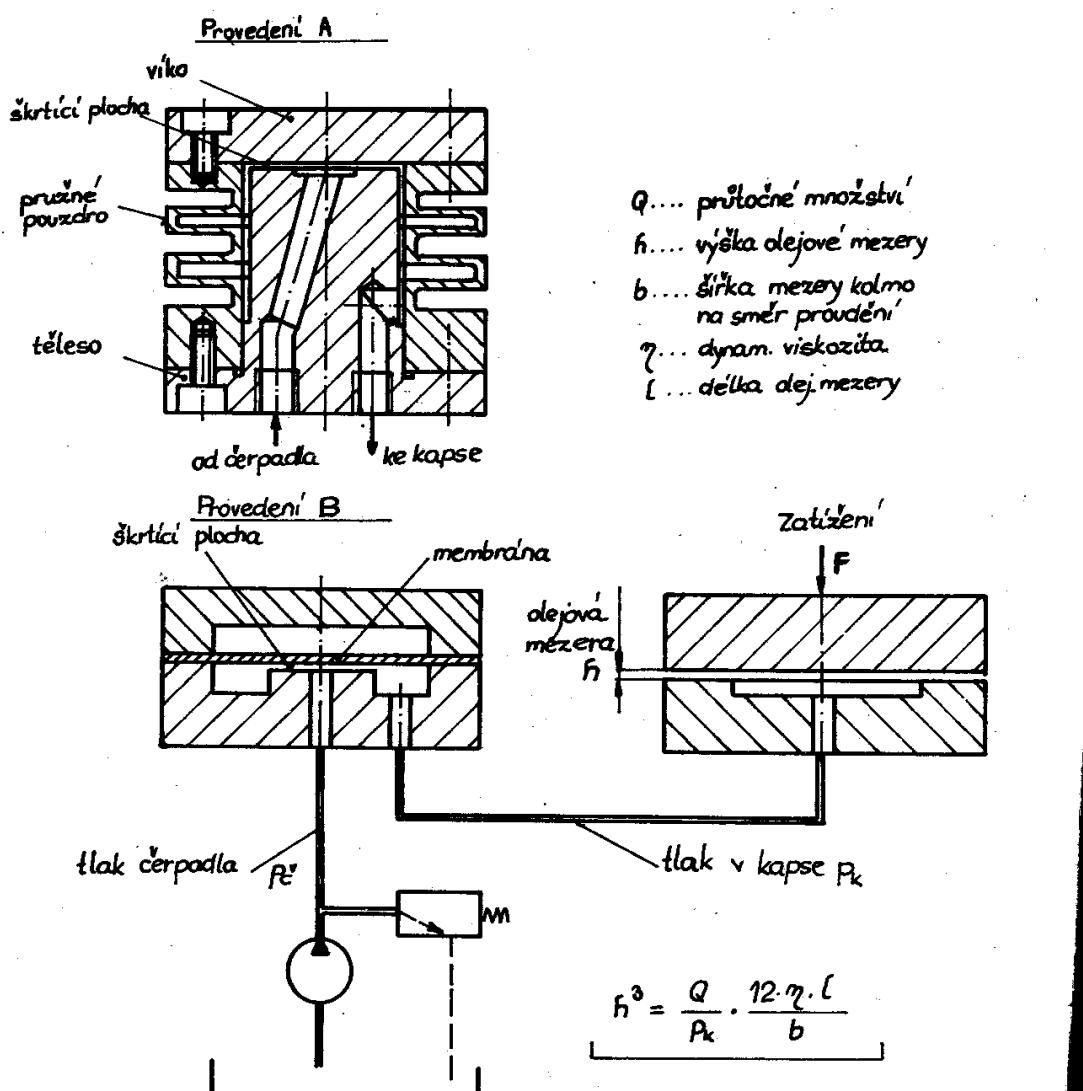
dodává olej do odměrných čerpadel  $\check{C}_1$ ,  $\check{C}_2$ ,  $\check{C}_3$ , která dodávají tlakový olej do jednotlivých kapes ve stejných množstvích. Princip odměrných čerpadel je znázorněn

na obrázku. Centrální plnící čerpadlo Č<sub>0</sub> dodává tlakový olej do odměrných čerpadel Č<sub>1</sub>, Č<sub>2</sub>, Č<sub>3</sub> ... n, které dodávají stejná množství do jednotlivých kapes.

Objem proteklý štěrbinou je stejný a při přesně stejných kapsách je zachovávána konstantní velikost nadlehčení  $h$  i při různých zatíženích pokud zanedbáme stlačitelnost oleje.

Tento systém vykazuje vyšší tuhost, jak je zřejmé z charakteristiky tuhosti, je ovšem dražší.

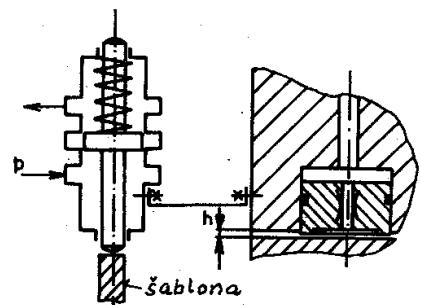
Nejlepší tuhost a přesnost hydrostatického vedení lze docílit systémem hydrostatického vedení se stavitebním škrcením v závislosti na zatížení dle obr.239. Automatická regulace škrcením se provádí pomocí membrány, pružného pouzdra apod.



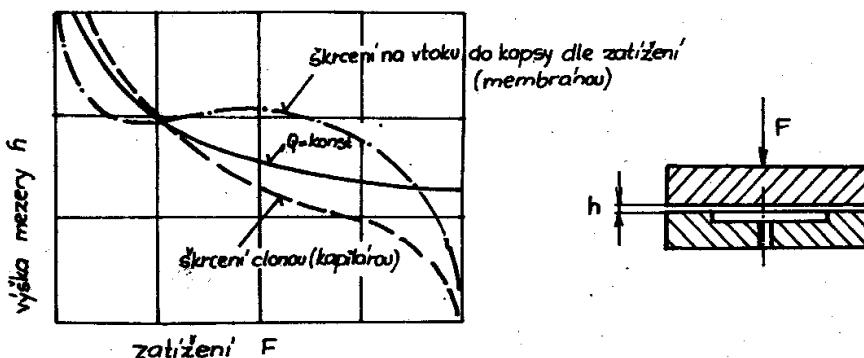
Obr.239.: Systém se škrcením závislým na zatížení

Lze tak docílit, že velikost olejové mezery zůstává při změně zatížení přibližně konstantní. Změna tlaku probíhá lineárně v závislosti na velikosti dodávaného množství oleje do kapsy. Při zvýšení zatížení ( $F$ ) se zvýší tlak v kapsě ( $p_k$ ). To vyvolá deformaci membrány (pružného pouzdra) a sníží se hydraulický odpor, což umožní zvýšení dodávaného množství ( $Q$ ) při vyšším zatížení vedení. Při nižším zatížení je tomu naopak. Tento systém vyžaduje přirozeně vyšší pořizovací náklady. Do této skupiny vedení lze zahrnout i princip tzv. servostatického vedení dle obr. 240. Tento pracuje na principu zpětné polohové vazby. Šablona určuje pomocí kopírovacího šoupátka polohu posuvového stolu a tím tento systém eliminuje i výrobní ne- přesnosti vodících ploch lože. Kapsa je vytvořena v axiálně pohyblivém pístu.

Základní vlastnosti všech tří výše uvedených principů hydrostatického vedení jsou uvedeny na obr. 241. Je patrné, že princip se škrcením závislým na zatížení vykazuje nejlepší tuhost a přesnost vedení stolu. Je to přirozeně spojeno s vyššími pořizovacími a provozními náklady.



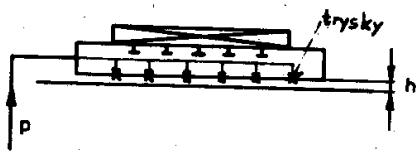
Obr.240.: Servostatické vedení



Obr.241.: Charakteristiky tuhosti hydrostatických systémů

Rovněž poměrně dobré parametry vykazuje systém s odměrnými čerpadly pro každou kapsu. Je proto využíván zejména pro případy, kdy lze předpokládat silné kolísání zatížení. Nejčastěji je v praxi využíván nákladově nejpřijatelnější princip s jedním čerpadlem a konstantním škrcením na vtoku do každé kapsy. Má sice nejnižší tuhost, ale při správném dimenzování celého obvodu pro většinu aplikací vyhovuje.

K hydrostatickým vedením lze ještě pro úplnost přiřadit vedení aerostatické, která k nadlehčování využívají místo oleje vzduch. Tento systém se používá např. pro dopravu nosných desek (palet) ve výrobních systémech. Soustavou trysek je paleta nadlehčována o hodnotu  $h$  dle obr. 242 a pohybuje se po vzduchovém polštáři.

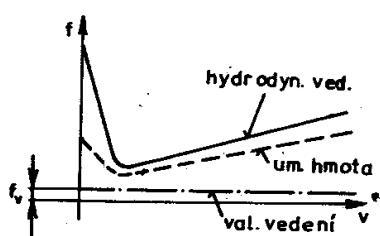


Některí výrobci využívají princip aerostatického vedení i pro vedení přímočárych pracovních stolů, zejména u těžkých obráběcích strojů zpravidla v kombinaci s jiným principem vedení, např. valivým.

Obr.242.: Aerostatické vedení

## 12.2 Vedení valivé, přímočáry

Se zřetelem na požadavky rozvíjející se automatizace, zvyšují se nároky na dokonalou plynulosť posuvových pohybů a vzniká požadavek na dosažení co nejmenší velikosti dráhy při najízdění na požadovaný rozměr. Tyto mimořádně vysoké požadavky nejsou splnitelné kluzným vedením hydrodynamickým se zřetelem na vznik trhavých pohybů. Jedním z řešení tohoto systému je, jak již bylo uvedeno, vedení se třením kapalným (hydrostatické), jiným je vedení valivé. Valivého vedení se začalo používat u nejpřesnějších strojů (např. souřadnicové vrtačky SIP, brusky) a jeho použití se v době zavádění automatizace stále rozšiřuje.



Obr.243.: Závislost součinitelů tření na rychlosti

Přednosti tohoto vedení jsou obdobné jako při použití valivých ložisek namísto kluzných pro uložení hřídelů. Je to především :

- celkově menší součinitel tření a nepatrny rozdíl mezi součinitelem tření za kľudu a za pohyb, což má velký vliv na odstranění trhavých pohybů při nepatrných rychlosťech pohybu jak je zřejmé z obr.
- 243,
- minimální spotřebení a tím dlouhá životnost,

- možnost vymezení výše a předepnutí,
- vysoká přesnost pohybu i při malých rychlosťech.

Na druhé straně jako nevýhody valivého vedení lze uvést:

- vysoká náročnost na přesnost výroby a tím poměrně vysoká cena,
- větší rozměry než vedení kluzné,
- menší schopnost útlumu chvění.

Vliv předepnutí na zvýšení tuhosti je zřejmý z obr.244. Stejná velikost zatěžující síly  $F_o$  způsobí výrazně menší deformaci  $y_o$  u předepnutého vedení, ve srovnání s vedením nepředepnutým.

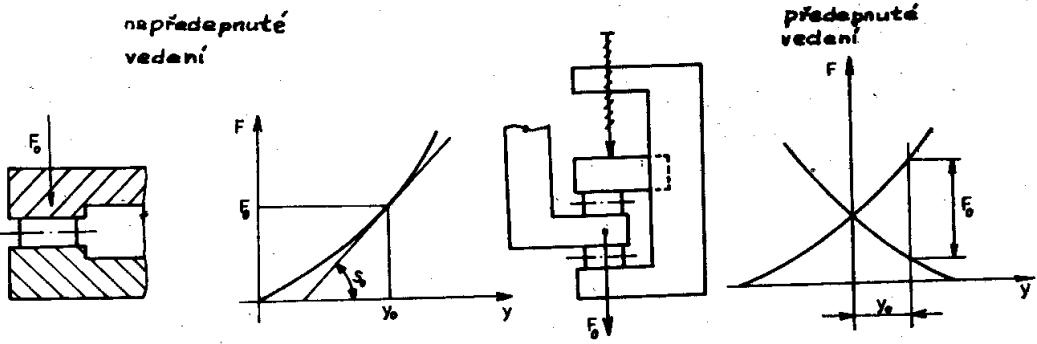
Pro výpočet třecího odporu valivého vedení platí vztah :

$$T_v = N \cdot f_v$$

$N$  ... zatížení normálné

$f_v$  ... součinitel valivého tření

$$f_v = 0,01 \div 0,03$$



Obr.244.: Tuhost nepředepnutoého a předepnutoého vedení

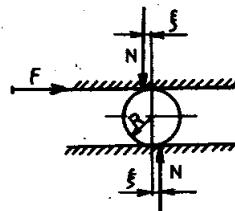
Na velikost třecího odporu má dále vliv i velikost valivého prvku dle obr.245, tz. průměr valivého těleska. Platí rovnice:

$$F \cdot 2R = 2N \cdot \xi$$

Čili síla k překonání třecího odporu:

$$F = \frac{N \cdot \xi}{R}$$

Z toho plyne, že čím je valivý prvek větší (větší R), tím je menší síla F. Valivá vedení se používají ve dvou základních variantách : - s omezenou délkou zdvihu  
- s neomezenou délkou zdvihu.



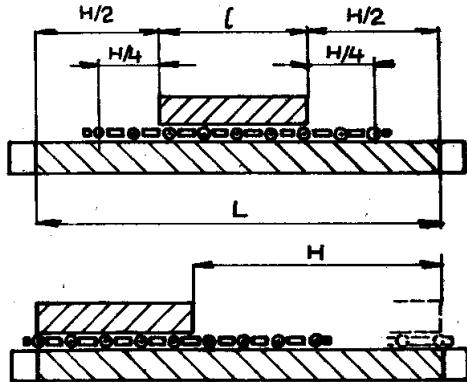
Obr.245.: Valivé tření

#### 12.2.1 Vedení s omezenou délkou zdvihu

Základní princip tohoto vedení je uveden na obr.246. Zdvih stolu je omezen, neboť klec s valivými prvky vykoná zdvih rovný polovině pracovního zdvihu. Zóna trvalého podepření valivými prvky je dána vztahem, jak je zřejmé z vyobrazení :

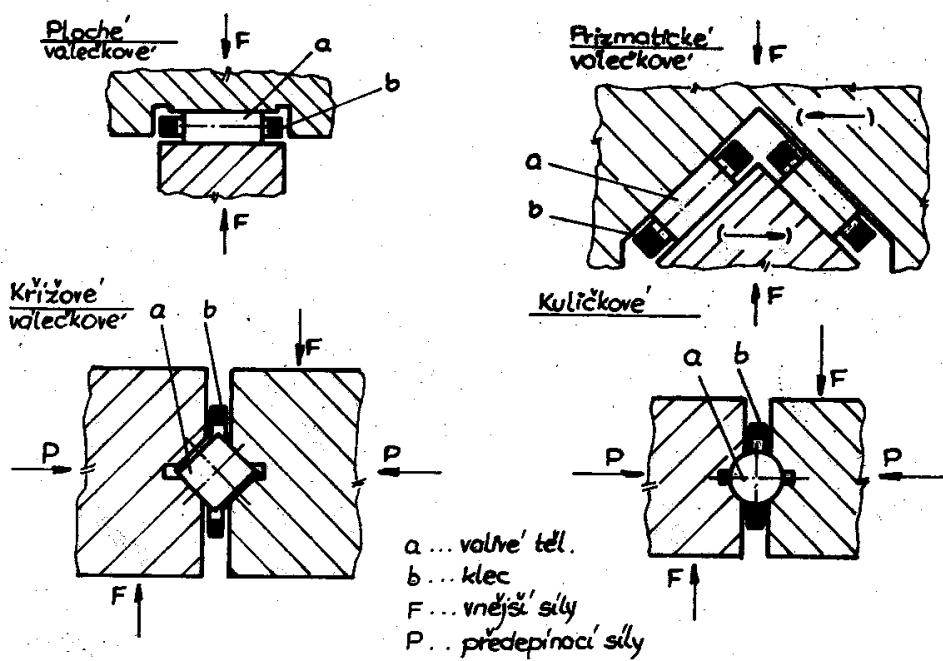
$$\zeta = L - h$$

Některé typy často používaných valivých vedení s omezenou délkou zdvihu jsou znázorněny na obr.247.



#### S omezenou vel. zdvihu

Obr.246.: Přímočaré vedení s omezenou délkou zdvihu



Obr.247.: Typy valivých vedení

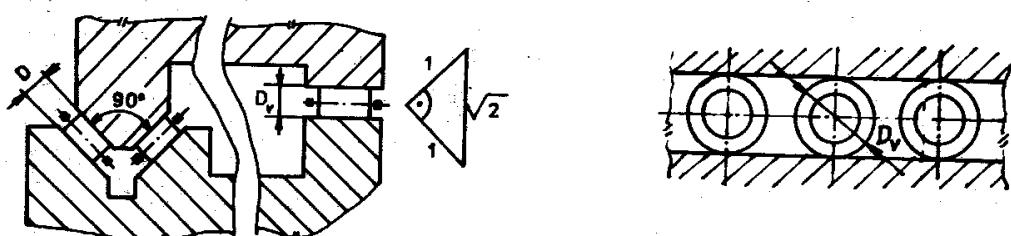
Jednotlivé typy vedení vykazují své specifické vlastnosti :

- Válečkové vedení (obr.248) :

Má nejčastější použití pro dobrou tuhost a přesnost. Používá se zpravidla v provedení s jednostranným prizmatickým vedením. Dosedací plochy se zaškrabávají jako pro kluzné uložení, což má za následek, že řada válečků na rovinné vodící ploše musí mít nenormalizované rozměry, neboť

$$D_v = \sqrt{2} \cdot D = 1,414 D$$

Tyto speciální válečky si musí výrobce obráběcích strojů vyrobit sám. Jelikož válečky musí být velmi přesné, dělají se někdy duté dle vyobrazení, což má přirozeně důsledek ve snížení tuhosti.



