

Vysoká škola: **strojní a textilní** Fakulta: **strojní**
Katedra: **obrábění a montáže** Školní rok: **1986/87**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro **Ladislav Bajer**

obor **23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu**

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: **Koncepční návrh jednodílového stroje na vrtání
děr přírub různých velikostí**

Zásady pro vypracování:

1. Studium zadávacího úkolu
2. Stanovení nové technologie a výpočet řezných sil
3. Konstrukční návrh upínače pro různé velikosti přírub
4. Návrh speciální vrtací hlavy
5. Koncepční návrh JBS včetně kapacitního propočtu
6. Ekonomické hodnocení

V 124 / 27 S

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PSČ 461 17

Rozsah grafických prací: **4 - 8 výkresů**

Rozsah průvodní zprávy: **30 - 40 stran**

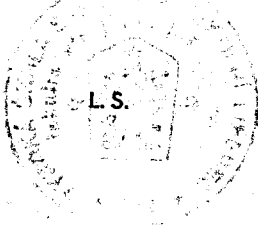
Seznam odborné literatury:

Přikryl, E. - Musílková, E.: Teorie obrábění
Svěrák, A.: Stavebnicové obr. stroje
Chvála, B. - Votava, J.: Přípravky a pod. zařízení
FN TOS Kutná

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Musil**

Datum zadání diplomové práce: **6. 10. 1986**

Termín odevzdání diplomové práce: **11. 5. 1987**



Jaromír Gonda
Doc. Ing. Jaromír Gonda, CSc.

Vedoucí katedry

Ján Alaxin
Doc. Ing. Ján Alaxin, CSc.

Děkan

V **Liberci** dne **30. 9.** 19**86**

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval sám,
s použitím uvedené literatury.

Ladislav Bajer

LIBEREC 11. 5. 1987

O B S A H

1. ÚVOD	1
2. STUDIUM ZADANÉHO ÚKOLU	3
2.1. Příruby jako spojovací součásti potrubí	3
2.2. Jednouúčelové obráběcí stroje	3
2.3. Několikavřetenové vrtací hlavy	5
3. ROZBOR A SPECIFIKACE ÚKOLU	9
3.1. Stará technologie	9
3.2. Alternativy nového řešení	9
3.3. Výběr nejvhodnější alternativy uspořádání pracoviště	13
4. ŘEZNÉ PODMÍNKY	13
4.1. Určení posuvu	14
4.1.1. Určení posuvu výpočtem	14
4.1.2. Určení posuvu z normativů a tabulek	15
4.1.3. Návrh posuvu	16
4.2. Určení řezné rychlosti	16
4.2.1. Určení řezné rychlosti výpočtem	16
4.2.2. Určení řezné rychlosti pomocí normativů	16
4.2.3. Návrh řezné rychlosti	17
5. ŘEZNÉ SÍLY	18
5.1. Výpočet řezných sil podle empirického vzorce	18
5.2. Výpočet řezných sil z měrného řezného odporu	20
5.3. Tabulkové hodnoty osových sil	21
5.4. Výpočet výkonu motoru vrtačky	22
5.5. Výpočet síly posuvové jednotky	23
6. KONCEPČNÍ NÁVRH JOS	23
6.1. Návrh hnací jednotky	23
6.2. Návrh posuvové jednotky	25
6.3. Návrh otočného stolu	27
6.4. Návrh stojanů a podstavce	29
6.5. Návrh vyvažovacího zařízení	30
7. KAPACITNÍ PROPOČET	30
8. NÁVRH SPECIÁLNÍ VRTACÍ HLAVY	32
8.1. Geometrický výpočet	32
8.2. Pevnostní výpočet ozubených kol	34
8.3. Návrh hřídelů	37

8.3.1. Návrh hřídele náhonu	37
8.3.2. Návrh hřídelů vřeten	37
8.4. Výpočet ložisek	38
8.4.1. Ložiska hřídele náhonu	38
8.4.2. Ložiska hřídelů vřeten	38
8.4.3. Ložiska vřeten	39
8.5. Výpočet kolíků a per	40
8.5.1. Výpočet per	40
8.5.2. Výpočet kolíků	40
8.6. Kontrola hřídelů	41
8.6.1. Kontrola náhonového hřídele	41
8.6.2. Kontrola hřídelů vřeten	42
8.6.3. Kontrola spojovacího hřídele vřeten	43
8.6.4. Předběžný výpočet průměru pouzdra spojovacího hřídele	44
8.7. Návrh kloubové spojky	45
8.8. Návrh vřeten	46
8.9. Návrh pružin pro upínání vrtací šablonou	46
8.10. Návrh držáků vřeten	48
9. NÁVRH UPÍNAČE	50
10. EKONOMICKÉ HODNOCENÍ	51
11. ZÁVĚR	54
Seznam použité literatury	55
Seznam příloh, výkresů	56

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

A-	průřez třísky	[mm ²]
a-	osová vzdálenost soukolí	[mm]
b-	šířka ozubení	[mm]
C-	dynamická únosnost ložiska	[N]
c _v -	konstanta závislá na rezné rychlosti	[1]
c _M -	konstanta závislá na materiálu a geom. nástroje	[1]
c _{Fx} , c _{Fz} -	konstanty	[1]
D-	průměr vrtáku	[mm]
d -	průměr hřídele	[mm]
d _a -	průměr hlavové kružnice	[mm]
d _b -	průměr základní kružnice	[mm]
d _f -	průměr patní kružnice	[mm]
d ₁ -	průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
d ₂ -	průměr roztečné kružnice kola	[mm]
E -	Yangův modul pružnosti	[MPa]
F _x -	osová síla	[N]
F _y -	síla ve směru osy $\underline{y}$	[N]
F _z -	síla ve směru osy $\underline{z}$	[N]
F _p -	síla posuvová	[N]
F _t -	síla tečná	[N]
h -	šířka pera	[mm]
h _{1,2,3} -	vyložení držáku	[mm]
i -	převodový poměr	[1]
k _τ -	bezpečnost v krutu	[1]
k _σ -	bezpečnost v ohybu	[1]
k _s -	měrný řezný odpor	[MPa]
K _H -	součinitel přidavných zatížení (K _F)	[1]
K _{Hα}	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (K _{Fα})	[1]
K _{Hβ}	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů (K _{Fβ})	[1]

K_v -	součinitel vnitřních dynamických sil	[1]
K_I -	provozní součinitel	[1]
l -	délka pera	[mm]
M_k -	krouticí moment	[Nm]
M_o -	ohybový moment	[Nm]
N -	počet cyklů	[1]
p_D -	dovolený tlak	[MPa]
P -	výkon	[kW]
s -	posuv	[mm/ot.]
s_H -	bezpečnost v dotyku	[1]
s_F -	bezpečnost proti porušení zubů únavovým lomem	[1]
T -	trvanlivost ostří	[min.]
v_T -	řezná rychlost při trvanlivosti T	[m/min.]
v_r -	součinitel rozložení zatížení	[1]
v_o -	součinitel velikosti	[1]
W -	průřezový modul v ohybu (krutu)	[m ³]
Y_F -	součinitel tvaru zubu	[1]
Y_R -	součinitel drsnosti v patní oblasti zubu	[1]
Y_S -	součinitel vrubu v patní přechodové křivce	[1]
Y_X -	součinitel velikosti	[1]
Y_c -	součinitel vlivu záběru	[1]
Y_β -	součinitel sklonu zubu	[1]
y -	průhyb	[mm]
Z_H -	součinitel tvaru zubů	[1]
Z_M -	součinitel materiálu	[1]
Z_c -	součinitel součtové délky stykových čar	[1]
Z_v -	součinitel obvodové rychlosti	[1]
Z_L -	součinitel maziva	[1]
Z_X -	součinitel velikosti	[1]
Z_R -	součinitel drsnosti	[1]
z -	počet zubů	[1]

α	- úhel záběru	[0]
β	- součinitel vrubu	[1]
ω	- úhlová rychlost	[rad/s]
ξ_α	- součinitel záběru	[1]
γ	- součinitel vlivu jakosti povrchu	[1]
γ_m	- mechanická účinnost	[1]
σ_D	- dovolené napětí	[MPa]
σ_{Co}	- mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{Co}^*	- mez únavy v ohybu pro součást s vrubem	[MPa]
σ_F	- srovnávací ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
σ_{Flim}	- časovaná pevnost v ohybu pro urč. počet cyklů	[MPa]
σ_H	- srovnávací napětí v dotyku	[MPa]
σ_{Hlim}	- časovaná kontaktní pevnost pro urč. počet cyklů	[MPa]
σ_{kt}	- mez kluzu (R_e)	[MPa]
σ_{Pt}	- mez pevnosti (R_m)	[MPa]
τ_D	- dovolené napětí (smykové)	[MPa]
τ_k	- napětí v krutu	[MPa]
τ_C	- mez únavy při střídavém krutu	[MPa]
τ_C^*	- mez únavy při střídavém krutu součástí s vrubem	[MPa]

Vývoj československého strojírenství je v přímé spojitosti s poměry, které formovaly a formují naši společnost od vzniku socialistického státu až po dnešek. Je to tím důležitější, čím více se úkoly budování socialismu týkaly rozvoje strojírenství a plnění jeho úkolů. Současný stav našeho strojírenství je nejen produktem téměř 40.let rozvoje ekonomického potenciálu, ale také jedním z hlavních faktorů jeho růstu. Uspokojování rostoucích potřeb národního hospodářství i obyvatelstva a zvyšování efektivnosti v 8.pětiletce bude rozhodujícím způsobem určováno rozvojem průmyslové výroby, která se má do roku 1990 zvýšit o 15-18 %. Ve všeobecném strojírenství se má zvýšit výroba v tomtéž období o 25 %, v těžkém strojírenství je plán zvýšení výroby o 21-22 %. Rozvoj národního hospodářství určuje urychlený růst všech odvětví strojírenství. S tím souvisí snaha po zvyšování produktivity práce.

Splnění všech plánů průmyslového rozvoje a zvýšení produktivity práce předpokládá osvojení pokrokových technologií, využití výkonných strojů a zařízení, t.j. strojů jednoúčelových a stavebnicových, správnou organizací práce a v neposlední řadě mechanizaci a automatizaci pracovního procesu. Výsledkem těchto činností musí být hospodárná výroba, vysoká technická úroveň a společenská užitečnost jednotlivých výrob.