Obr.248.: Válečkové vedení kombinované

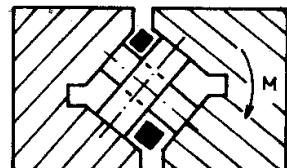
Při transportu stroje se místo válečků dávají dřevěné lišty, aby se zamezilo poškození vodících ploch.

- Vedení se zkříženými válečky (obr.249) :

má výhodu v tom, že zachycuje i momentová zatištění. Válečky mají větší průměr než šířku. Tento typ vedení vyžaduje přesnou výrobu.

- Jehlové vedení (obr.250) :

se používá nejčastěji v provedení rybinovitého vedení. Výrobce obráběcích strojů vyrábí pouze klec pro jehly, které se používají normalizované z jehlových ložisek.

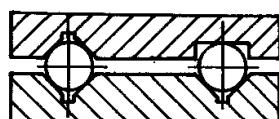
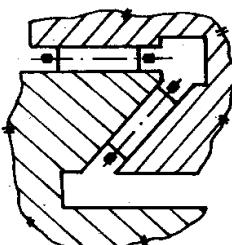


Obr.249.: Vedení se zkříženými válečky

- Kuličkové vedení

(obr.251) :

má menší únosnost a konstrukční provedení vyžaduje zpravidla obložit vodící plochy kalenými ocelovými lištami s ohledem na bodový styk.



Obr.250.: Jehlové vedení

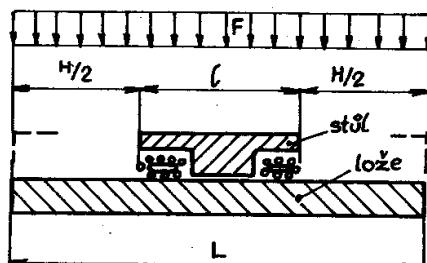
Obr.251.: Kuličkové vedení

### 12.2.2 Vedení s neomezenou délkou zdvihu

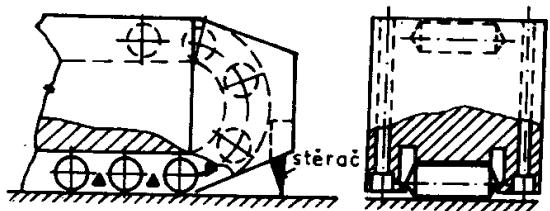
U tohoto principu vedení se posuvový stůl může pohybovat po celé délce lože  $L$  a přenášet jmenovité zatištění  $F$  dle obr.252.

Základním prvkem, který umožňuje teoreticky neomezenou délku zdvihu jsou tzv. valivé hnizda (bloky). Princip je uveden na obr.253. Určitý počet válečků vedených kleci obíhá po dráze vytvořené v tělese hnizda, které se připevní šrouby na posuvnou část.

Valivé bloky jsou vyráběny specializovanými výrobci v širokém sortimentu velikostí, pro pokrytí širokého spektra využití. Přehled valivých bloků známého výrobce INA je uveden na obr.254.

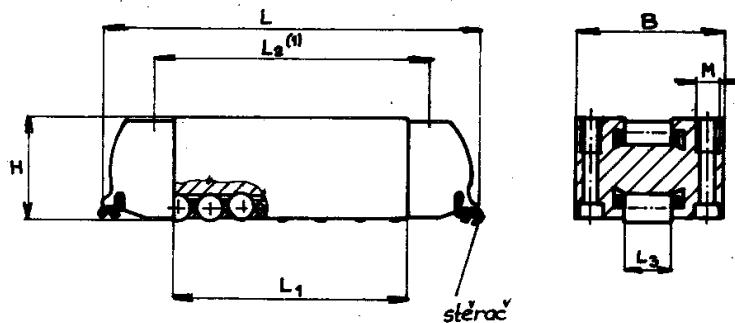


Obr.252.: Princip vedení s neomezenou délkou zdvihu



Obr.253.: Valivé hnizdo - blok

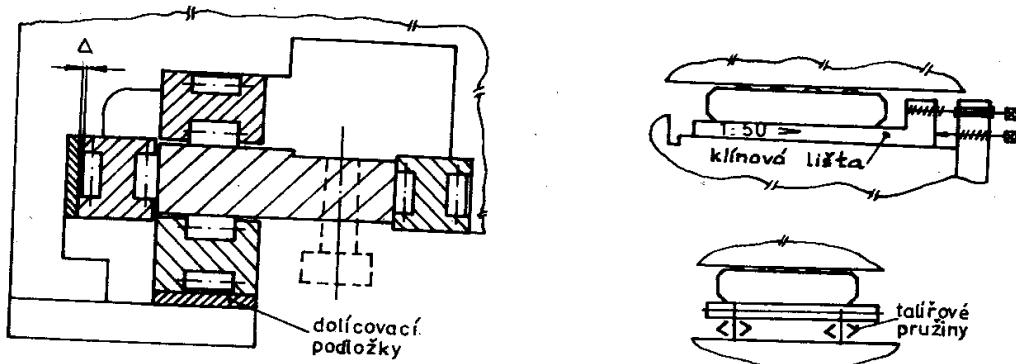
Příklad provedení valivého vedení je na obr.255. Vodicí lišta je přišroubována k loži a valivé bloky jsou uloženy na posuvovém stole. Pro vymezení vůle a vytvoření předpětí je vždy jeden z dvojice protilehlých valivých bloků podložen dolícovací



Typ. ozn.	Rozměry (mm)							Únosnost (N)	
	H	L	B	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	M	C dynam.	C stat.
RUS H-L									
19069	19	69	27	44	50	10	4	42000	33000
19105	19	105	27	78,5	85	10	4	72000	66000
26086	26	86	40	53	63	14	6	76000	56000
26102	26	102	40	69	79	14	6	95000	75000
26126	26	126	40	93	103	14	6	122000	103000
38134	38	134	52	85	100	20	8	179000	133000
38206	38	206	52	158	172	20	8	305000	265000
65210	65	211	76	134	-	30	10	465000	345000
85280	85	281	104	185	-	40	14	840000	620000

(1) min. délka opěrné plochy

Obr.254.: Valivé bloky INA - rozměry, únosnosti



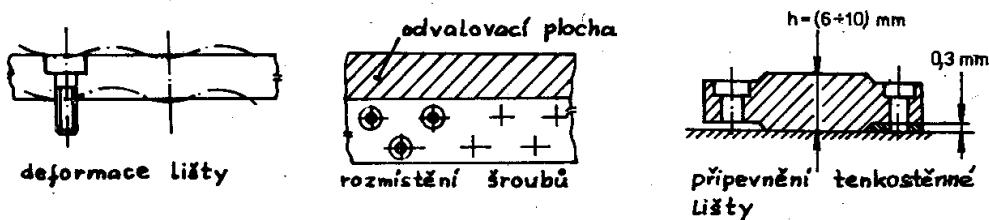
Obr.: 255.: Předepnutí valivých bloků - varianty

podložkou. Dolícování musí být velmi přesné, neboť valivé bloky mají vysokou tuhost, např. cca 2000 N/mm. Chyba v dolícování, např. 0,01 mm, by způsobila změnu předpětí v hodnotě 20 000 N. Tento způsob je tedy značně náročný na kvalitu montáže.

Proto je někdy výhodné použít princip stavitelného předpětí pomocí klínové podložky posouvané šroubem. Zřejmými nevýhodami tohoto způsobu jsou větší rozměry a vyšší pracnost výroby.

Někdy je výhodné použít pro vyvození předpětí talířových pružin, dle vyobrazení. Tento princip má ovšem nižší tuhost danou tuhostí talířových pružin a rovněž vyžaduje větší vestavný prostor.

Pozornost je dále nutno věnovat připevnění vodicích lišt, neboť v místě připojovacího šroubu dochází k porušení přímočarosti vodicí plochy dle obr.256. Je vhodné použít větší počet šroubů, v uspořádání např. dle uvedeného vyobrazení.



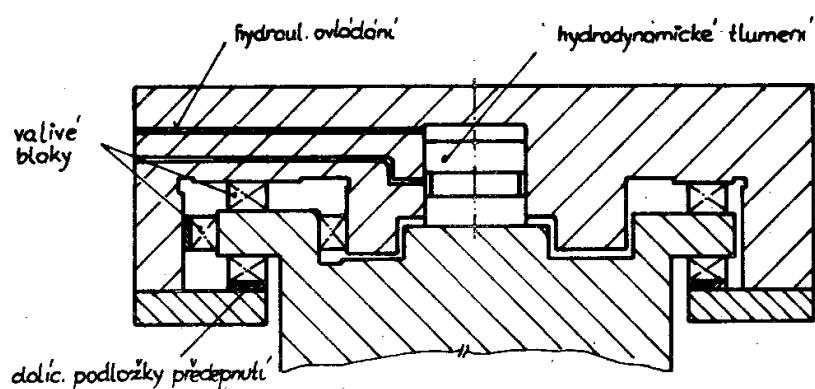
Obr.256.: Připevnění vodicích lišt

Kalené vodicí lišty z jednoho kusu jsou drahé a mají vysokou spotřebu kvalitní legované oceli. Proto se často používá obkládání vodicích ploch pomocí tenkostenných vodicích lišť.

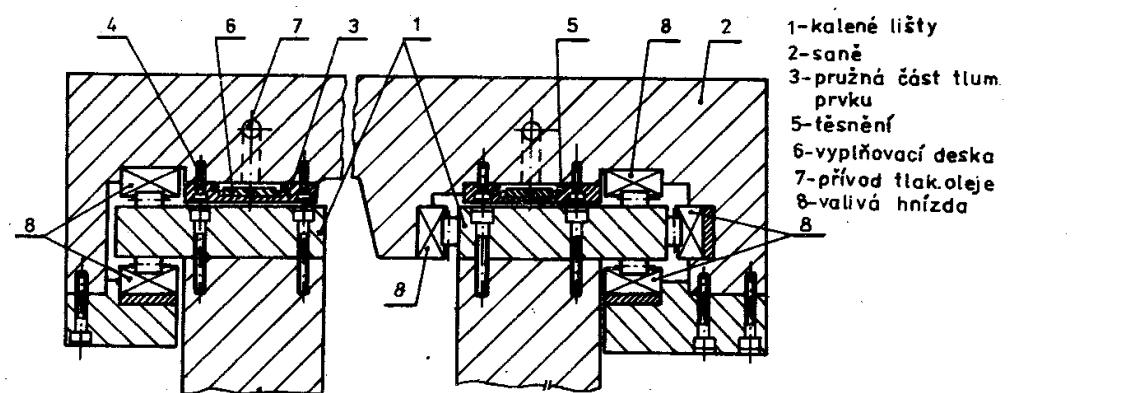
Jak již bylo uvedeno, nevýhodou valivého vedení je malá schopnost tlumit chvění. V poslední době byl vyvinut princip vedení s řízenými vlastnostmi. Podstatou je v tom, že do valivého vedení s valivými bloky jsou zabudovány říditelné tlumící jednotky. Tyto tlumící prvky jsou řízeny řídícím systémem stroje tak, aby při hrubovacích operacích vedení dobře tlumilo chvění (tlumící prvky pod tlakem) a při přesných dokončovacích operacích mělo velmi malé pasivní odpory (tlumící prvky vypnuty).

Jeden příklad valivého vedení s hydrodynamickým tlumením je uveden na obr. 257. Standardní provedení valivého vedení je doplněno hydraulicky ovládanými tlumícími pisty, které působí na funkční protiplochu na loži a regulaci hydraulického tlaku lze měnit vlastnosti vedení.

Další příklad předepnutého valivého vedení se zabudovanými membránovými tlumícími prvky je uveden na obr.258.



Obr.257.: Valivé vedení s hydrodynamickým tlumením



Obr.258.: Valivé vedení s řízenými vlastnostmi

### 12.3 Ochrana vedení. krytování

Důležitou podmínkou pro dobrou funkci vedení je zabránit vnikání nečistot, cizích tělisek a prachu mezi vodící plochy, které se po sobě navzájem pohybují. Nečistoty nalepené na vodící ploše podstatně urychlují opotřebení a v mnohých případech způsobují zadírání vodících ploch.

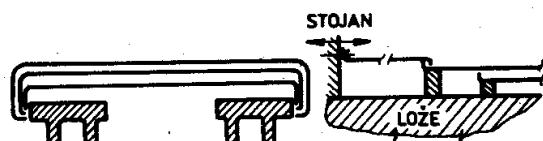
Teorie procesu opotřebování jsou složité a v současnosti dosud nedokonale prozkoumané. Z mnoha druhů opotřebení zhoršujících přesnost vodících ploch, se u obráběcích strojů vyskytuje především opotřebení brusné - abrazivní -, jehož podíl na celkovém opotřebení je až 90 %. Hlavními prostředky, které toto opotřebení snižují, jsou kryty a stěrače, a dále tvrdost po sobě se troucích vodících ploch.

Dokonalé ochraně vodících ploch proti vnikání nečistot je třeba věnovat stále větší pozornost. Zvláště u nových výkonných obráběcích strojů, kde třecí práce je v důsledku větších měrných tlaků a rychlostí značně větší, je nutná dokonala ochrana proti všem vnějším vlivům prostředí.

Krytů se používá zvláště u brusek, kde drobounké třísky (mnichy pro svou vysokou teplotu shorí a vytvářejí tak tvrdý kysličník železa - okuje) spolu s rozdracenými brusnými zrny působí zvlášť velké opotřebení vodících ploch. Používá se zde zejména tzv. harmonikových krytů, které kryjí volné části vodících ploch po obou koncích (obr.259). Tyto kryty jsou velmi dokonalé, avšak pro svou malou pevnost (jsou vyroběny z různých textilních a plastických hmot) a odolnost proti teplotě jsou ne-



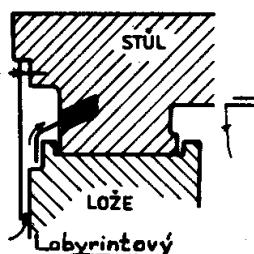
Harmonikový kryt



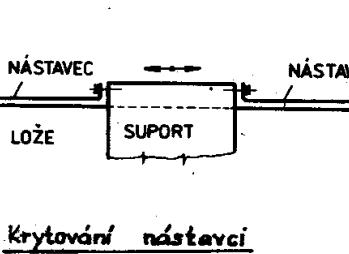
Teleskopický kryt

Obr.259.: Varianty krytování lože

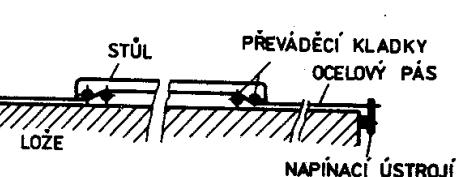
vhodné pro ochranu proti hrubým třískám. Proti hrubým třískám se vodící plochy zakrývají teleskopickými plechovými kryty, jako např. vedení na loži vodorovné vyvrtávečky, frézky apod. Aby se zabránilo vnikání nečistot z boku vodících ploch, je vhodné využití labyrintového těsnění dle obr.260.



Labyrintový kryt



Krytování nástavci



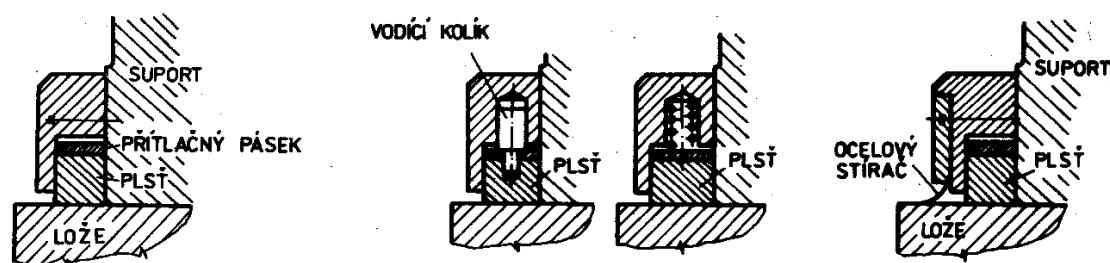
Krytování pásy

Obr.260.: Varianty krytování lože

U strojů, kde se vedení znečištuje převážně místně, v okolí pracujícího nástroje (soustruh, revolverový soustruh apod.), používá se na suportech nástavců, které musí dobře přiléhat na vodící plochy na loži, a vyžadují umístění stěračů na obou koncích. Aby nástavce nezměňovaly dráhu suportu, musí mít ostatní součásti stroje umístěné na loži, popřípadě je nutno vytvořit v těchto tělesech (vřeténk) otvory (tunely) pro jejich volný průchod .

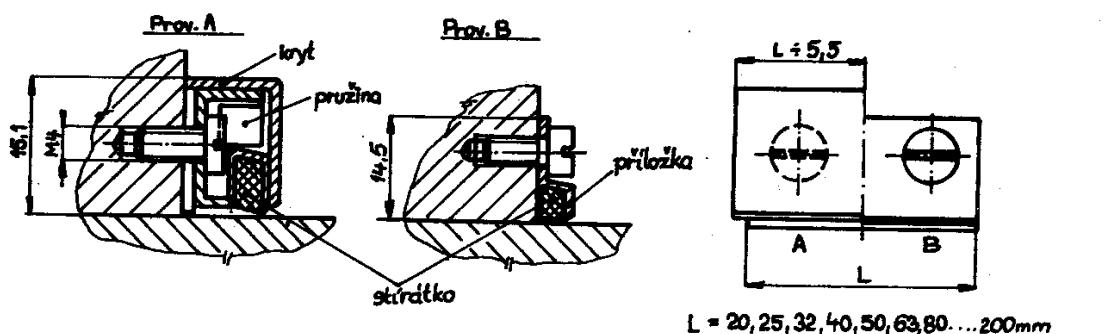
Při jiném způsobu zakrytí vodících ploch se používá ocelových pásoù. Konstrukčně je třeba upravit pohyblivou část stroje (suport, stojan, stůl apod.) tak, aby ocelový pás jí mohl volně procházet. Materiál pásoù (planžet) je pružinová ocel, pásy se nesmějí deformovat a musí dokonale přiléhat k vodící ploše, kterou kryjí (jsou k ní přitlačovány vnějšími přiváděcími kladkami).