Jak bylo řečeno na XVII. sjezdu KSČ, je nutné k dosažení výše uvedených cílů urychlit proces intenzifikace, postupně realizovat technickou a strukturální přestavbu československé ekonomiky. Dosáhnout snížení energetické náročnosti výroby nejméně o 1/3 do roku 2.000. Základem se musí stát urychlené uplatňování vědeckotechnického pokroku v národním hospodářství ČSSR a realizace Komplexního programu vědeckotechnického pokroku zaměřeného na:

- elektronizaci národního hospodářství
- komplexní automatizaci, především masových výrob a zavádění pružných automatizovaných výrobních systémů
- rozvoj jaderné energetiky, zvyšování podílu el.energie v celkové palivoenergetické bilanci ČSSR
- vývoj nových druhů materiálů a osvojení jejich výroby výkonnými technologiemi
- rozvoj biotechnologií a jejich co nejširší využití

Na uskutečnění těchto činností bude vyčleněno 3,9 % užitného národního důchodu.

K řešení těchto rozsáhlých úkolů přispívají i diplomové práce, zaměřené na konkrétní aktuální problémy našeho strojírenství.

Zvýšení produktivity práce, úsporu energie, odstranění vedlejších časů, zlepšení pracovního prostředí a snížení fyzické námahy sleduje i tato diplomová práce - racionalizace vrtání přírub v n.p. Tatra Kolín.

2. STUDIUM ZADANÉHO ÚKOLU

2.1. PŘÍRUBY JAKO SPOJOVACÍ SOUČÁSTI POTRUBÍ

V n.p. Tatra Kolín se používají příruby jako spojovací prvek potrubí parních kotlů. Potrubí jako takové slouží jako vedení proudících látek, to je tekutin, plynů a par, popř. i látek pevných, pokud jsou sypké, práškové nebo mohou být unášeny proudem plynu nebo vody. Potrubní zařízení se používá snad ve všech průmyslových závodech, kde na jeho bezpečnosti a hospodárnosti je závislý provoz podniku. Spoje trubek tvoří jednu z nejdůležitějších částí potrubí. Vyskytují se v každém potrubním celku a dělí se podle provedení. Spoje se dělí na rozebíratelné a nerozebíratelné. Přírubové spoje jsou dosud nejznámějším a nejpoužívanějším typem rozebíratelného spojení, které se používají u téměř všech druhů materiálů potrubí. Vlastní příruba je připojena buď pevně nebo je točivá. Pevné spojení může být provedeno pomocí přivařovací příruby s krkem nebo příruby ploché. Základní typy přírub jsou normalizované. Připojovací rozměry přírub jsou závazné pro všechny části potrubí v přírubovém provedení dle ČSN 131 201 až 131 218. Čelní plochy se upravují dle požadavků, které jsou kladeny na kvalitu přírubového spoje. Příruby se spojují pomocí 4 a více šroubů a na kvalitě provedení příruby často závisí i kvalita celého potrubí.

2.2. JEDNOÚČELOVÉ OBRÁBECÍ STROJE

Úkolem této diplomové práce je konstrukce jednoúčelového stroje na vrtání přírub různých velikostí. Jednoúčelové stroje jsou stroje zvláštní konstrukce a provedení a jsou určeny pro určité součásti nebo určité operace. Jejich funkce je většinou automatická a stroje pracují v taktu. Nedá se jich použít na jiné práce. Používá se jich běžně k takovým operacím, jako je v tomto případě

vrtání, dále jich lze použít k vyvrtávání, frézování, soustružení atd. Jejich předností je:

- velký pracovní výkon a možnost provádění i několik operací najednou z několika stran obrobku
- úspora zastaveného místa
- levnější provoz
- menší počet pracovišť a tím i pracovních sil
- přesnější výroba
- menší výrobní náklady
- zkracování dopravních cest při výrobě
- jednodušší plánování výroby

Při hodnocení těchto strojů je nutno přihlížet i k těmto nevýhodám:

- velká pořizovací cena
- dlouhá dodací doba
- obtížná přestavba při změně operace nebo obrobku
- omezené použití
- nevhodné využití po dokončení výroby součásti, pro niž byl stroj vyroben.

Všechny tyto nevýhody odstraňuje stavebnicový systém stavby obráběcích strojů. Stavebnicové obráběcí stroje jsou stroje jednoúčelové, sestavené z typizovaných a normalizovaných montážních skupin - jednotek, doplněných speciálními skupinami - upínači, nástroji, několikavřetenovými vrtacími hlavami apod. Stroje se mohou přestavět na výrobu jiné součásti, a to za použití většiny typizovaných skupin stroje původního. Tyto stavebnicové obráběcí stroje a linky sestavené z typizovaných a standardních strojních celků a skupin, doplněných celky speciálními, mají v sériové a hromadné výrobě stále větší význam. Tento typ stroje je vhodný i pro tento případ vrtání přírub, jejichž počet kusů je 80 000 ročně. Výrobcem těchto stavebnicových strojů je n.p. TOS Kuřim.

2.3. NĚKOLIKAVŘETENOVÉ VRTACÍ HLAVY

Je-li nutno obrábět několik rovnoběžných děr, je z hlediska produktivity výhodné vrtat je zároveň. Tak je tomu i v tomto případě, mají se vrtat díry těchto průměrů ležící na těchto rozteč. kružnicích:

- Ø 14 mm na roztečné kružnici Ø 85 mm / 4 otvory /
- Ø 18 mm na roztečné kružnici Ø 145 mm / 4 otvory /
- Ø 18 mm na roztečné kružnici Ø 180 mm / 8 otvorů /
- Ø 23 mm na roztečné kružnici Ø 240 mm / 8 otvorů /

V takovémto případě se použije několikavřetenové vrtací hlavy se stavitelnými vřeteny. Změna rozteče vřeten u těchto hlavic se děje několika možnými způsoby. Princip přestavování je dán způsobem jejich náhonu a podle toho rozlišujeme dvě základní skupiny vrtacích hlavic s plynulou stavitelnou roztečí:

A/ Bezkloubové

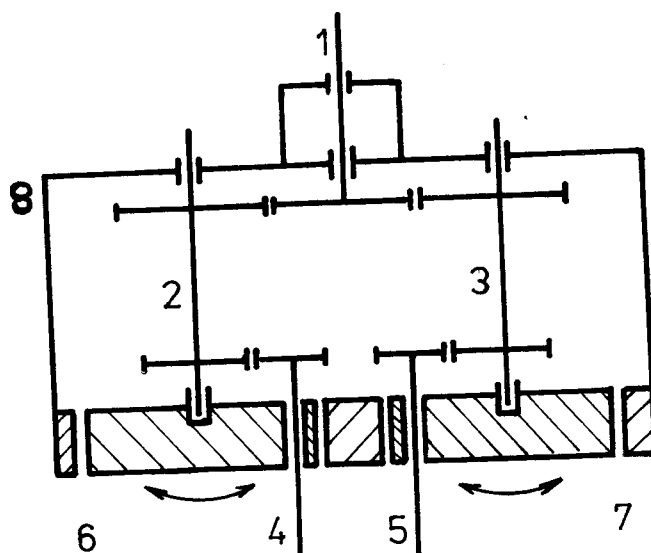
Pracovní vřetena bezkloubových hlav jsou uložena v přestavitelném držáku a jsou poháněna přímo ozubenými koly. Přesná poloha vřeten je zajištěna přední deskou, v níž jsou díry pro uložení držáku. Takové vrtací hlavy jsou vhodné s menším počtem pracovních vřeten / nejvýše 6 / s přiměřeným rozsahem přestavitelnosti. Jejich stavební délka je malá a pro výrobu jsou jednoduché. Obvykle se upevňují na pouzdrové jednotky. Skupina bezkloubových hlav se dále dělí:

- 1/ Náhon pomocí ozubených čelních kol umístěných ve výstředníkovém pouzdře / obr. 1. 4. Hnací hřídel /1/ zde pohání, přes hřídele / 2 / a /3/, vřetena /4/ a /5/, která jsou umístěna v otočných pouzdrech /6/ a /7/. Vřetena se mohou při změně rozteče volně otáčet kolem hřídelů /2/ a /3/.

Výhody: kompaktnost, jednoduchá výroba, možnost dosažení malé rozteče, osvědčená konstrukce.

Nevýhody: potřeba jehlových ložisek, která jsou značně namáhána;

je nutná přesná výroba.



Obr.1.

2/ S klikovým náhonem vrtacích vřeten. /obr.2/

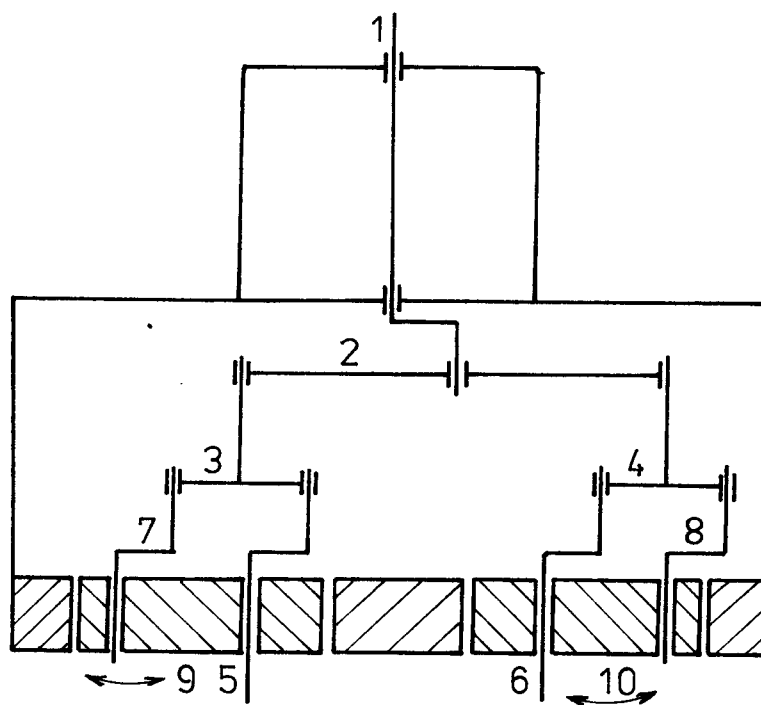
Princip plynulé přestavitelnosti vřeten je stejný jako u první alternativy. Rozdíl spočívá pouze v jiném způsobu přenosu energie z hnacího hřídele na hnaná vřetena. Hnací hřídel /1/ pohání, přes páku /2/ a přes páky /3/ a /4/, kliky obou vřeten /5/ a /6/, dále kliky pomocných hřídelů /7/ a /8/. Umístěním pomocných hřídelů /7/ a /8/ v otočných pouzdrech /9/ a /10/ je zajištěna přestavitelnost vrtacích vřeten /5/ a /6/.

Výhody: možnost přenosu větších M_k , což umožňuje vrtat otvory o velkých průměrech.

Nevýhody: lze vrtat pouze otvory s velkou roztečí, nelze vrtat vysokými otáčkami / rychle rotující kliky by mohly způsobit velké dynamické zatížení.