Tam, kde se nepoužívá anebo nelze použít krytů, chrání se vodící plochy stěrači. Stěrače jsou vždy umístěny na koncích vodících ploch posouvajících se částí (např. suportů, stolů). Na obr.261 jsou uvedeny různé varianty stěračů vodících ploch. Jednodušší provedení stěrače představují první tři varianty. Dokonalejší stěrač je poslední vyobrazená varianta. Stěrač je opatřen ocelovým břitem na setření hrubých nalepených nečistot a plastenou (nebo pryžovou) vložkou k setření jemných nečistot. Plastená nebo dokonalejší pryžová vložka současně zabrání vytékání mazacího oleje, který se přivádí do troucích se ploch. Dobrá konstrukce stěrače musí zaručovat snadnou obsluhu stěrače, který musí být občas čištěn, popř. se musí plastená či pryžová vložka vyměnit. Stěrače opatřené ocelovým břitem se v těžkých pracovních podmínkách (stroje v hrubovnách) chrání ještě odklepným masivním víkem, aby se nepoškodily při styku s těžkými předměty.



Obr.261.: Varianty stěračů nečistot

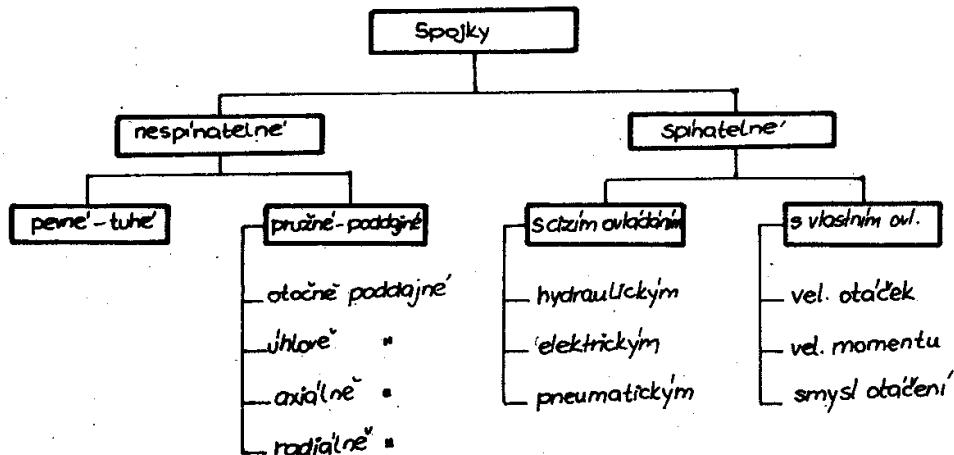
Poslední vývojový typ stěrače, který je seriově vyráběn v různých délkách, je uveden na obr.262. Lze jej využívat v různých provedeních a případně dále doplnit např. stíracím plechem, pro zajištění ochrany vlastních těsnících (stíracích) prvků z umělé hmoty.



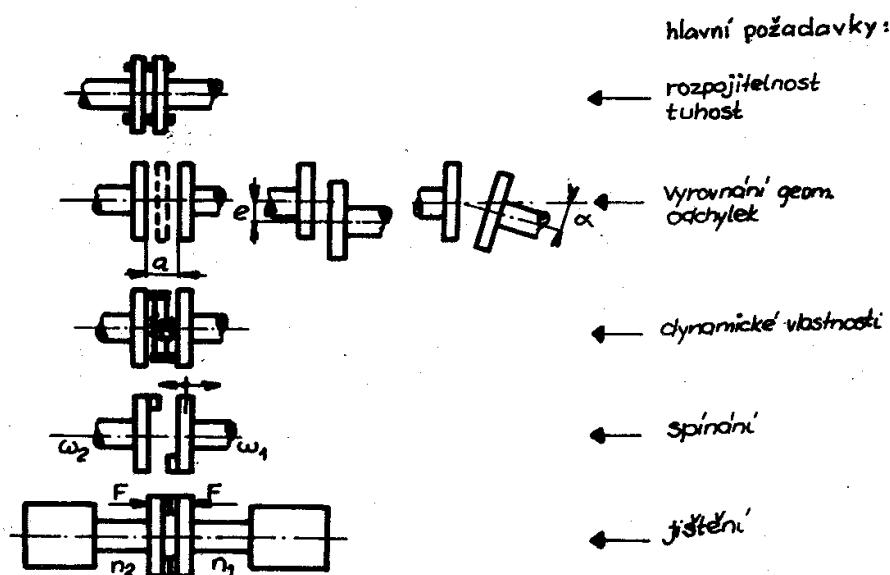
Obr.262.: Stěrače vodících ploch - ON 203533

### 13. S P O J K Y

V převodových ústrojích a pohonech obráběcích strojů se používá spojek všech druhů: tuhých, poddajných i výsuvných. Mezi spojky patří dále volnoběžky a pojistné spojky, přerušující přenos pohybu při překročení největšího přípustného zatížení. Členění typů spojek používaných při konstrukci obráběcích strojů je uvedeno na obr. 263.



Obr. 263.: Členění spojek pro obráběcí stroje



Obr. 264.: Požadavky na spojky obráběcích strojů

Všeobecné požadavky na spojky jsou rovněž názorně uvedeny na obr. 264 a za-

hrnují především :

- Usnadnění montáže tím, že jednotlivé agregáty jsou připojovány pomocí přístupných a rychle odpojitelných spojek.
- Kompenzace geometrických odchylek v souososti, natočení, naklopení a posunutí.
- Zlepšení dynamických vlastností (tlumení kmitání a rázů).
- Spínání a vypínání přenosu momentu (v klidu i za chodu).
- Jištění určitých částí pohonu proti přetížení včetně signalizace.

### 13.1 Spojky nespínatelné

Spojují trvale dva souosé hřídele a mají zajistit rychlou odpojitelnost dvou částí kinematického řetězce nebo odpojitelnost hnacího motoru při výměně, opravě apod. Podle konstrukčního provedení člení se tento typ spojek na :

- spojky pevné (tuhé),
- spojky poddajné (pružné).

#### 13.1.1 Spojky pevné

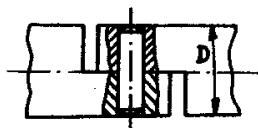
Úkolem pevných spojek je zajistit :

- přenos kroutícího momentu,
- odpojitelnost dvou hřídel.

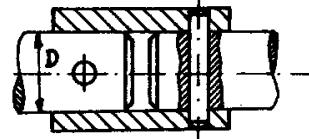
Vyznačují se malými stavebními rozměry. Pcdmínkou použití je přesná, vzájemná poloha spojovaných konců hřídel. Podle principu přenosu síly existují různá provedení pevných spojek. Kolíkové a pouzdrové patří k nejjednodušším typům. Velikost přenášeného momentu je zde určena ohybovou a smykovou pevností kolíků a pouzdra. Pro přenos větších momentů se používají různé typy přírubových a miskových spojek. Při vhodném dimenzování je moment přenášen třením vyvolaným dotažením obou částí spojky.

Nejčastější využití mají tyto typy pevných spojek dle obr.265;

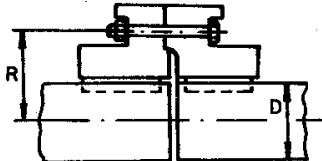
kolíková



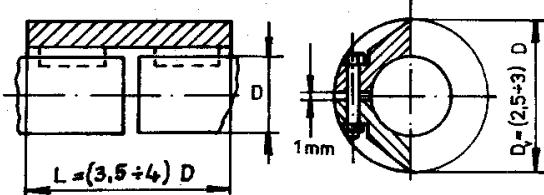
pouzdrová



přírubová



misková



Obr.265.: Typy pevných spojek

- Spojka kolíková : představuje nejjednodušší typ vhodný ovšem jen pro přenos malých hodnot kroutícího momentu. Další nevýhodou je obtížná demontáž, neboť je nutno odsunout jeden hřídel.
- Spojka pouzdrová : je rovněž konstrukčně jednoduchá, ale vhodná pro přesnost malých hodnot kroutícího momentu. Při odpojování hřídelů není nutné axiální odsumutí jednoho hřidele.
- Spojka přírubové (kotoučová) : používá se pro přenos vyšších hodnot kroutícího momentu. Kroutící moment se přenáší třecím momentem ve stykové ploše přírub vyvozený upevněním šroubů na poloměru R. Má platit :

$$M_T > M_K$$

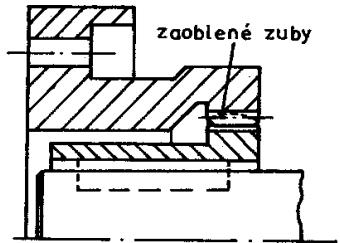
Není-li možné tuto podmíinku splnit (např. z důvodu omezených vestavných rozměrů spojky v převodovce apod.) je nutno použít lícovaných šroubů, které rovněž přenáší kroutící moment.

- Spojka pouzdrová (misková) : kroutící moment se přenáší perly nebo drážkováním. Používá se pro přenos vysokých hodnot kroutícího momentu.

### 13.1.2 Spojky poddajné (pružné)

Používají se mnohem častěji než pevné spojky, neboť zajišťují nejen přenos kroutícího momentu a odpojitelnost hřídelů, ale kompenzují i nepřesnosti a deformace hřídelů při zachování torzní tuhosti.

Mají za úkol vyrovnání geometrických odchylek konců hřídelů a zlepšení dynamických vlastností pohonu (záběr, rázy,...). Pro přenos vysokých hodnot momentů jsou používány spojky zubové dle obr.266, které zajišťují vysokou torsní tuhost a dovolují kompenzaci úhlových a axiálních deformací. Moment přenáší pouzdro s oboustranným vnitřním ozubením od nábojů s vnějším, zaobleným ozubením. Jelikož v záběru ozubených prvků dochází k relativnímu pohybům je nutno zajistit přimávání tohoto typu spojky.

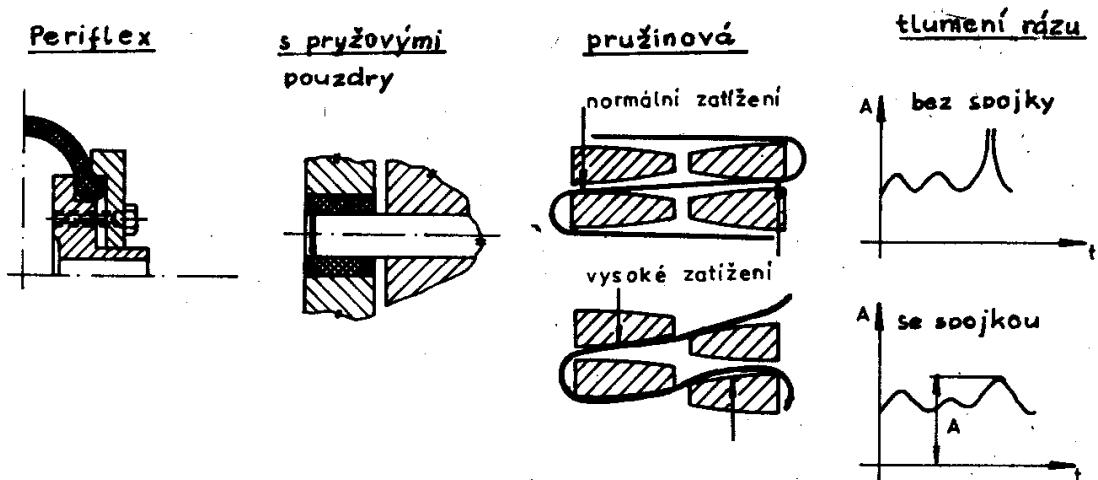


Obr.266.: Spojka s vnitřním ozubením

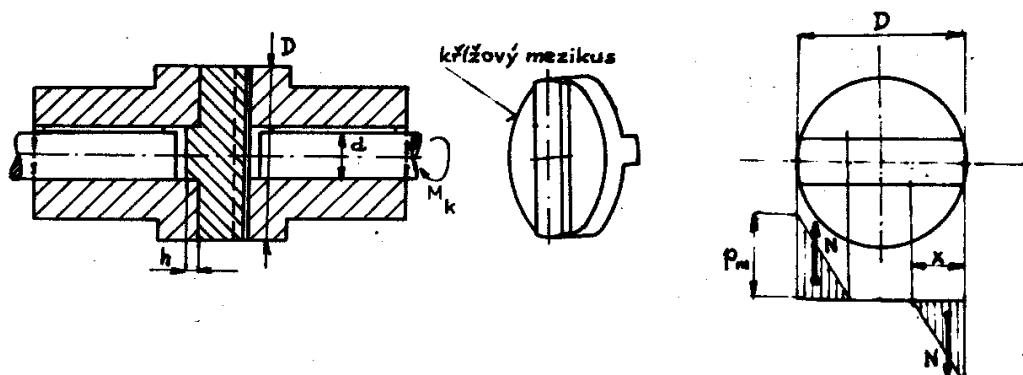
Pružné spojky s poddajným prvkem (pryž, pružina) se používají v řadě různých provedení. Tlumí rázy při přenosu zatížení a současně kompenzují nepřesnosti polohy konců hřídelů. Jsou vyráběny v celé řadě konstrukčních modifikací, z nichž některé příklady jsou uvedeny na obr.267.

Pružná spojka s pryžovou manžetou (Periflex) má časté využití, neboť kromě kompenzace nepřesnosti výrazně zlepšuje dynamické vlastnosti pohonu. Svojkys s kolíky a pryžovými pouzdry představují velmi jednoduché a levné provedení, vhodné zejména pro menší výkony. U spojky pružinové dochází ke změně torzní tuhosti v závislosti na zatížení.

Ve stavbě obráběcích strojů má značné široké využití osvědčená křížová.



Obr.267.: Pružné spojky s pružnými prvky



Obr.268.: Křížová (Oldhamova) spojka

Oldhamova spojka dle obr.268. Používá se pro spojení dvou rovnoběžných hřídelů s většími výstřednostmi (několik desetin mm i více). Třecí plochy jsou cementované a kalené. Ke zmenšení opotřebení doporučuje se pro styčné plochy tvrdest, např. HRC 55, HRC 60. Pro vysoký počet otáček a velkou výstřednost se dělá střední pohyblivá část bronzová.

Měrné tlaky mezi styčnými plochami se dají počítat podobně, jako měrné tlaky na vodících plochách přímočarého kluzného vedení.

Můžeme stanovit momentovou podmíinku rovnováhy :

$$M_k = N \left( D - \frac{2}{3} X \right)$$

kde  $M_k$  ... přenášený moment  
 $N$  ... výslednice měrného tlaku  
 $D$  ... průměr spojky  
 $X$  ... skutečná délka styku

Za předpokladu lineárního průběhu tlaku ve styčných plochách je:

$$N = \frac{P_m \cdot h \cdot x}{2} \quad \text{kde } P_m \dots \text{krajní měrný tlak (8-25 MPa)} \\ h \dots \text{šířka styčné plochy}$$

Rychloběžné Oldhamovy spojky musí být kvalitně mazány. Mechanická účinnost bývá 0,92 až 0,96.

### 13.2 Spojky spinatelné

Podle principu spinání a vypínání spojky je členíme na dvě funkčně odlišné podskupiny :

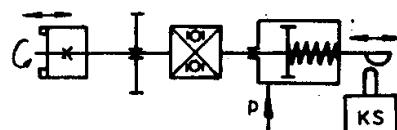
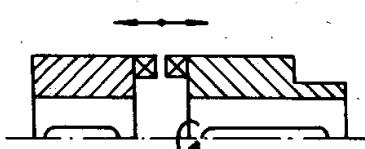
- spojky s cizím ovládáním,
- spojky s vlastním ovládáním.

#### 13.2.1 Spínatelné spojky s cizím ovládáním

Sepnutí či vypnutí spojky je prováděno všemi možnými principy, tj. mechanicky, hydraulicky, pneumaticky, elektricky. Podle velikosti otáček, při kterých lze spojku spinat, členíme je na dvě skupiny. První skupinu tvoří :

Spojky spinatelné v klidu nebo málo rozdílných otáčkách

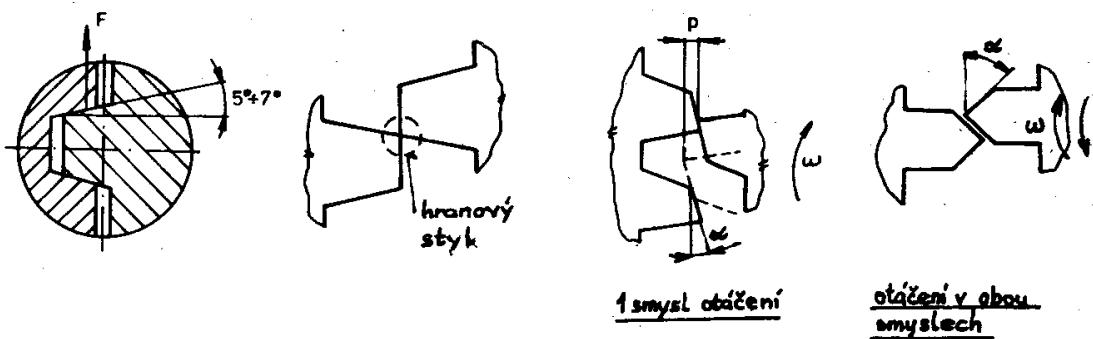
Patří sem zejména zubové spojky, které se hodí k přenášení velkých kroutících momentů a tam, kde musí být mezi spojenými částmi převodového ústrojí záchrána pevná kinematická vazba. Mají poměrně malé rozměry. Zasouvají-li se za chodu, vzniká ráz. Proto se dají zasouvat pouze do určité obvodové rychlosti, která závisí na velikosti setrvačných hmot hnací čelisti a na poddajnosti částí spojky a ostatních částí, namáhaných při zapnutí spojky zrychlujícím momentem. Jako hrubá směrnice se udává maximální obvodová rychlosť na roztečné kružnici zubů asi  $0,7 \frac{\text{ms}}{\text{s}}$ .