3/ S vřeteny poháněnými pomocí kuželových kol /obr.3/.

Hnací hřídel /1/ pohání přes kuželová ozubená kola /2/ a /3/ drážkový hřídel /9/. Pevné vrtací vřeteno /10/ je poháněno přímo kuželovým kolem /3/. Přestavitelná vřetena /11/ a /12/ jsou poháněna přes kola /4/ a /5/, umístěná posuvně na drážkovém hřídeli /9/. V axiálním směru jsou kola /4/ a /5/ zajištěna pomocí



Obr.2

Popis obrázku:

- 1 - hnací hřídel
- 2 - páka
- 3,4 - páky
- 5,6- vrtací vřetena
- 7,8 - pomocné hřídele
- 9,10 - výstředníková pouzdra

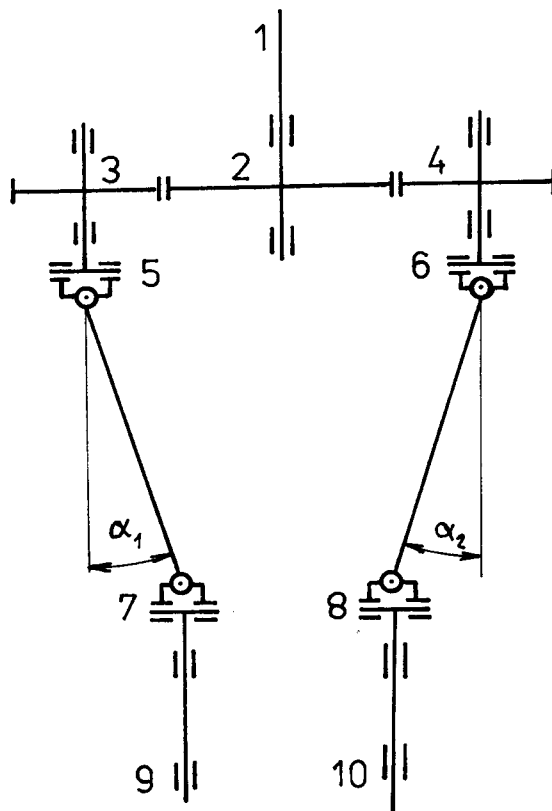
Výhody: možnost použít pro vrtání otvorů s velkými roztečemi,
lze vrtat větší množství otvorů najednou.

B/ Kloubové

-8-

Výhody: kloubový hřídel snižší namáhání ložisek, protože při malých otáčkách se přenáší pouze krouticí moment.

Nevýhody: vysoká stavební výška vrtací hlavy, možnost vzniku kmitání, nelze použít pro vysoké otáčky.



Obr.4.

3. ROZBOR A SPECIFIKACE ÚKOLU

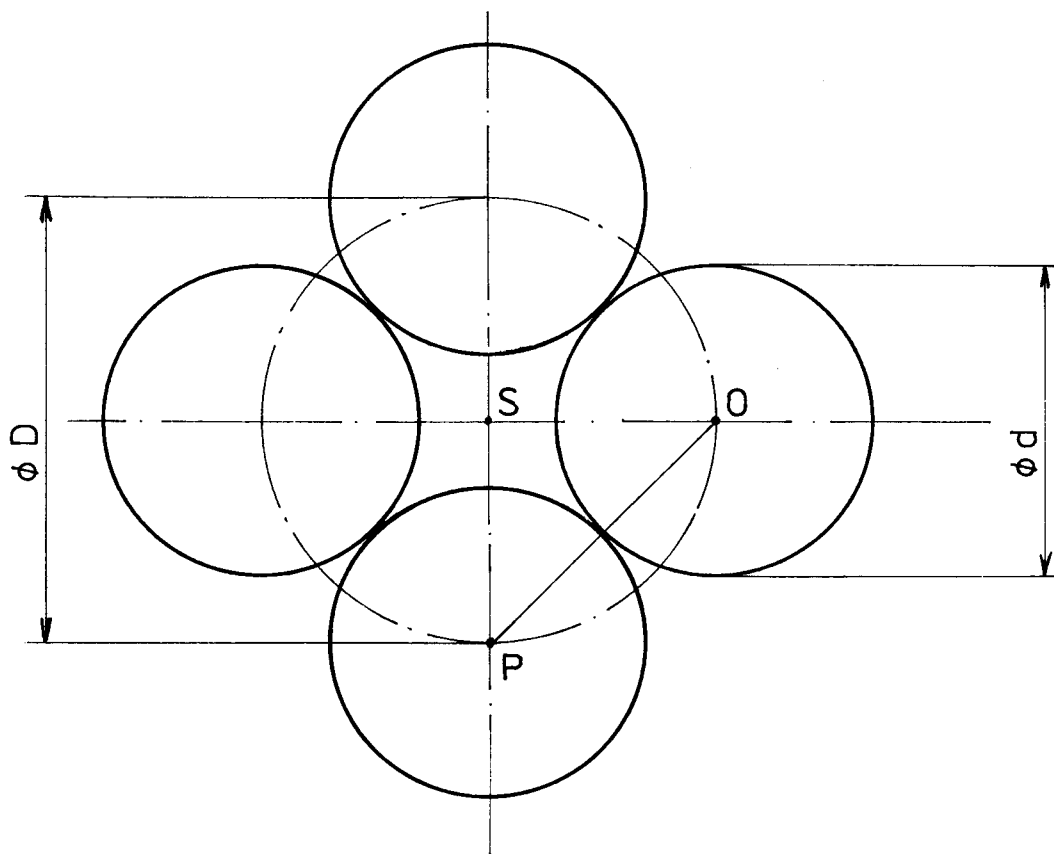
3.1. STARÁ TECHNOLOGIE

Vrtání přírub se dosud provádí na vrtačce VR 8 po 1 otvoru. Vrtá se v otočném přípravku po jedné přírubě. Tento způsob je značně neproduktivní, neboť jsou zde velké vedlejší časy. V příštích letech se v n.p. Tatra Kolín počítá s výrobou přírub v podstatně větších seriích, proto tento způsob vrtání děr je nutné nahradit novým, produktivnějším způsobem v podobě jed noučelového stroje, který bude zabezpečovat vrtání potřebného množství přírub.

3.2. ALTERNATIVY NOVÉHO ŘEŠENÍ

Jako ideální řešení hlavy se nabízí použití 8 vřeten, kdy by se

všechny otvory vrtaly najednou / na jeden zdvih / a stroj by měl jednu stanici. Při vrtání přírub se 4 otvory by v příslušných vřetenách jen chyběly vrtáky. Toto nejjednodušší a nejvýhodnější řešení však není možné, protože nejmenší průměr roztečné kružnice, na níž otvory příslušné příruby leží, je 85 mm a tento rozměr prostě nedovoluje použití 8 vřeten /obr.5/. Nedovolují to rozměry ložisek, které pro uložení vřeten předpokládám použít. Situace je zřejmá z obr.5.



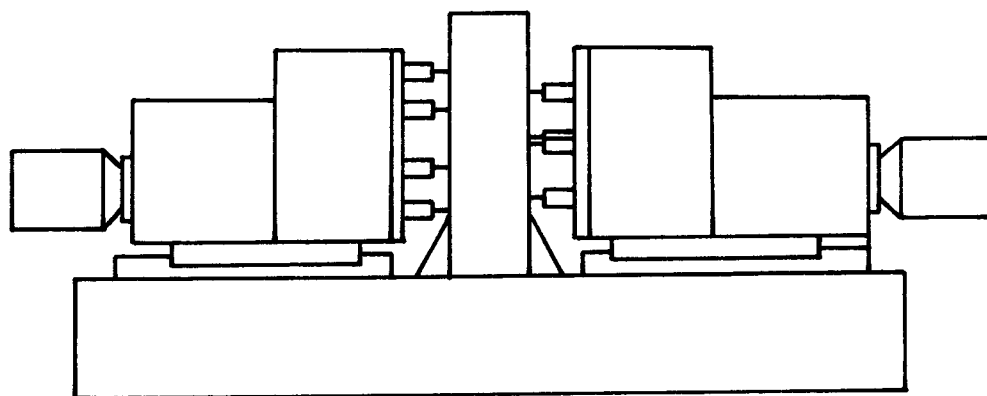
obr.5

Největší vnější průměr vřeten d , ležících na roztečné kružnici o průměru $D = 85$ mm je: $\overline{OP} = d_{\max.} = \sqrt{2} \cdot \overline{OS} = \sqrt{2} \cdot 42,5 = 60,1 \text{ mm}$.

Je tedy nutné hlavu vybavit pouze 4 vřeteny, přičemž by se příruby s 8 otvory vrtaly tedy na dvakrát. Osazení hlavy čtyřmi vřeteny ovšem výrazně ovlivňuje uspořádání pracoviště, pro které je možno navrhnout

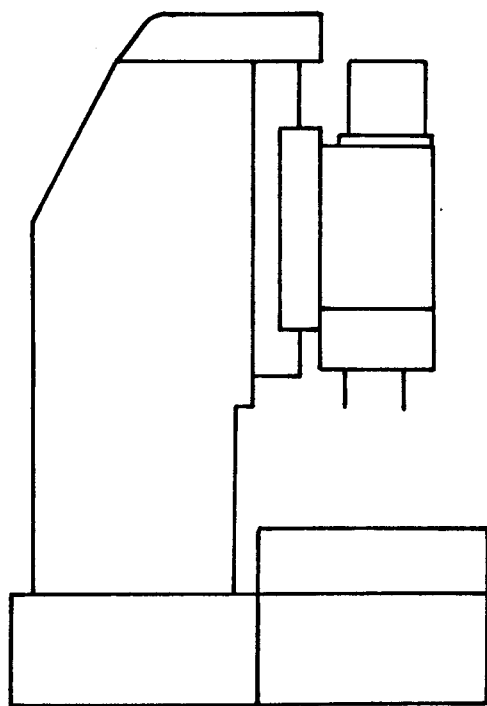
hned několik variant:

1. Vrtací hlavy by byly na hnací jednotce připevněny horizontálně, dvě proti sobě, a každá by měla vřetena nastavená pro vrtání čtyř určitých z osmi děr. Mezi hlavami by se otáčel buben s obrobky /obr. 6/.