Princip mechanizmu spinání spojky

Obr.269.: Čelní zubová spojka

Princip čelní zubové spojky je na obr.269. Zuby mají zpravidla lichoběžníkový profil se samosvorným úhlem boků zubů dle obr.270. Nevhodou symetrického profilu zuba je, že při dosednutí na čelní rovinou plochu může dojít k unášení druhé části spojky, aniž by došlo k zasunutí. Dále je nepříznivý hranový styk při poloze zubů dle vyobrazení, který má za následek nadměrné opotřebení hran zubů

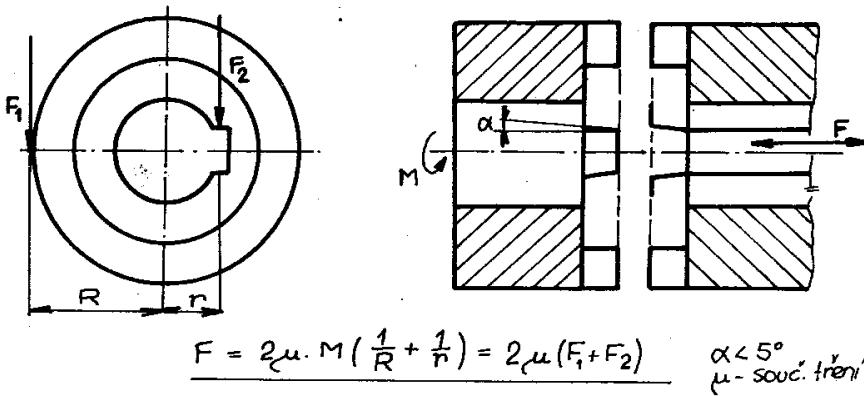


Obr.270.: Provedení zubů zubové spojky

spojky. Proto je výhodné pro případy, kdy spojka je spínána vždy při jednom smyslu otáčení, provést čela zubů tak, že čelo zuba má nesamosvorný sklon, který zajistí spolehlivé zasunutí. Pro spojky spínané v obou smyslech je potom vhodné provedení čela zubů s oboustranným sklonem dle vyobrazení.

Pro zajištění spolehlivé funkce spojky se používá princip ovládání zpravidla hydromechanicky, kdy poloha zasunutí spojky je kontrolována např. koncovým spínačem.

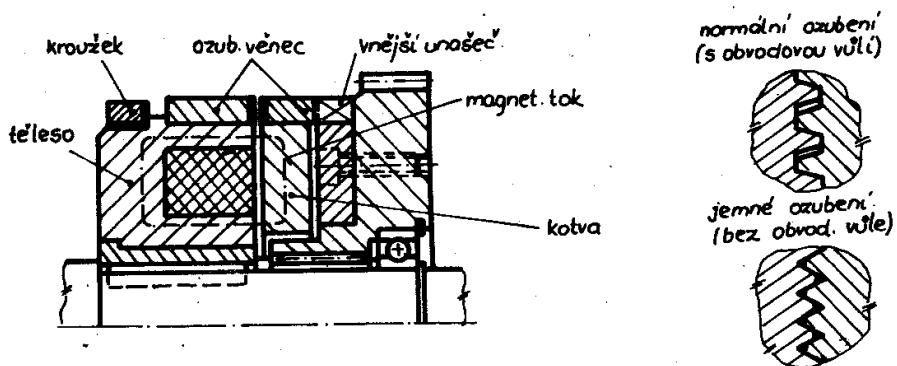
Při dimenzování mechanizmu pro vysouvání a zasouvání části zubové spojky je nutno pamatovat na vliv pasivních odporů dle obr.271, které u tohoto typu spojek se samosvornými čelními zuby mohou mít vysoké hodnoty. Mechanismus se dimenzuje na nejhorší provozní podmínky (suché tření).



Obr.271.: Zubová spojka samosvorná - přesouvací síla

Často se rovněž používají čelní zubové spojky s jemným ozubením dle obr.272 s elektrickým ovládáním. Mají výhodu v tom, že mohou přenášet vysoké hodnoty kroužícího momentu při malých rozdílných otáčkách obou částí spojky.

Konstrukční provedení představuje elektromagneticky ovládanou zubovou spojkou kroužkovou. Těleso spojky se zlitým vinutím nese jednu část ozubeného věnce, která má na obvodě upevněnu druhou část, z které se přes unášeč přenáší moment na ozubené kolo, dle vyobrazení. Tento typ spojky může být spínán jen v klidu, nebo při velmi málo rozdílných otáčkách obou částí spojky. Výhodou je přenos vysokých



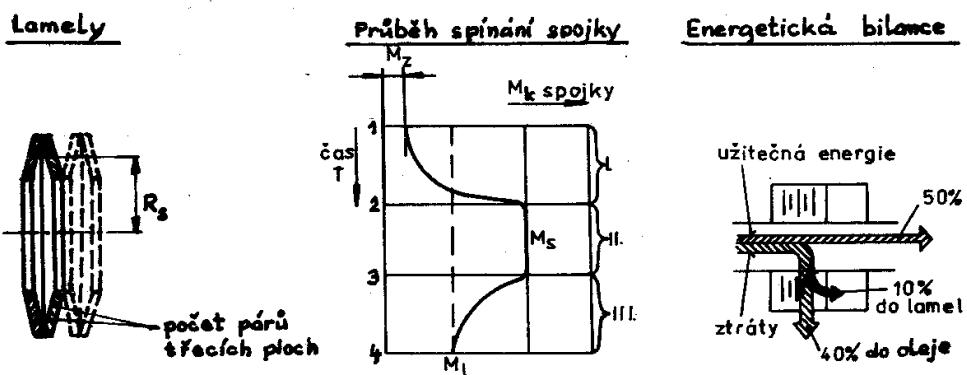
Obr.272.: Elektromagnetická zubová spojka - kroužková

momentů při relativně malých rozměrech a synchronní přenos momentu (bez prokluzu). Ozubení spínanych částí mohou být provedena podle podmínek využití, s jemným ozubením metrického nebo lichoběžníkového profilu, jak je znázorněno v obrázku. Ne-samosvorný profil vyžaduje trvalé působení spínací síly elektromagnetu.

Druhou skupinu spínatelných spojek s cizím ovládáním tvoří :

#### Spojky spínatelné při různých otáčkách

Klasické kuželové nebo jednoduché mezikruhové spojky třecí se při konstrukci obráběcích strojů téměř nepoužívají. Pro spínatelné spojky za pohybu má zásadní význam využití principu vícenásobných mezikruhových = lamelových spojek. Výhodou je velký počet třecích ploch, který umožnuje přenos kroutícího momentu při malých rozměrech spojky. Princip lamelové spojky včetně průběhu spínání a energetické bilance jsou znázorněny na obr.273.



Obr.273.: Princip lamelové třecí spojky

Základním konstrukčním prvkem jsou lamely, které pro zmenšení zbytkového třecího momentu při vypnuté spojce mají mírně kuželový tvar. Lamely jsou buď oce-

lové kalené, nebo častěji ocelové s nanesenou vrstvou slitiny na bázi bronzu, případně jiných hmot s dobrými třecími vlastnostmi.

Hodnoty dovolených měrných tlaků a součinitelů tření pro různé materiály funkčních ploch třecích, lamelových spojek jsou uvedeny na obr.274. Jako obecné

Materiál a stav třecích ploch		součinitel tření <i>f</i>	měrný tlak <i>P</i> (MPa)
ocelové kalené nebo kombinované ocel. kal+bronzové	v olejové lázní	0,04...0,1	0,3...0,8
lítinové nebo kombinované lítinové+fibrové	v olejové lázní	0,06...0,1	0,2...0,5
	mastné	0,08...0,12	0,15...0,4
lítinové nebo ocelové (nekalené) obkladěné mat. typu „Ferrodo“	za sucha	0,3...0,4	0,15...0,3

Obr.274.: Součinitel tření a přípustný měrný tlak v třecí spojce

kriterium vhodnosti použití lamelové třecí spojky lze doporučit ověřený empirický vztah:

$$\underline{P \cdot V \leq 2} \quad [\text{MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Casový průběh sepnutí třecí spojky má tři fáze vyznačené v obr.273:

fáze I.: vzájemné stlačení lamel ovládacím mechanizmem. Moment roste z hodnoty zbytkového momentu  $M_z$  až na hodnotu maximálního momentu spojky  $M_s$ , který je vyšší než moment zatěže  $M_L$ .

fáze II.: urychlování spojovaných částí až na synchronní běh obou částí - v této fázi vzniká největší třecí práce a teplo. Na konci této fáze (čas  $T_3$ ) bude úhlová rychlosť obou částí stejná = synchronní běh.

fáze III.: synchronní běh obou částí - spojka přenáší moment zatížení  $M_L$ .

V další části uvedeného obrázku je znázorněna energetická bilance lamelové třecí spojky. Je zřejmé, že cca 50 % převedené energie se mění v teplo a proto zejména u častého spinání je nutno řešit odvod tepla, neboť jinak by mohlo dojít k "vyhřátí" lamel nebo k nadmernému ohřátí stroje.

Třecí práce spojky  $A_t$  je dána výrazem:

$$A_t = \frac{1}{2} I_r (w_2 - w_1)^2 \quad \begin{aligned} &\text{kde } I_r \dots \text{moment setrvačnosti hmot redu-} \\ &\text{kovaných na hřídel spojky} \\ &w_2 \dots \text{úhlová rychlosť spinané části} \end{aligned}$$

Při rozběhu z klidu:

$$A_t = \frac{1}{2} I_r \cdot w^2$$

Množství vzniklého tepla je potom:

$$Q = \frac{z \cdot A_t}{427} \quad [\text{kcal} \cdot \text{h}^{-1}] \quad \text{kde } z \dots \text{počet sepnutí spojky za hodinu}$$

Kriteriem pro tepelné namáhání třecí spojky je množství tepla připadající na  $1 \text{ cm}^2$  třecí plochy za hodinu, tzv. měrné teplo spojky :

$$q = \frac{\alpha}{m \cdot S}$$

kde  $m$  ... počet třecích ploch  
 $S$  ... velikost třecí plochy v  $\text{cm}^2$

Hodnoty měrného tepla pro lamelové třecí spojky se dle zkušeností mají pohybovat v mezích dle obr.275:

Typ a provedení lamel	Měrné teplo $q$ v kcal $\text{h}^{-1} \cdot \text{cm}^2$
ocel na ocel v olejové mize	0,2 až 0,5
lamely chlazene olejem	1 až 2
lamely za sucha	0,2 až 0,25

Obr.275.: Přípustné měrné teplo u třecích spojek

Rozměry a velikost lamelové spojky se určí ze vztahu :

$$M_d = m \cdot f \cdot F_a \cdot R_s$$

kde  $m$  .... počet třecích ploch (párů)

$f$  .... koeficient tření

$F_a$  .... přítečná síla

$R_s$  .... střední poloměr třecí plochy lamel.

Během spinací doby dochází k tření lamel, tím vzniká teplo, které je nutno odvádět. Tím je také omezena četnost spinání. Spinací čas je tím větší, čím vyšší jsou setrvačné hmoty, které se musí urychlovat. Proto je nutné vždy určit moment setrvačnosti urychlovaných částí redukován na hnací hřídel :

$$I_{red} = I_0 + I_1 \left( \frac{n_1}{n_0} \right)^2 + I_2 \left( \frac{n_2}{n_0} \right)^2 + \dots$$

Ke každé spojce má svůj katalogový, přípustný moment  $M_s$ , který nesmí být překročen. Pro rovnoměrné zrychlení, či zpoždění lze potřebou práci A určit vztahem :

$$A = M_s \frac{w_2 - w_1}{2} \cdot t$$

$M_s$  .... jmenovitý moment spojky

$w_2$  .... úhlová rychlosť spinané časti

a z toho čas spinání spojky :

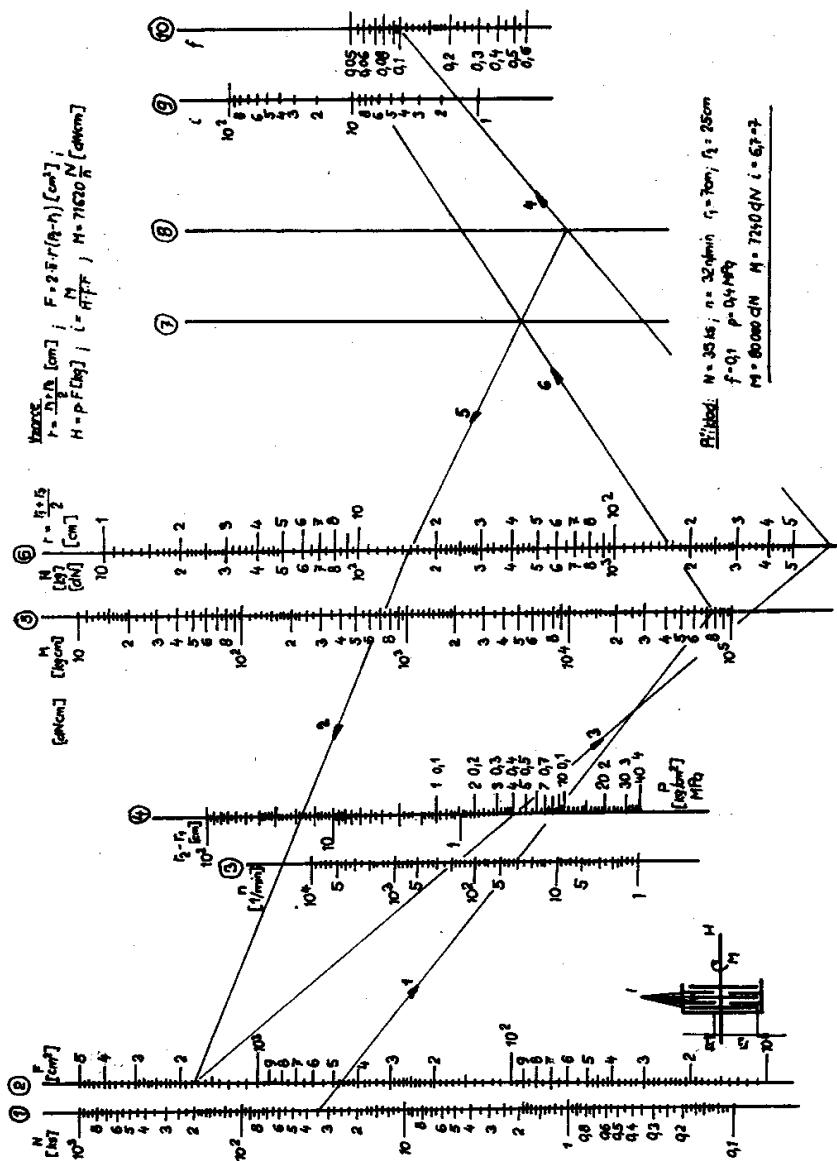
$$t = \frac{1(w_2 - w_1)}{M_s \pm M_l}$$

$M_l$  .... moment zátěže

kde znaménko "minus" platí pro zrychlení a "plus" pro zpoždění.

Rychlý a doshadečně přesný výpočet dimenze lamelové třecí spojky pro dané podmínky lze provést využitím spojnicového nomogramu na obr.276, který je určen pro předběžné a orientační výpočty spojek při konstrukci převodovek a pohonů obroběcích strojů.

Kroužkový moment  $M$  lze určit ze stupnice výkonu 1 (v ks), otáček 3 podle vztahu :



Obr. 276.: Nomogram pro výpočet lamelových třecích spojek

$$M = 716200 \cdot \frac{N}{n} \quad [\text{dNm}] \quad \dots \text{stupnice } \underline{5}$$

Rozsahy stupnic jsou voleny tak, že obsáhnou celé pole prakticky používaných výkonů i otáček.

Pro výpočet poloměru tření  $r$  se použije jednoduchý vztah

$$r = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad [\text{cm}] \quad \dots \text{stupnice } \underline{6}$$

Z toho pak třecí plocha lamely je dána vztahem :

$$F = 2\pi \cdot r (r_2 - r_1) \quad [\text{cm}^2] \quad \dots \text{stupnice } \underline{2} \text{ a } \underline{4}$$

Přítlačný tlak je pak dán součinem třecí plochy a dovoleným tlakem mezi lamelami :

$$H = p \cdot F \quad [dN] \quad \dots \text{stupnice 6}$$

Konečnou hodnotou výpočtu je určení počtu lamel ze vzorce, kde  $i$  je počet páru třecích ploch :

$$i = \frac{M}{H \cdot f \cdot r} \quad \dots \text{stupnice 9}$$

V nomogramu je uveden příklad využití : spojka má přenášet výkon 35 k při 32 ot/min; rozměry lamel jsou  $r_1 = 7$  cm,  $r_2 = 25$  cm, součinitel tření  $f = 0,1$  a měrný tlak  $p = 0,4$  MPa.

Vypočtené hodnoty:  $M_K = 80\ 000$  dNm,  $H = 7240$  dN,  $i = 6,7$ , tedy 7.