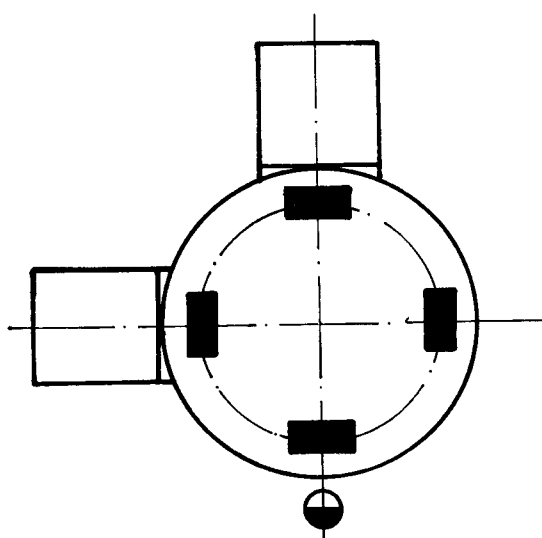


Obr. 6

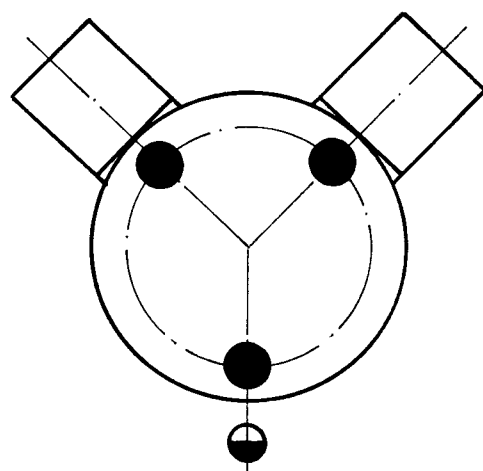
- Obrobky umístěné na bubnu by se tedy obráběly s obou stran zároveň.
2. Vrtací hlavy by byly uspořádány vertikálně, po obvodu otočného stolu s několika stanicemi /obr.7/. Doprava obrobku v upínači, od jedné pracovní stanice ke druhé, se děje po kružnici. Obrobky se otáčejí kolem středu roztečné kružnice upínacích přípravků / resp. osy stolu/. Podle počtu pracovních stanic lze navrhnout:
 - a/ stůl se třemi stanicemi
obrobení prvních čtyřech otvorů se provede v první stanici, obrobení zbývajících čtyřech otvorů se provede v další stanici. Ve třetí stanici se provede vložení a upnutí obrobku. Při vrtání přírub se čtyřmi otvory se jedna operace vrtání vynechá /obr.8/.
 - b/ Stůl se čtyřmi stanicemi / n stanicemi/
Stůl s více stanicemi je výhodné použít, je-li čas opracování velmi krátký v porovnání s časem otáčení stolu. Čas pro natáčení lze tedy zkrátit u rozmístění většího počtu upínačů s obrobky. /obr.9/.
 - c/ Dalším řešením by bylo použití jen jedné vrtací hlavy a místo



obr. 7



obr. 9



obr. 8

průchodu dvěma stanicemi by se otáčel obrobek po vyvrtání čtyř otvorů o 45° kolem své osy.

Otočné stoly a bubny se vyrábí v n.p. TOS Kuřim jako stavebnicové díly. Toho by se mělo při navrhování stroje, pro výše uvedené výhody stavebnicových strojů, využít.

3.3. VÝBĚR NEJVÝHODNĚJŠÍ ALTERNATIVY USPOŘÁDÁNÍ PRACOVISTĚ

Při porovnání uvedených alternativ se pro tento případ jeví jako nejvýhodnější alternativa c/. Stroje s více stanicemi, a tedy i s více pracovními jednotkami, by byly podstatně dražší a proto se pro tento případ nehodí. Jak ukáže dále kapacitní propočet stačí se roční počet přírub obrobit na stroji navrhovaném v alternativě c/.

4. Ř E Z N Ě P O D M Í N K Y

Aby práce na obráběcích strojích byla úspěšná, je nutné stanovit nejvýhodnější řezné podmínky, t.j. určit vhodnou řeznou rychlost a vhodnou velikost pracovního posuvu. Podle těchto řezných podmínek se mohou stanovit velikosti pracovních jednotek t.j. jejich výkony a osová síly.

Hodnoty řezných podmínek můžeme určovat z různých hledisek:

- máme zájem opracovat danou plochu s co nejmenšími výrobními náklady /co nejehospodárněji/
 - chceme docílit při opracování dané plochy co největšího výkonu
- Při určování řezných podmínek je předpokladem docílení předepsané přesnosti rozměrů, geometrických tvarů a jakosti povrchu. Základní zákony pro práci vrtáním jsou analogické zákonům, které platí pro soustružení nebo frézování. Vrtání běžným způsobem je poměrně málo produktivní metoda. Je to dáno poměrně nízkými řeznými podmínkami. Nástroj má i při optimalizaci konstrukce nevýhodnou geometrii a je značně tepelně zatížen, vytváření, utváření a odchod třísky jsou nevýhodné, možnost intenzivního využití řezných kapalin je proble-

matická.

Při výrobě děr není mnoho řezných podmínek volitelných. Je dán obráběný materiál, rozměr nástroje-tím i hloubka řezu, je dána do značné míry i geometrie nástroje. Při vrtání je tedy možno volit z hlavních řezných podmínek pouze řeznou rychlost a posuv, druh materiálu nástroje, úhly špičky a stoupání šroubovic vrtáku, druh řezné kapaliny.