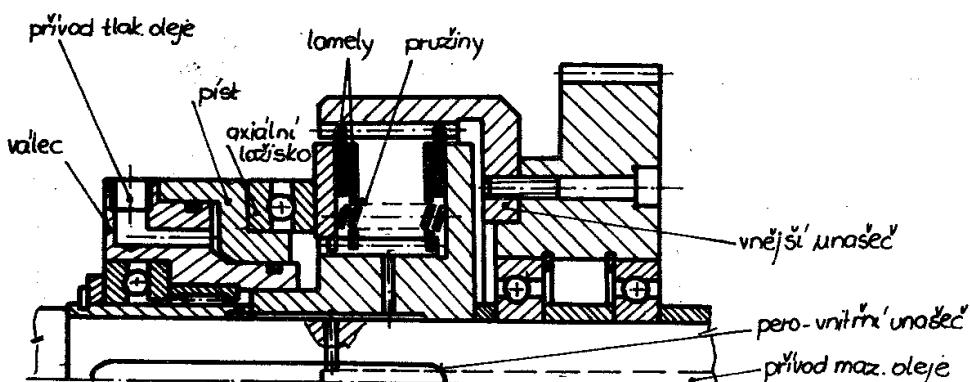
Celý postup výpočtu je patrný z očíslování spojovacích čar 1 - 6 a z označení šipkami. Jednotlivé hodnoty se nanáší na stupnice očíslované ① .... ⑩.

Podle způsobu ovládání nebo vyvození přítlačné síly na svazech lamel, jsou lamelové třecí spojky s ovládáním mechanickým, hydraulickým či pneumatickým a elektrickým. Nejčastější využití mají tyto typy třecích, lamelových spojek :

#### Lamelové spojky mechanické

Spínací síla je vyvozena přes pákový nebo ozubený převod axiálně posuvnou objímkou a pružinami.

#### Lamelové spojky hydraulické (obr.277)



Obr.277.: Lamelová spojka hydraulická

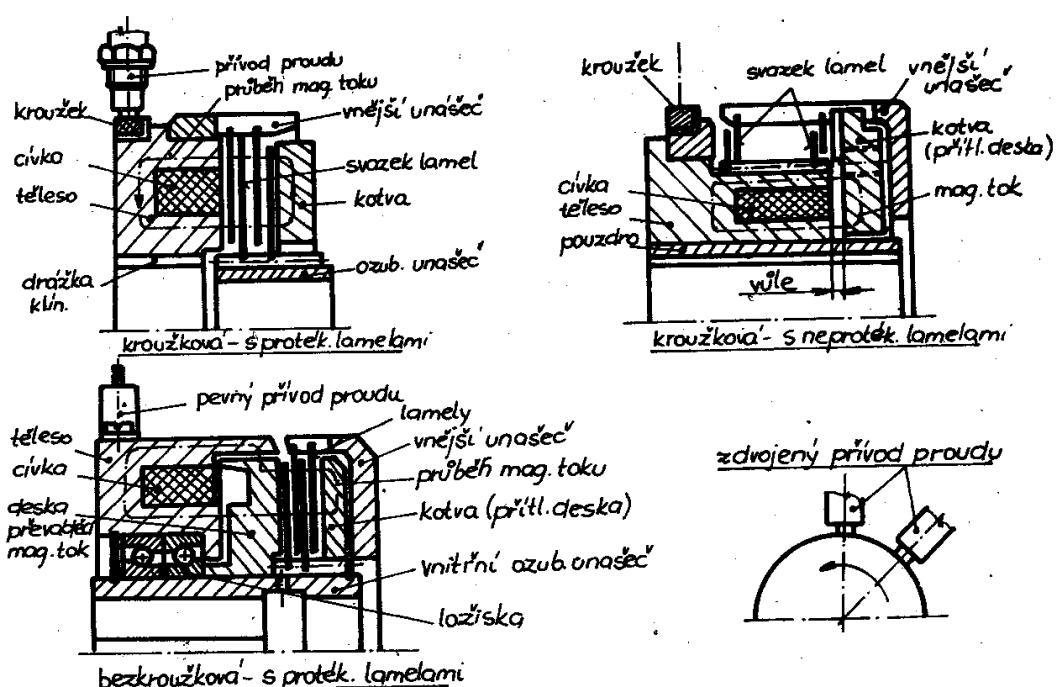
Píst přes axiální ložisko spíná svazek lamel. Výhodou je, že opotřebení lamel kompenzuje zdvih pistu, není nutné seřizování. Další výhodou jsou malé rozložení s ohledem na možnost dosažení vysokých hodnot přítlačné síly. Výhodnější je znázorněné provedení se stacionárním pistem s ohledem na pevný přívod tlakového oleje.

Další výhoda je v tom, že na hydraulický válec (včetně oleje) nepůsobí odstředivé síly a spinací cyklus může být rychlejší. Další předností je snadná regulační přenášení hodnoty kroutícího momentu tlakem oleje.

K nevýhodám hydraulické spojky patří poměrně značná složitost a potřeba zvláštního hydraulického obvodu i vyšší náročnost na údržbu.

#### Lamelové spojky elektromagnetické

Mají v současné době nejširší využití. Používají se nejčastěji ve třech konstrukčních variantách dle obr.278:



Obr.278.: Elektromagnetické lamelové spojky - typy

#### - Elektromagnetické spojky s protékanými lammeli, kroužkové:

U tohoto typu spojky jsou lamely umístěny přímo v oblasti magnetického toku. Tím je omezen výběr materiálu pro lamely, který musí být elektricky vodivý. Skladbu spojky tvoří těleso se zalitým vinutím elektromagnetické cívky s přívodním kroužkem proudu, svazek lamel a přitlačná deska (kotva). Vnější a vnitřní unášec kroutícího momentu mohou být provedeny v různých konstrukčních modifikacích. Výhodou tohoto typu spojky je, že není nutné seřizování po opotřebení lamel - proto se používají zejména v těžko přístupných místech převodovky. Další výhodou jsou malé rozměry s ohledem na umístění cívky v úrovni lamel. Nevýhodou je větší zbytkový moment při vypnuté spojce.

#### - Elektromagnetické spojky s neprotékanými lammeli, kroužkové :

Druhý typ spojky má svazek lamel umístěn v oblasti mino magnetický tok, což

umožňuje použití různých materiálů lamel i elektricky nevodivých (s obložením apod.). Přitlačnou sílu vyvozuje kotva a mezi základním tělesem a kotvou musí být vždy předepsaná výška (cca 0,2 - 0,3 mm), aby došlo k sevření lamel. Vlivem opotřebení je nutno během provozu tuto výšku kontrolovat a seřizovat. Výhodou tohoto typu spojky je menší zbykový, ztrátový moment při chodu naprázdně. Přívod proudu do cívky je řešen pomocí přívodních dotykků na sběrací kroužek, na tělese cívky. Pro zvýšení provozní spolehlivosti se mohou přívodní dotyky zdvojit dle vyobrazení.

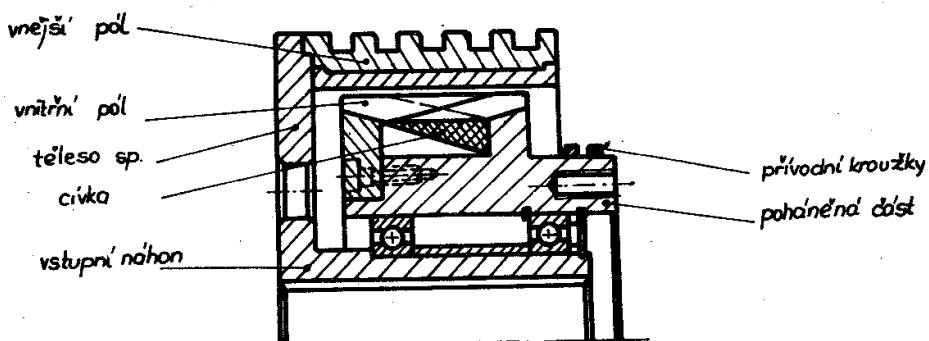
- Elektromagnetické spojky s protékanými lamelami, bezkroužkové :

Poslední vyobrazený typ bezkroužkové lamelové spojky přináší významnou výhodu v pevném (ne rotačním) přívodu elektrického proudu, který je podstatně jednodušší a spolehlivější, než přívody přes rotační stírací kroužky. Tím je také možné využívat tento typ spojky i pro vyšší hodnoty otáček, omezených pouze uložením ve valivém ložisku. Přívod proudu přes rotační sběrací kroužek je omezen hodnotou obvodové rychlosti do  $20 \text{ m.s}^{-1}$  a další problémy vznikají při práci v mokrém prostředí (mazání apod.).

Vedle uvedených typů spojek je rovněž vyvinut a využíván poslední typ elektromagnetických, lamelových spojek v provedení bezkroužkové spojky s neprotékanými lamelami (není uveden v obrázku).

Jedinou relativní nevýhodou bezkroužkových spojek jsou větší stavební rozměry pro danou velikost kroutícího momentu.

Do skupiny spínatelných spojek při rozdílných otáčkách lze zahrnout i některé další typy spojek. Jako příklad lze uvést indukční spojku firmy Stromag na obr.279. Přenos kroutícího momentu je zde realizován bez mechanického účinku využitím principu elektroindukce - propojením siločar magnetických toků vnitřního a vnějšího pólu spojky (podobně jako u elektromotoru s kotvou nakrátko)..



Obr.279.: Indukční spojka (Stromag)

Velikost přenášeného momentu lze regulovalt změnou velikosti budícího proudu ve vinutí cívky. Výhodou tohoto principu je nulové opotřebení a minimální nároky na údržbu. Sponka se výhodně využívá ve funkci rozbehové spojky nebo pojistné spojky proti přetížení a rázům..

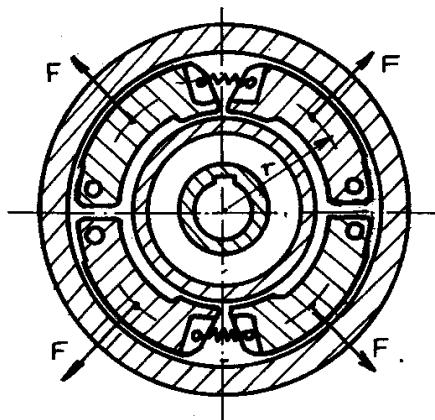
### 13.2.2 Spojky s vlastním ovládáním

U této skupiny spojek je sepnutí a vypnutí spojky provedeno samočinně, na základě změna velikosti otáček, nebo velikosti kroutícího momentu a nebo změny smyslu otáčení. Z tohoto hlediska máme v podstatě 3 druhy samočinně spínatelných spojek :

- Setrvačníkové spojky (obr.280) : jsou zapínané změnou velikosti otáček, při čemž třecí moment je úměrný  $n^2$ , neboť:

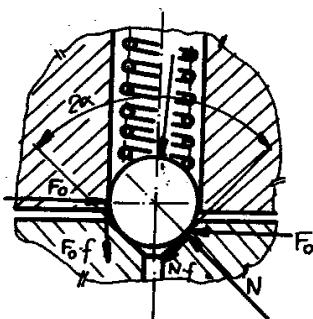
$$F = m \cdot r \cdot w^2 \quad w = 2\pi n$$

Spojka je vhodná pro oba smysly otáčení. Výhodné použití je ve funkci rozběhové spojky, kde umožní rozbeh motoru s minimálním zatížením - přenášený moment roste úměrně s velikostí otáček.



Obr.280.: Odstředivá spojka  
obousměrná

na základě impulzu od koncového spínače. Tento impulz slouží rovněž k signalizaci přetížení.



Obr.281.: Kuličková spojka

- Momentové spojky : změna momentu způsobí vypnutí spojky. Používá se hlavně jako bezpečnostní, pojistná spojka. Časté použití má kuličková pojistná spojka dle obr.281. Při přetížení kuličky přesakují a proto pro větší hodnoty kroutícího momentu se jedna část spojky při přetížení vysune ze záběru

$$F = F_0 \cdot [\tan(\alpha - \varphi) - f] \dots [N]$$

F ... síla pružiny

$F_0$  ... obvod. síla přenášená 1 kuličkou

$\alpha$  ... poloviční úhel délku

$\varphi$  ... úhel souč. tření kul. v délku

f ... souč. tření kul. ve rácl. otvoru

$$f = \tan \varphi = 0,1 \cdot (\varphi = 5^\circ 40') \dots \text{pro mozanou spojku.}$$

Obr.282.: Kuličková pojistná spojka - silové poměry

Na obr.282 jsou znázorněny silové poměry na kuličce pojistné spojky. Platí vztahy:

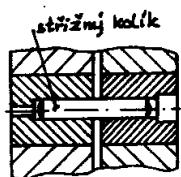
$$F + F_0 \cdot f = N(\sin\alpha - f \cdot \cos\alpha) \quad \text{kde } F \dots \text{ přitlačná síla na kuličku}$$

$$F_0 = N(\cos\alpha + f \cdot \sin\alpha) \quad F_0 \dots \text{ tečná síla od přenášeného momentu}$$

$$F = F_0 [\tan(\alpha - \varphi) - f]$$

Z těchto vztahů lze určit potřebnou přitlačnou sílu F.

Pro pojistné spojky se někdy používá princip střížné spojky dle obr.283, kde po překročení určité hodnoty momentu se střížný prvek (válcový kolík) přestříhne.



S rozvojem nových koncepcí zejména NC obráběcích strojů stoupají požadavky na parametry pohonů, které se vyznačují vysokými technickými parametry (rychlosť, zrychlení, přesnost, atd.). Možné chyby v ovládání, programování apod. mohou, u tétoho výsledku dynamických pohonů, způsobit značné škody. Momenty setrvačnosti motorů mohou při poruše způsobit vznik přídevných sil namáhání o velikosti až 20-ti násobku jmenovitých zatížení. Proto se jeví nezbytně nutným, využít u tétoho výsledku dynamických pohonů, spolehlivé pojistné spojky, s citlivou reakcí vypínání, které během velmi krátkého času odpojí setrvačné hmoty motoru od mechanické části posuvového systému. Tyto spojky musí splňovat náročné požadavky, zejména :

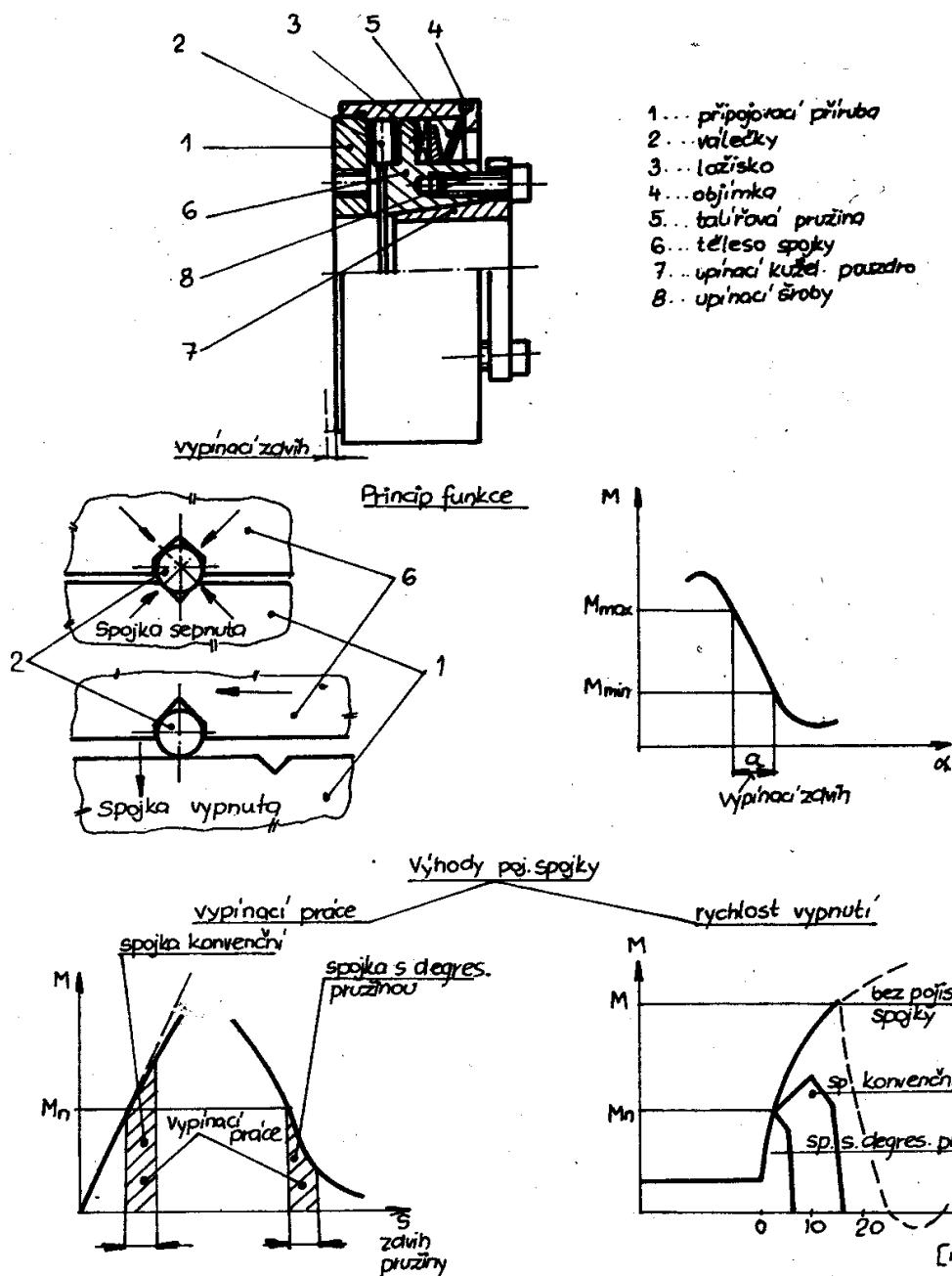
Obr.283.: Pojistná spojka - střížná

- absolutně bezvýlový přenos momentu,
- vyloučení vzniku rázů při vypnutí,
- velmi krátký čas pro vypnutí (několik milisekund - 2 až 4),
- minimální práce potřebné k vypnutí,
- vysoká odolnost proti opotřebení,
- možnost sepnutí v jednoznačně definované poloze (úhlová poloha během jedné otáčky),
- minimální zbytkový třecí moment ve vypnutém stavu,
- automatická signalizace vypnutí,
- co nejmenší moment setrvačnosti.

Výše uvedeným požadavkům vyhovuje v současné době široce využívaný princip pojistné spojky na obr.284. Základní princip tvoří válečková (alternativně také kuličková) odpružená pojistná spojka. Kroutící moment přenáší valivá těleska (válečky) rozmístěná nerovnoměrně po obvodu, čímž je dáno, že sepnutí se může provést jen v orientované poloze obou částí spojky. provedení umožňuje přenos kroutícího momentu v obou smyslech zcela bez výle.

Při přetížení se válečky odvalí z vybrání jedné části spojky s axiálním pohybem cca 1,2 až 1,5 mm. Tento axiální pohyb lze snadno, např. indukčním snímačem, registrovat a vydat impulz pro vypnutí pohonu.

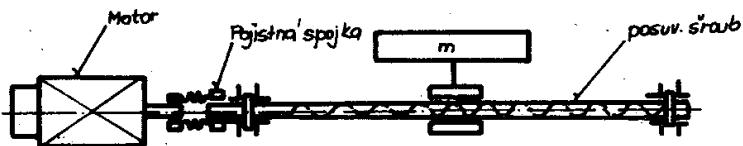
Významnou vlastností spojky je využití speciálních telířových pružin s degradativní charakteristikou. Tím se získávají značné výhody, zejména velmi krátký vypínací čas (2 - 4 ms.), minimální opotřebení a minimální zbytkový moment tření



Obr. 284.: Pojistná spojka pro pohony NC strojů

(cca jen 5 %) ve vypnutém stavu. Přenášený moment  $M_n$  klesá ihned při funkci spojky až na minimální hodnotu cca 2-5 %. Rovněž práce potřebná pro vypnutí spojky je značně menší proti klasickým pojistným spojkám.

Tyto spojky jsou vyráběny v širokém sortimentu velikostí pro přenos momentů od 15 Nm až do 500 Nm.



**Motor:** záběr. moment max.  $M_{max} = 160 \text{ Nm}$   
jmenovitý moment rot.  $M_n = 57 \text{ Nm}$   
moment při přenos. chodu  $M_S = 52 \text{ Nm}$

**Mom. setrv.**: linear. pos. hmoty red. na šíř.  $J_1 = 2,6 \cdot 10^3 \text{ dNm}^2$   
pos. šroub ( $D=63; L=1200; h=10 \text{ mm}$ )  $J_2 = 14,4 \cdot 10^3 \text{ dNm}^2$   
motor  $J_m = 18,3 \cdot 10^3 \text{ dNm}^2$   
posuv. systém  $J_{ps} = J_1 + J_2 = 17 \cdot 10^3 \text{ dNm}^2$

**Provazní faktor zatížení**  $K = 1,5$  (rovnoc. zatížení)  
(pro stridání a různe se voli'  $K=2,2,5,4$ )

**Výpočet velikosti pojistné spojky:**

**Vypínací moment  $M_{VS}$ :**

$$M_{VS} = K \cdot M_{max} \cdot \frac{J_{ps}}{J_m + J_{ps}}$$

$$\text{pro uvedený příklad: } M_{VS} = 1,5 \cdot 160 \cdot \frac{17 \cdot 10^2}{18 \cdot 10^3 + 17 \cdot 10^3} = 116 \text{ Nm}$$

**Musí být splněna podmínka:**  $M_S < M_{VS}$

**Zvolena vel. spojky jmen. vel.  $M_n = 150 \text{ Nm}$  ... požad. vel.  $M_{VS}$  se nastaví při montáži spojky**

**Kontrola rezonanční frekvence:**

Hodnota reson. frekv. se určí ze vztahu:

$$f_{rez} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{S_K \cdot \frac{J_m + J_{ps}}{J_m \cdot J_{ps}}} \quad (\text{Hz})$$

$$\text{pro daný příklad: } f_{rez} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{151000 \cdot \frac{0,0183 + 0,017}{0,0183 \cdot 0,017}} = 659 \text{ Hz}$$

dáho: torzní tuhost  $S_K = 151 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$

$$J_m = 18,3 \cdot 10^{-3} \text{ dNm}^2$$

$$J_{ps} = 17 \cdot 10^{-3} \text{ dNm}^2$$

**závěr:** vypočítaná res. frekvence je výrazně vyšší než předp. frekv. stroje

Obr. 285.: Výpočet pojistné spojky posuvového systému

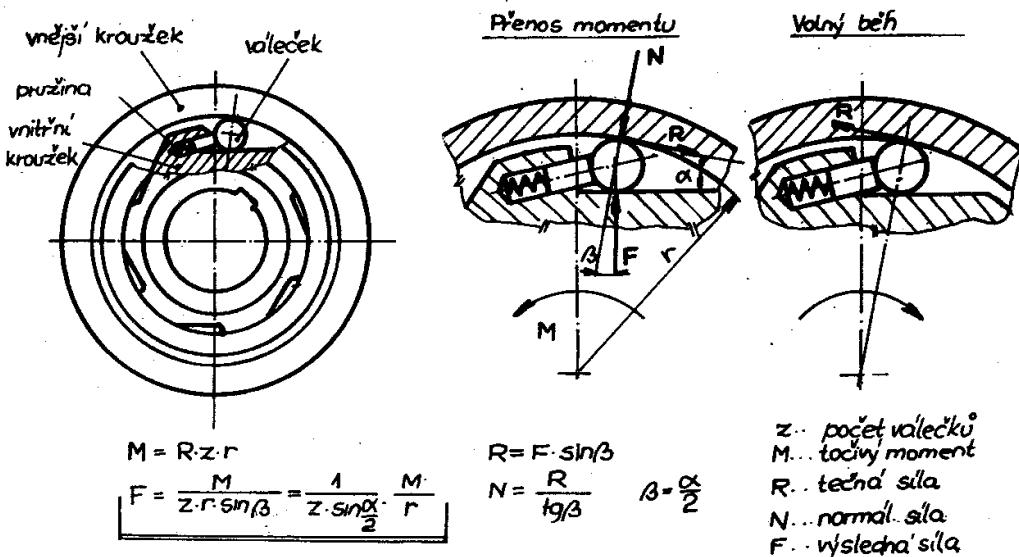
Na dalším obr. 285 je uveden praktický příklad výpočtu pojistné spojky pro posuvový systém obráběcího stroje dle schéma vyobrazení. V daném případě je pohonného motor spojen přímo s posuvovým šroubem.

Nejprve se určí velikost spojky výpočtem potřebného vypínacího momentu  $M_{VS}$ .

Dále pak je nutno zkontrolovat velikost mechanické rezonanční frekvence pro dané podmínky a zvolenou velikost spojky. Někdy je vhodné zvolit silnější pojistnou spojku, s vyšší torzní tuhostí vypínací moment se nastaví dle vypočtené hodnoty (pro docílení vyšší hodnoty rezonanční frekvence). Hodnoty torzní tuhosti pojistných spojek jsou určeny v katalogu výrobce (Stromag, Heid, atd.). Obvyklé hodnoty budící frekvence servopohonů a posuvových systémů jsou dle zkušeností

v intervalu cca 200 až 400 Hz. Vypočítaná hodnota resonanční frekvence by měla být dle zkušeností větší cca o dvojnásobek.

- Volnoběžné jednosměrné spojky (obr.286)



Obr.286.: Volnoběžná, jednosměrná spojka

Tento typ spojky přenáší kroutící moment pouze v jednom smyslu otáčení, v opačném smyslu není pevné spojení mezi oběma částmi spojky - je možný volnoběh. Spojka se spíná samočinně při změně smyslu otáčení a tím odpadá jakékoli ovládací zařízení. Pomocí odpružených kolíků jsou válečky dotlačovány na vnitřní obvod vnějšího kroužku. Při smyslu otáčení pro přenos momentu jsou válečky zaklínovány mezi obě části spojky vlivem orientace jednotlivých silových slcžek dle vyobrazení.

Aby spojka byla v záběru, musí být splněna podmínka :

$$\tan \frac{\alpha}{2} < f \quad \text{nebo} \quad \alpha < 2\varphi \quad \text{kde } \varphi \text{ je třecí úhel.}$$

Proti výsuvným spojkám mají volnoběhy tyto výhody :

- Zapínají a vypínají automaticky, nevyžadují tedy zvláštního ovládacího ústrojí.
- Není u nich nebezpečí, že se v případě, mění-li se otáčky vřetena při zatížení, vřeteno zastaví. Otáčky hřídele s volnoběhem neklesnou nikdy pod hodnotu, při níž volnoběh se automaticky zapíná.
- Třecí ztráty při vypnutém stavu jsou menší než u lamelových spojek.
- Mají menší stavební délku než lamelové spojky.
- Nevyžadují sefizování.

Naproti tomu mají tyto nevýhody :

- Jsou použitelné jen pro jeden smysl otáčení; při opačném smyslu otáčení zůstává volnoběh vypnut.

- podléhají poměrně značnému opotřebení.

#### 14. RÁMY OBRÁBECÍCH STROJŮ

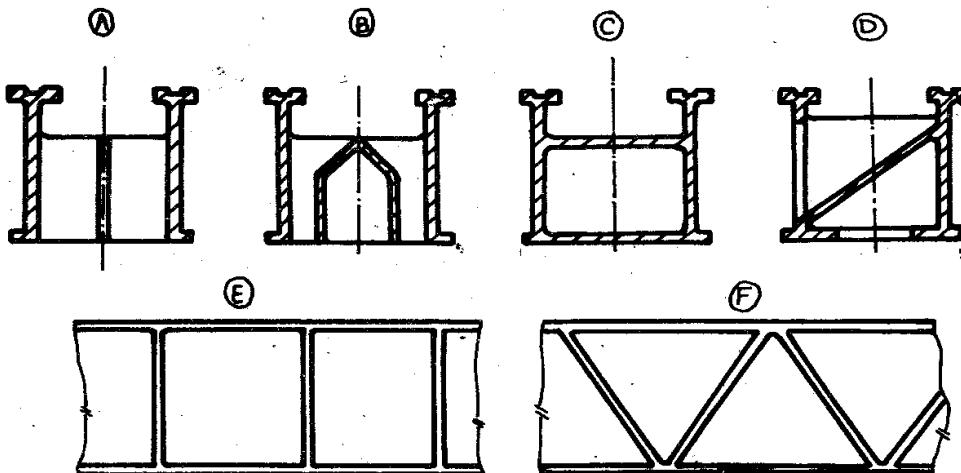
Lože i stojany, popřípadě příčníky, sloupy a konzoly jsou základní části rámu obráběcího stroje. Na jejich tuhosti, vzdornosti proti opotřebení vodících ploch, dynamické stabilitě a stálosti tvaru závisí v převážné míře přesnost obrábění. Při návrhu této části musí tedy konstruktér respektovat řadu hledisek, která lze shrnout v některé základní a všeobecně platné požadavky :

- dobrá statická tuhost,
- vyhovující dynamická stabilita,
- umožnění dobrého odvodu třísek,
- jednoduchá a efektivní výroba,
- malá hmotnost.

V dalším budou uvedeny některé základní otázky, které je nutno pro splnění uvedených požadavků při konstrukci rámu obráběcího stroje uvažovat.

##### Statická tuhost rámu

Deformace základních částí rámu stroje má rozhodující vliv na zachování stále vzájemné polohy vodících ploch obráběcího stroje a na zachování jejich tvaru. Tím určuje změnu relativní polohy nástroje a obrobku a ovlivňuje tak podstatně do- sažitelnou přesnost práce stroje. Obecné zásady pro zvyšování statické tuhosti byly uvedeny v kapitole 3.



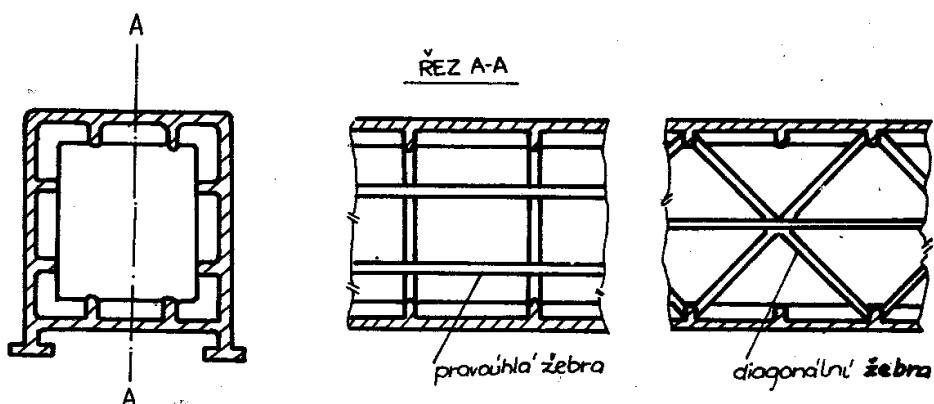
Obr.287.: Varianty profilu lože soustruhu

Rozhodující části rámu stroje lze výrazně ovlivnit při konstrukci volbou

vhodného tvaru základního profilu. Tak např. tuhost lože soustruhu lze ovlivnit volbou profilu a žebrování dle obr.287. Při žebrování ozn.F je tuhost, zejména v kroucení, podstatně větší než podle ozn.E, avšak průchod třísek ložem je ztížen. Uzavřený profil lože ozn. C je na kroucení velmi tuhý a dělá se u strojů, které nepotřebují propady pro třísky. U menších strojů je možné řešení dle ozn.D, kde první svislé stěny s podélnou šikmou stěnou tvoří téměř uzavřený profil značné tuhosti nejen v ohybu, ale i v kroucení. Zvýšení tuhosti rovněž přispívá uspořádání zdvojené mezistěny dle ozn. B s patřičným sklonem pro skluz třísek.

Stojany obráběcích strojů jsou zásadně konstruovány jako uzavřené duté profily. Stojan a jeho tvar se ztužuje obvykle nízkými vnitřními žebry o tloušťce stěn, protože jeho dutiny se často využívají k průchodu protizávaží, vyžadujícího suporty, vřeteníky a podobné části, pohybující se po svislých, vodicích plochách stojanu.

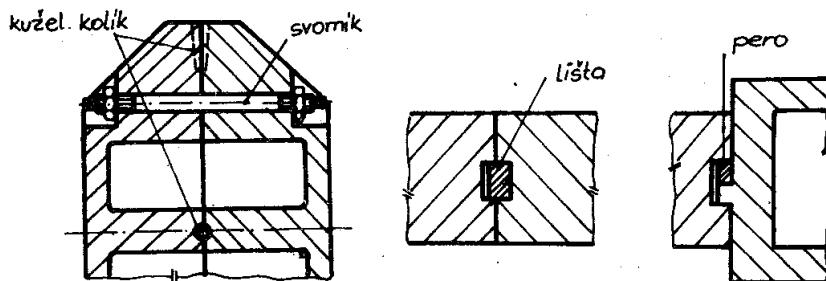
Příklad profilu stojanu vodorovné vyvrtávačky je uveden na obr.288. Pravouhlé žebrování vyztužuje především profil stojanu, aby se při namáhání nebortil, diagonální žebrování je účinnější, neboť zvyšuje nejen tvarovou, ale i celkovou tuhost, je však z technologického hlediska náročnější a tedy i dražší.



Obr.288.: Profil stojanu vyvrtávačky

Příčníky, např. hoblovek a karuselů, mívají skřínovitý uzavřený tvar, vhodně uvnitř vyžebrován se zřetelem na dosažení maximální tuhosti v kroucení a ohýbu. Protože dovnitř těchto dílů jsou umisťovány jen málo rozumné pomocné mechanizmy, mohou být žebra provedena přes celý průřez, jak odpovídá požadavku vysoké tuhosti. Při tom je však třeba dbát i na požadavek ekonomického využití materiálu. Profil příčníku mezi stojany stroje bývá značně hluboký. Se zřetelem na výrobu bývají proto příčníky u některých strojů sestaveny ze dvou částí. Rovněž další základní části rámu (lože, stojany) se někdy skládají z více dílů a spojují šrouby a kolíky, popř. pery. Aby nebylo třeba do velkých dílů řezat závity, používají se nejčastěji šrouby v průchozích dírách a jen zřídka šrouby zavrtané. V případě, že spojovací šroub je na dvou stranách v komírce vytvořené v litinovém kusu a nelze-li svorník s hlavou do díry zasunout, provede se spojení svorníkem s maticemi na obou stranách. Svorník se pak vkládá do díry ze strany dělících rovin. Spojení průchodem svorníkem dává dokonalejší možnost provedení příslušného předpětí ve spojení,

než spojení zavrtaným šroubem (do litinové části). Spojované součásti se v žádané vzájemné poloze zajišťují buď kuželovými kolíky umístěnými kolmo na dělící rovinu, nebo do spáry, popřípadě perem nebo lícovací lištou dle obr.289.



Obr. 289.: Spojování částí rámu stroje

Předpětí spojovacích prvků (šroubů) musí vždy zajišťovat takové spojení, aby výsledná tuhost rámu stroje byla taková, jako kdyby byl vyroben z jediného kusu. Z této podmínky je tedy nutno vycházet při dimenzování spojovacích částí jakéhokoli druhu.

#### Dynamická stabilita rámu

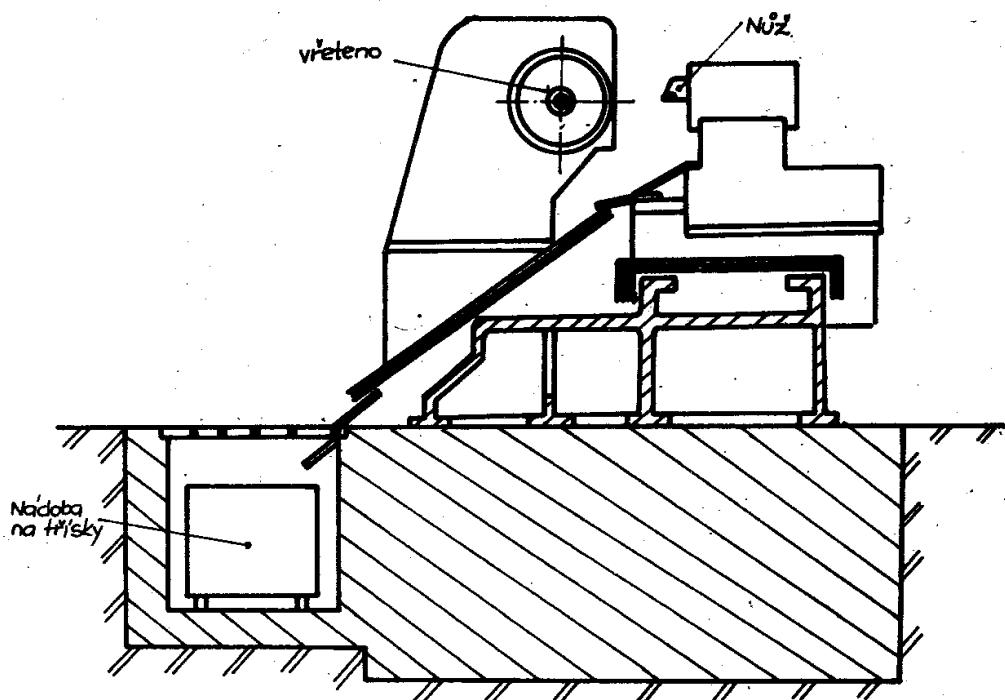
Odolnost stroje proti vzniku všech forem chvění (volné, vynucené, samobuzené) určuje využitelný výkon stroje a dosažitelnou jakost obrobene plochy. Měřítkem dynamické stability obráběcího stroje je mezní dynamický průřez třísky, který musí být (u dobrého stroje) vždy větší, než největší průřez třísky, který lze na obráběcím stroji odebírat (technický parametr).

Obecné zásady pro zlepšování dynamické stability byly uvedeny v kapitole 4.

#### Dobrý odvod třísek

Tento požadavek je zvlášt důležitý u moderních vysokovýkonných strojů, u nichž vzniká velké množství horkých třísek, které při nedokonalém odstraňování znemožňují práci stroje a svým teplem způsobují tepelné dilatace jeho částí, a tím opět ovlivňují přesnost jeho práce. Vodící plochy, pohonné mechanizmy, hřebeny, vodící šrouby, musí být umístěny tak, aby padající třísky nemohly způsobit jejich poruchu nebo brzké opotřebení.

Pro umožnění dokonalého a rychlého odstraňování třísek musí být v loži otvory se skloněnými skluzy, kudy třísky padají do vyjmávacích nádob umístěných v základu stroje, obvykle na jeho zadní straně, aby neomezovaly obsluhu stroje. Moderní výkonné stroje, především stroje hrubovací, produkují velké množství třísek, jejichž dobrý odchod je podmínkou úspěšného provozu těchto strojů. Příklad výkonného, hrubovacího soustruhu o řezné síle 60 MPa je uveden na obr.290. Vhodnou koncepce profilu lože a krytováním je zde dosaženo bezvadného odchodu třísek i ochrany vodících ploch a posuvových mechanizmů. K dokonalejšímu odchodu třísek byl



Obr. 290.: Profil lože a odvod třísek výkonného soustruhu

dále u tohoto stroje zvolen způsob obrábění pod nůž, i když zvládnutí tohoto způsobu obrábění je vzhledem ke značným silám při hrubování velmi obtížné a náročné na tuhost uložení nástroje.

U moderních, velmi výkonných obráběcích strojů je řešena doprava třísek od strojů do centrální jímky dopravníky šnekovými, pásovými nebo střásacími. Tyto dopravníky se umisťují většinou v základě. Umístění má být provedeno tak, aby co nejméně narušovalo souvislost základu stroje a aby umožňovalo dobrou přístupnost dopravníku při jeho údržbě a opravách.

Je-li stroj vybaven chlazením, je nutno udělat důsledně všechna opatření, aby se chladící kapalina vracela zpět do nádrže, odkud je čerpána, a v loži či stoju nebylo míst pro její zadržování nebo dokonce odvádění mimo stroj.

Při konstrukci základních dílů obráběcích strojů nelze opomenout, že vodící plochy jsou mazány, a že je tedy nutno pamatovat na odvádění oleje do sběrných nádob. Jinak by olej stékal po stroji na betonový základ, který velmi silně rozruší, což je samozřejmě nežádoucí, stejně jako znečištění stroje usazujícím se prachem na mastných místech. Shromážděný olej po jeho přečištění lze pak znova použít pro mazání podřadnějších strojních součástí nebo ke konzervaci součástí.

#### Jednoduchá a efektivní výroba

Tento požadavek vyplývá z obecného požadavku na hospodárnost konstrukce. Volbou vhodné technologie lze do značné míry ovlivnit vnitřní pnutí v materiálu, kte-

ré způsobuje postupnou změnu tvaru základních dílů rámu stroje, a tím ovlivňuje jeho přesnost.

Tvar loží, stojanů a ostatních částí rámu obráběcího stroje je dán nejenom požadavky uvedenými v předchozím, ale také volbou materiálu a technologie výroby; jiný bude u odlitku, jiný u svařence.

Odlité loží nebo stojan je vždy těžší než svařované, a to z těchto důvodů:

- Litina má menší modul pružnosti v tahu i ve smyku, proto je nutno volit při požadavku stejné tuhosti u odlitku tlustší stěny než u součásti svařované z ocelového plechu.
- Průřezy namáhané v kroucení nedají se u odlitků vytvořit zcela uzavřené, proto je nutno volit tlustší stěny a hustší vyžebrování.
- Z důvodu technologických (se zřetelem na možnosti odlití) je nutno volit u odlitků větší tloušťku, než by bylo třeba podle požadované tuhosti.

Konstrukční vyřešení odlitku musí splňovat technologické požadavky ve všech fázích výroby, tj. v modelárně, formovně, jádrárně, cídirně a při strojním obrábění.

Se zřetelem na práci modeláře je třeba volit na odlitku rovinné plochy, které usnadňují práci modeláři tím, že mu umožňují dobré využití strojů a nevyžadují mnoho ruční dokončovací práce, jako je tomu u ploch zakřivených.

Se zřetelem na formování je nutno dávat přednost tvarům bez jádra s výztužnými žebry před tvary dutými, k jejichž výrobě je třeba drahých jader. V případech, kdy je použití jader nezbytné, je třeba konstruovat odlitek tak, aby měl dostatečný počet děr pro uložení jader, stejně jako pro jejich odstranění z hrotového odlitku.

Při návrhu odlitku zvláště složitého je bezpodmínečně nutná trvalá spolupráce konstruktéra s technologem - slévačem.

Pro dobrý odlitek je dále velmi důležitá jeho poloha při odlévání. U šedé litiny volíme takovou polohu, aby obroběn vodící plochy byly ve spodku formy. Se zřetelem na tuto zásadu jsou velmi obtížně odlévatelné např. stoly hoblovek, rovinnych frézek a karuselů, které na vrchu mají upínací plochu s upínacími drážkami, na spodku pak vodící plochy. Obkládání vodících ploch (plastickými hmotami nebo nezeleznými kovy) usnadnilo značně volbu polohy při lití a zlevnilo celý proces.

Při konstrukci odlitků je důležité, aby konstruktér počítal s dostatečnou vůlí mezi jednotlivými díly. Tam, kde se zřetelem na značné rozměrové tolerance odlitku při odlévání není jistota, že vůle bude dodržena, nutno předepisovat obrobění příslušných ploch. Tolerance odlitků se zvětšuje úmerně s velikostí odlévané části.

Požadavky, které konstruktér musí zachovat při návrhu odlitků loží, stojanů i ostatních dílů rámu stroje se zřetelem na nutnost jejich obrábění lze shrnout takto :

- Vhodnou volbou tvaru obrobku i obráběných ploch musí být umožněno rychlé, snadné a jednoznačné upínání. U velkých součástí je nutno respektovat možnost snad-

ného obracení upravením vhodných otvorů nebo háků k zachycení lana. Je nútne vyvarovať sa obrobených ploch sklonených proti osám určenými základními plochami, neboť upínaní veľkých a těžkých obrobkov (aby sa umožnilo jejich obrábění) je obtížné, zdlouhavé a proto veľmi nákladné, přičemž je zde i zvýšené bezpečí úrazu.

- Velké a těžké součásti musí konstruktér navrhnuť co nejjednodušší, s nejmenším možným počtem obrobených ploch. Takové časti mohou byt totiž obráběny jen na velkých strojích s vysokými provozními náklady, kterých je vždycky nedostatek (úžinové stroje), a proto doba k obrábění musí byt co nejkratší. Při konkrétním navrhování to znamená, že u velkých odliatků neděláme otvory, skřínky a skříně pro různá převodová ústrojí a jiné příslušenství stroje, ale pouze dosedací plochy pro přišroubování samostatných skříní, které tyto součásti obsahují, a samostatně se obrábějí na menších strojích. Tento způsob konstrukce umožnuje také snazší montáž i demontáž, lepší organizaci ve výrobě a samostatné vyzkoušení těchto celků.

I v nejdokonaleji vykonstruovaném odliatu se vlivem rozdílného chladnutí ve formě vytváří vnitřní pnutí. Tako vzniklé vnitřní pnutí musí byt u odliatků pro obráběcí stroje z větší míry odstraněno, neboť jeho uvolňování a postupné mizení při namáhání odliatu, popřípadě při jeho rozechvívání při práci stroje, má za následek deformace té části stroje, ve které se vnitřní pnutí uvolňuje. Tyto deformace (postupné) nelze u obráběcího stroje připustit, neboť zhoršují či vůbec znemožňují jeho přesnou práci.

Vnitřní pnutí je proto třeba odstraňovat předem, aby po dokončení stroje nemělo již vliv na změny tvaru odliatu. Odstranit vnitřní pnutí lze dvěma způsoby:

- Přirozené stárnutí. Odlitek se ponechává volně ležet venku; působením změn teploty dochází u něho k tepelným dilatacím, a tím k odstranění pnutí. K dobrému vystárnutí odliatu pro obráběcí stroj je třeba devítí až dvanácti měsíců, předem se však doporučuje první ohrubování odliatu pro odstranění licí kůry. Volně nebo i na sebe naskládané odliinky mají být správně podloženy, aby nenastaly deformace způsobené vlastní tíhou na sebe naskládaných odliatků.

Doba přirozeného stárnutí je dlouhá, skladované odliinky představují velké materiálové zásoby, a tím i národnospodářské ztráty. Na druhé straně není třeba žádných nákladů na odstranění pnutí, které se tímto způsobem odstraní asi z 25 %.

- Umělé stárnutí. Podstatně zkracuje potřebnou dobu a také výsledek je lepší, neboť lze dosáhnout až 80 % odstranění vnitřního pnutí z odliatu. Provádí se např. tak, že odlitek v peci několikrát ohřejeme na teplotu asi  $500^{\circ}\text{C}$  (doba ohřevu se volí 2 až 3 hodiny) a poté ho ochladíme již vně pece na vzduchu. Jiné způsoby jsou zamrazování nebo rozkmitávání odliatků.

U svařenců a svařovaných konstrukcí, kde vzniká vnitřní pnutí v podstatně větší míře než u odliatků při vlastní výrobě nerovnoměrným ohřevem v okolí svaru, je umělé stárnutí (žihání) v peci před obráběním základní podmínkou pro budoucí přesnost obrobku.

Svařovaná lože a stojany mají proti odlitým tyto výhody:  
- Není třeba modelu, což představuje snížení výrobních nákladů především při vý-

robě malého počtu stejných kusů.

- Kratší dodací lhůty (odpadá výroba modelu).
- Větší modul pružnosti oceli proti litině umožňuje větší tuhost svařenec i při zmenšení jeho tíhy.
- Lze vyrobit zcela uzavřené profily, mající vysokou tuhost v kroucení při poměrně malé tíze. U odlitrků se toho dosáhnout nedá.
- Ukáže-li se potřeba, lze hotový svařenec dodatečně upravit či zesilit.

Nepočítame-li cenu modelu, bývají obvykle náklady na odlití nižší než na svařování. Proto je výhodné volit svařované díly u strojů vyráběných buď jednotlivě, nebo v malých počtech kusů.

Panoval názor (podloženy zkouškami s jednoduchými tyčemi), že litinové díly lepe tlumí kmitání než svařované. Podrobnější a hlubší pokusy a zkoušky však dokazují, že tento názor není zcela správný. Spoje v místech svaru působí tlumivě, neboť se v nich těsně stykají části, které se při kmitání vzájemně pohybují. Přesto, že jsou to pohyby nepatrné, přispívá tření při nich vzniklé k tlumení chvění. K tlumení chvění dále přispívá možnost provedení nepravidelného využití profilu.

Newýhodou svařovaných loží a stojanů je prakticky nemožnost použít základního materiálu, z kterého jsou vyrobeny, pro výrobu vodících ploch. Proto musí být vodící plochy vytvořeny na lištách z vhodného materiálu a přišroubovány a přikolikovány (ve vyjímečných případech i přivařeny) k tělesu lože nebo stojanu. V takových případech mohou být vodící plochy litinové nebo ocelové, s kalenými činnými povrchy, popřípadě u saní obložené barevným kovem nebo umělou hmotou.

Jako materiálu se používá ocelového plechu s nízkým obsahem uhlíku, který je dobře svařitelný. Na jeho mechanických vlastnostech nezáleží, neboť lože a stojany obráběcích strojů jsou velmi málo namáhaný, na deformace nemá prakticky jakost oceli vliv.

Při volbě mezi litinovým odložkem a ocelovým svařencem je rozhodující hledisko hospodárnosti, neboť oba druhy se dají vytvořit tak, že funkčně zcela vyhovují. Pro zavedení svařovaných konstrukcí by závody potřebovaly speciální vybavení (stejně jako jsou vybaveny pro výrobu odložek), což by jen přispělo k podstatnému snížení výrobních nákladů.

U zvlášť velkých strojů vznikají v posledním období snahy pro úspory kovového materiálu, který je nahrazován betonem a jinými nekovovými materiály (plast-beton, aj.).

#### Malá hmotnost

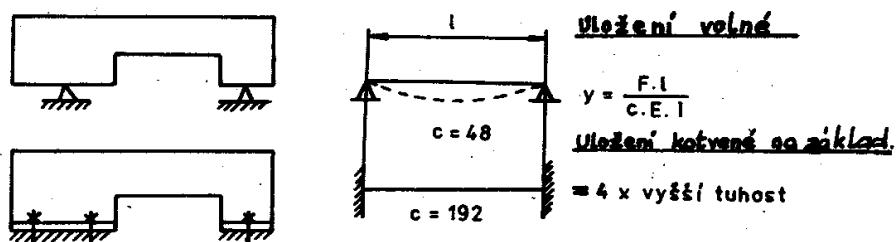
Lože, stojany, příčníky jsou nejrozměrnějšími částmi obráběcích strojů, a proto má tento požadavek, uplatňovaný právě u nich, rozhodující význam na hospodárné využití materiálu spotřebovaného na výrobu. Snaha po snižování hmotnosti nesmí však mít nepříznivý vliv na ostatní požadované vlastnosti - tuhost a odolnost proti chvění.

## 15. ULOŽENÍ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ NA ZÁKLAD

Správně dimenzovaný základ a uložení obráběcího stroje na základ přispívají ke zvýšení tuhosti stroje. Tuhé spojení stroje se základem zvýší celkovou tuhost dle obr.291 na několikanásobek.

Uložení stroje na základ musí být provedeno v potřebné přesnosti (zpravidla  $0,02 \text{ mm/1m}$ , nebo i  $0,005/1\text{m}$  u velmi přesných strojů). Ustavení stroje se provádí různými konstrukčními principy a musí respektovat zejména tato hlediska :

- možnost ustavení a zajištění stroje v potřebné poloze,
- možnost zvýšení celkové tuhosti stroje volbou správného základu,
- aktivní a pasivní izolace proti dynamickým, rušivým vlivům.



Obr.291.: Princip uložení stroje na základ

Volba provedení základu a principu uložení obráběcího stroje závisí od druhu stroje a požadavků na jeho přesnost a tuhost. V praxi se využívají různé druhy uložení strojů na základ dle obr.292:

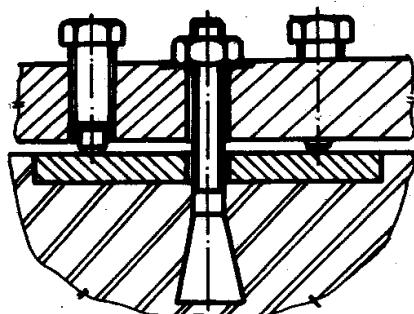
Druh uložení stroje na základ			
Použití - vlastnosti	Volné ustavení na zákl. desce - podlaze	Uložení na samostatném izolovaném základě	Uložení na samostatném základě
oblast využití'	malé (lehké) stroje	přesné obr. stroje	střední a velké obr. stroje
tuhost obr. stroje	vlastní tuhost dobrá (rdm samonosný)	celk. tuhost rámu nízká (rdm nesamonosný)	celk. tuhost rámu nízká (rdm nesamonosný)
účel ukládacích prvků	tlumení + ustavení stroje	tlumení + ustavení stroje + tuhé spoj. se zákl.	ustavení stroje + tuhé spojení se základem

Obr.292.: Členění uložení obráběcích strojů na základ

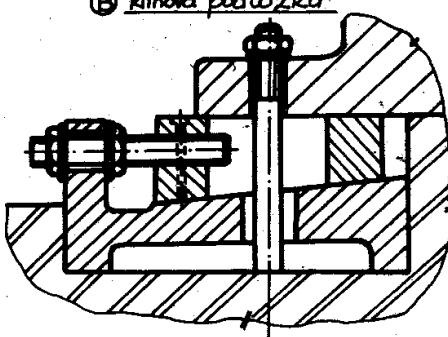
- Pro uložení rozměrově malých strojů (soustruhy, frézky, vrtačky, obrážečky,...) s dostatečně tuhým (samonošným) rámem se použije uložení přímo na podlahu haly. Ustavující prvky zde plní i funkci tlumení.
- Uložení přesných obráběcích strojů vyžaduje dokonalejší základ. Hmota základového bloku se spojí tuhými ustavovacími prvky s rámem stroje a celý systém je dále uložen samostatně na prvcích zajíždících aktivní i pasivní tlumení.
- Většina rozměrných obráběcích strojů se ukládá na samostatné, dle druhu a velikosti stroje dimenzované základy. Pro izolaci od vnějších rušivých vlivů (sousední stroje), je základový blok oddělen spárami.

K uložení obráběcích strojů se používají tuhé nebo pružné podkládací prvky, z nichž nejčastěji používané jsou uvedeny na obr.293.

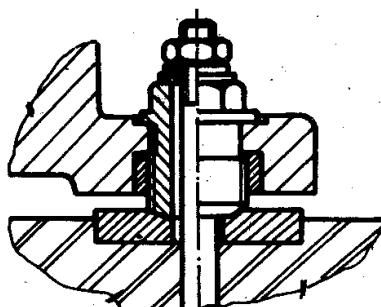
(A) šrabová podložka



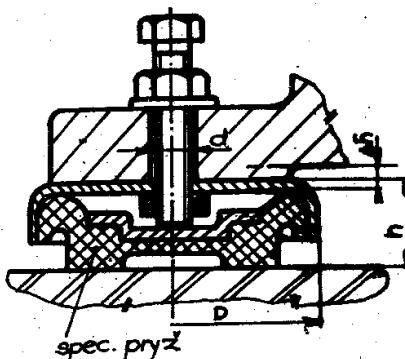
(B) Klinová podložka



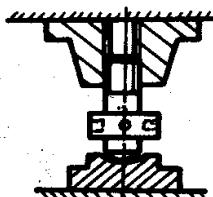
(C) podložka s dutým šroubem



(D) pružná podložka



(E) pevná podložka



D(mm)	d(mm)	h(mm)	Základový (kg)
105	M12	43	400-800
140	M16	46	1300-2100
180	M20	50	3400-5000

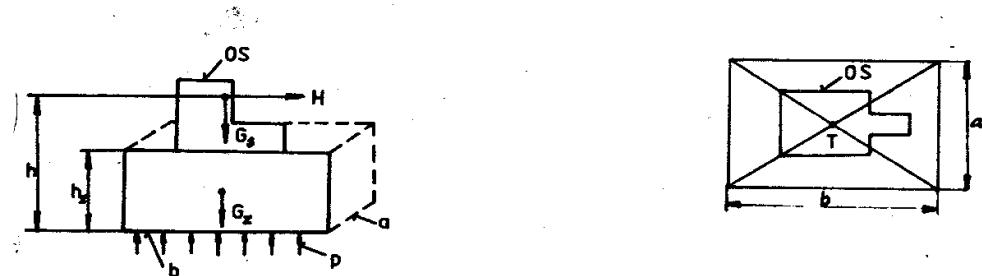
Obr.293.: Stavitelné prvky pro ukládání obráběcích strojů

Nejjednodušší princip pomocí šroubové podložky s jedním nebo dvěma odtlačovacími šrouby **A** má poměrně menší tuhost než klínová podložka **B** - asi o 1/3. Je to ovlivněno stykovou deformací mezi šroubem a opěrnou maticí a dále deformací závitu. Další nevýhodou je, že zde vzniká moment, který deformuje ložisko. Tuto deformaci nedodstraní ani symetrické uspořádání (se dvěma odtlačovacími šrouby), neboť nelze zajistit stejné uložení obou šroubů. Zmíněnou nevýhodu odstraňuje provedení s dutým odtlačovacím šroubem (provedení **C**), vlastní tuhost se tím však nezvýší.

Princip klínové podložky **B** vykazuje vysokou tuhost uložení, což je dánou malým počtem stykových ploch. Nevýhodou je vznik třecí síly mezi podložkou a strojem vznikající při svislém ustanovení. Tuhosti klínových podložek jsou cca 600 až 800 N/mm, podmínkou je však vysoká jakost opracování styčných ploch. Při zvlášť přesném opracování a dolíčování lze docílit i vyšších hodnot tuhosti až do 2000 N/mm. Zmenšení třecí síly lze docílit vhodným mazáním funkčních ploch při stavění. Existují rovněž složitější principy klínových stavitelných podložek, kde vliv třecí síly odpadá, ovšem za cenu zvýšení počtu stykových ploch a tedy nižší tuhosti.

Pro ukládání obráběcích strojů přímo na podlahu menší velikosti se používají pružné **D** nebo pevné **E** stavitelné podložky dle vyobrazení v obr.293. Úkolem pružných podložek je zajistit potřebnou přesnost uložení stroje, ale i vnitřní tlumení soustavy stroj - podložka, nebo stroj - základový blok. Použitá pryž musí být odolná vůči působení olejů a chladicích kapalin a musí mít dobré tlumící vlastnosti. Tento princip lze použít pouze u strojů se samonosným rámem.

Na společném základu mohou být uloženy jen hrubovací nebo malé stroje. Každý obráběcí stroj, který provádí náročné operace, musí mít vlastní základ (NC obráběcí stroje, dokončovací obráběcí stroje, těžké obráběcí stroje apod.). Velikost základu lze přibližně určit dle obr.294. Nejprve se určí potřebná hmotnost základu  $G_z$  ze vztahu :



Obr.295.: Těžiště základu

Obr.294.: Určení velikosti základu

$$G_z = G_s \cdot k_z$$

$G_s$  ... hmotnost stroje  
 $k_z$  ... koeficient

$k_z = 0,6$  až  $1,5$  ... stroje s klidným chodem

$k_z = 2$  až  $3$  ... stroje s dynamickým charakterem  
zatížení při práci.

Z hmotnosti  $G_z$  se stanoví objem  $V$  a z objemu hloubka základu  $h_z$ , neboť rozměry  $a, b$  jsou dány rozměry stroje :

$$V = a \cdot b \cdot h_z$$

Při navrhování základu je nutno uvážit některé další zásady :

- dovolený měrný tlak základu na podklad má být :

$$p = (1 \div 5) \text{ N}/\text{em}^2$$

(podle kvality podkladu),

- hloubka základu  $h_z$  mě být větší než je hloubka zamrzání půdy,
- těžiště základu T a těžiště obráběcího stroje mají být tetožné dle obr.295,
- vodorovné zatížení obráběcího stroje (hoblovky, obrážečky) se snaží základ naklopit, proto je nutno provést kontrolu dle vztahu :

$$\frac{b}{2} \cdot (G_s + G_k) = H \cdot h \cdot k$$

kde k = koeficient bezpečnosti ( $k = 2$  až  $3$ ).

Podrobný výpočet hloubky základu z hledisek deformací základového bloku při působení vah přesouvaných hmot je značně komplikovaný a je prakticky možný jen při využití samočinného počítače. Přibližně lze hloubku základového bloku pro obráběcí stroje do váhy 30 t, pro požadavky běžné přesnosti obrábění určit rovněž dle vztahů uvedených v obr.296.

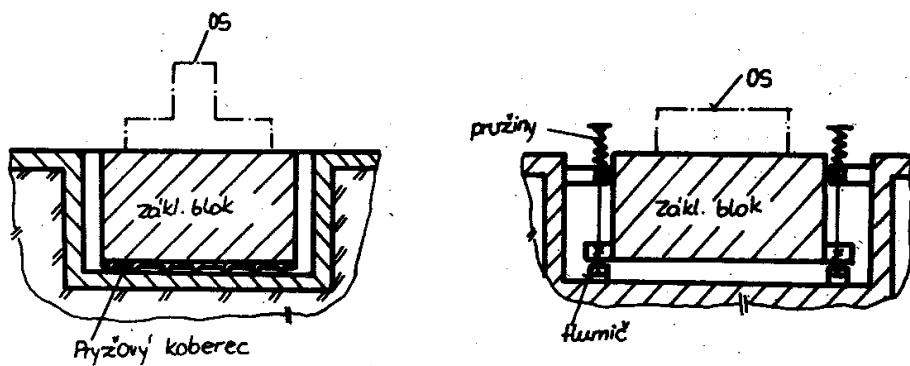
	Typ obráběcího stroje	Hloubka základu $h_z$ (m)
I.	Soustruhy Hoblovky Rovinné frézky Vodorovné protahovačky	$h_z = 0,3 \sqrt{L}$
II.	Brusky	$h_z = 0,4 \sqrt{L}$
III.	Ozubárenské stroje Karusely Automaty a poloautomaty Stolové frézky Vodorovné rytmovačky	$h_z = 0,6 \sqrt{L}$

L - délka základu v m

Obr.296.: Hloubka základového bloku pro obráběcí stroje

Při pružném uložení je základový blok usazen na pružném elementu (pryžový koberec, ocelové pružiny včetně tlumičů apod.) dle obr.297, který společně s hmotou stroje a základu zajišťuje žádanou hodnotu frekvence vlastních kmitů. Potřebnou frekvenci vlastních kmitů stroje a základu (jako celku) je třeba určit individuálně podle velikosti a typu stroje a s přihládnutím k požadované přesnosti obrábění i k frekvencím a amplitudám rušivých kmitů v okolí stroje. Dle zkušenosí lze stanovit informativní hodnoty vhodných frekvencí vlastních kmitů dle tabulky na obr.298.

Při použití pružných prvků (koberec, pružiny) je nutné zajistit, aby se základový blok stykal jen s témito elementy. Proto se celý základový blok ukládá do betonové schránky (vany), jejíž vnitřní rozměry jsou větší než rozměry bloku.



Obr.297.: Pružné uložení soustavy " stroj + základový blok "

Požadavky na přesnost stroje	Hodnota frekvence vlastních kmitů:(Hz)	Vhodný princip uložení:
zvýšena	12-18	zemina, event. + pruž. koberce
vysoká	5-15	pružový koberec
mimořádně vysoká	<5	ocelové pružiny + tlumic'

Obr.298.: Frekvence vlastních kmitů pružných základů

Isolace kmitů (chvění) vzhledem k danému stroji může být pasivní nebo aktivní. Oba druhy se zajišťují stejným způsobem, tj. pružným uložením stroje. Pasivní isolace znamená ochranu stroje před účinkem vynucených kmitů, které se na stroj přenáší z okolí. Aktivní isolace naopak chrání okolí před kmitáním vznikajícím na stroji.

**16. SEZNAM LITERATURY**

1. Borský V.: Základy stavby obráběcích strojů, skripta ES 1986 - 1. vydání, str.145
2. Pič, Breník : Obráběcí stroje, SNTL 1970, str.508
3. Liemert a kol.: Obrábění, SNTL 1974
4. Salje : Elemente der spanenden Werkzeugmaschinen, Verlag Berlin 1968
5. Weck : Werkzeugmaschinen II., Verlag Düsseldorf 1979
6. Firemní literatura, normy, katalogy aj.

17. O B S A H

	str.
1. ÚVOD .....	3
1.1 Rozvoj výroby obráběcích a tvářecích strojů ve světě .....	3
1.2 Vývojové tendenze v oboru obráběcích strojů .....	5
1.3 Význam a skladba konstrukční etapy .....	12
2. POŽADAVKY NA OBRÁBĚCÍ STROJE .....	14
2.1 Produktivita práce .....	14
2.2 Přesnost obrábění .....	18
2.3 Jakost obrobene plochy .....	22
2.4 Spolehlivost, trvanlivost, životnost .....	22
2.5 Ovladatelnost .....	24
2.6 Odvod třísek .....	25
2.7 Opravitelnost a údržba .....	26
2.8 Účinnost .....	27
2.9 Bezpečnost práce .....	27
2.10 Pořizovací cena a provozní náklady - efektivnost .....	28
2.11 Váha a rozměry .....	29
2.12 Design .....	31
3. STATICKÁ TUHOST .....	31
3.1 Základní požadavky .....	31
3.2 Materiály pro konstrukci rámu stroje .....	32
3.3 Kriteria statické tuhosti .....	35
3.3.1 Statická tuhost v posunutí a kroucení .....	35
3.3.2 Poddajnost a deformační analýzy .....	38
3.3.3 Styková tuhost .....	40
3.3.4 Tuhost spojení .....	41
3.4 Konstrukční zásady zvyšování statické tuhosti .....	42
3.4.1 Volba základního tvaru nosného průřezu .....	42
3.4.2 Vliv mezistěn a žeber .....	45
3.4.3 Vliv otvorů ve stěnách .....	49
3.4.4 Přenos vnějších sil a momentů .....	50
3.4.5 Spojení stykových ploch .....	50
3.4.6 Konstrukční příklady .....	53
4. DYNAMICKÁ TUHOST .....	54
4.1 Dynamická zatížení v obráběcích strojích .....	54
4.2 Druhy kmitání v obráběcích strojích .....	55
4.2.1 Kmitání volné (vlastní) .....	56
4.2.2 Kmitání buzené (vynucené) .....	58
4.2.3 Kmitání samobuzené .....	62
4.2.4 Trhavé pohyby .....	67
5. TEPELNÁ TUHOST .....	71
5.1 Teplotní rušivé vlivy .....	71
5.2 Definice teplotní tuhosti .....	75
5.3 Konstrukční opatření pro zvýšení teplotní tuhosti .....	77

6.	POHONY A PŘEVODOVÉ SYSTÉMY .....	78
6.1	Pohony obráběcích strojů .....	78
6.2	Převodové systémy obráběcích strojů .....	80
6.2.1	Základní veličiny převodových systémů .....	80
6.2.2	Systémy se stupňovitou změnou otáček .....	81
6.2.3	Navrhování převodových systémů .....	86
6.3	Konstrukce převodových systémů .....	93
6.3.1	Základní převodové systémy ozubenými koly .....	93
6.3.2	Zvláštní převodové systémy ozubenými koly .....	97
6.3.3	Převodové systémy řemenové .....	99
6.3.4	Převodové systémy kombinované .....	100
6.3.5	Převodové systémy pro plynulou změnu otáček .....	101
7.	MECHANIZMY PRO PŘÍMOČARÝ POHYB .....	105
7.1	Kluzný pohybový šroub a matice .....	105
7.2	Kuličkový šroub a matice .....	109
7.3	Šnek a ozubený hřeben .....	116
7.4	Šnek a šnekový hřeben .....	116
7.5	Pastorek a ozubený hřeben .....	118
7.6	Vačkové mechanizmy .....	120
7.7	Klikové mechanizmy .....	121
7.8	Kulisové mechanizmy .....	122
7.9	Mechanismus magnetostriční .....	124
8.	MECHANIZMY PRO PŘERUŠOVANÝ POHYB .....	125
8.1	Rohatka se západkou .....	125
8.2	Maltézský mechanismus .....	126
8.3	Vačkové mechanizmy .....	128
8.4	Vypínání a zapínání pohonu .....	128
9.	POLOHOVACÍ MECHANIZMY .....	128
10.	VŘETENA OBRÁBĚCÍCH STROJŮ .....	130
10.1	Přesnost chodu vřetena .....	131
10.2	Tuhost vřetena a uložení .....	132
11.	LOŽISKA PRO VŘETENA OBRÁBĚCÍCH STROJŮ .....	136
11.1	Ložiska kluzná .....	137
11.1.1	Hydrodynamická, kluzná ložiska .....	137
11.1.2	Hydrostatická, kluzná ložiska .....	140
11.2	Ložiska valivá .....	144
11.2.1	Vlastnosti valivých ložisek .....	144
11.2.2	Přehled typů valivých ložisek .....	145
11.2.3	Montáž a mazání valivých ložisek .....	150
11.2.4	Význam a využití valivých ložisek .....	153
12.	VEDENÍ PŘÍMOČARÁ .....	154
12.1	Vedení kluzná .....	156
12.1.1	Vedení kluzná, hydrodynamická .....	156
12.1.2	Zásady pro konstrukci hydrodynamických vedení .....	162
12.1.3	Vedení kluzná, hydrostatická .....	167

12.2	Vedení valivá .....	172
12.2.1	Vedení s omezenou délkou zdvihu .....	173
12.2.2	Vedení s neomezenou délkou zdvihu .....	175
12.3	Ochrana vedení, krytování .....	178
13.	SPOJKY .....	181
13.1	Spojky nespínatelné .....	182
13.1.1	Spojky pevné .....	182
13.1.2	Spojky poddajné (pružné) .....	183
13.2	Spojky spínatelné .....	185
13.2.1	Spojky s cizím ovládáním .....	185
13.2.2	Spojky s vlastním ovládáním .....	194
14.	RÁMY OBRÁBECÍCH STROJŮ .....	199
15.	ULOŽENÍ OBRÁBECÍCH STROJŮ NA ZÁKLAD .....	206
16.	SEZNAM LITERATURY .....	211
17.	OBSAH .....	212