Řezné podmínky je možno určit dvěma způsoby:

1. Výpočtem - v praxi se určují řezné podmínky výpočtem pouze pro závažné případy vrtání, např. pro určování parametrů vrtací jednotky nebo jed nouúčelového vrtacího stroje v lince. Vzhledem k tomu, že vrtání není dokončovací operace, neuvažuje se při výpočtu vliv řezných podmínek na kvalitu obrobeneé plochy, ale výpočet se provádí jednak z hlediska limitujících sil, dovolených podle příkonu elektromotoru vrtačky a namáhání vrtáku na vzpěr a krut, jednak podle optimální trvanlivosti nástroje.
2. Z normativů - z normativů se řezné podmínky určují v ostatních případech, kdy nejde o konstrukci jednotky, ale o běžné určení podmínek práce nástroje.

4.1. URČENÍ POSUVU

4.1.1. Určení posuvu výpočtem

Velikost posuvu je ovlivněna těmito činiteli:

1. pevností posuvového mechanismu stroje
2. pevností vrtáku
3. tvarem a velikostí drážek vrtáku

ad 1) toto určení pro tento případ nepřipadá v úvahu, neboť podle vypočtených sil bude naopak navržen posuvový mechanismus.

ad 2) tento výpočet má význam jen pro průměry vrtáků do 15 mm (v našem případě jde o průměr vrtáku 14 mm).

V literatuře (4) se pro výpočet posuvu uvádí vztah:

$$s \leq 0,0083 \cdot D^{1,54} \quad (1)$$

Dosažením $D = 14$ mm vychází hodnota posuvu $0,48$ mm/ot.

ad 3) hodnoty posuvů odečtené z grafikonu v literatuře (4) pro dané průměry vrtáků:

vrták $\varnothing 14$ mm: $s = 0,35$ mm/ot.

vrták $\varnothing 18$ mm: $s = 0,48$ mm/ot.

vrták $\varnothing 23$ mm: $s = 0,63$ mm/ot.

Výpočet posuvu dle prof. Danieljana uváděný v literatuře (4), zahrnující všechna hlediska ovlivňující hodnotu optimálního technologického posuvu:

$$s_{\max.} = c_s \cdot D^{0,6} \quad (2)$$

c_s - konstanta, pro ocel do 160 HB a vrtání děr bez tolerancí

$$c_s = 0,085$$

Dosažením průměrů vrtáků do vztahu (2) vycházejí tyto hodnoty posuvu:

vrták $\varnothing 14$ mm: $s_{\max.} = 0,41$ mm/ot.

vrták $\varnothing 18$ mm: $s_{\max.} = 0,48$ mm/ot.

vrták $\varnothing 23$ mm: $s_{\max.} = 0,56$ mm/ot.

4.1.2. Určení posuvu z normativů a tabulek

a) dle literatury(1) : TAB. 1

obráběný materiál	D [mm]	14	18	23
ocel $\hat{\sigma}_{pt} < 600$ MPa	s [mm/ot.]	0,3	0,335	0,38

b) dle literatury (2) : TAB.2

ocel o $\hat{\sigma}_{pt}$	D [mm]	12-15	15-18	22-26
do 500 MPa	s [mm/ot.]	0,2-0,25	0,25	0,3-0,35

c) určení posuvu dle normativu řezných podmínek:

třída obrobitelnosti : 13 b

vrták Ø 14 mm :	s = 0,190 mm/ot.
vrták Ø 18 mm :	s = 0,222 mm/ot.
vrták Ø 23 mm :	s = 0,265 mm/ot.

4.1.3. Návrh posuvu:

Posuvy vypočtené a určené z normativů se poměrně značně liší. Je to způsobeno tím, že hodnoty vypočtené jsou mezní. Při výpočtu vzhledem k pevnosti vrtáku je vidět jeho bohaté dimenzování. Vztahy pro výpočet řezných podmínek jsou empirické a slouží spíše k orientaci při jejich určování, proto volím hodnoty posuvu dle normativů.

4.2. URČENÍ ŘEZNÉ RYCHLOSTI

4.2.1. Určení řezné rychlosti výpočtem

V literatuře (4) se uvádí pro výpočet řezné rychlosti při dané trvanlivosti následující vztah:

$$v_T = \frac{D^{x_v} \cdot c_v \cdot \alpha}{T^{\frac{1}{m}} \cdot s^{y_v}} \quad [\text{m/min.}] \quad (3)$$

Trvanlivost nástroje se u vrtáků do Ø 30 mm pohybuje kolem 85 min. podle rozptylu obrobitelnosti. Volím trvanlivost vrtáků 60 min. Dosazením průměrů vrtáků, trvanlivosti 60 min., $x_v = 0,4$; $y_v = 0,5$ a hodnot posuvu pro příslušný vrták vycházejí tyto hodnoty řezné rychlosti:

vrták Ø 14 mm:	$v_{60} = 20,87 \text{ m/min.}$
vrták Ø 18 mm:	$v_{60} = 21,44 \text{ m/min.}$
vrták Ø 23 mm:	$v_{60} = 21,65 \text{ m/min.}$

Hodnoty exponentů x_v , y_v , c_v byly převzaty z literatury (4).

4.2.2. Určení řezné rychlosti pomocí normativů

vrták Ø 14 mm:	$v = 21,58 \text{ m/min.}$
vrták Ø 18 mm:	$v = 21,02 \text{ m/min.}$
vrták Ø 23 mm:	$v = 20,24 \text{ m/min.}$

4.2.3. Návrh řezné rychlosti

V případě řezné rychlosti se hodnoty vypočtené a určené z normativů poměrně dobře shodují. Tyto hodnoty řezných rychlostí dávají tyto hodnoty otáček za minutu:

vrták Ø 14 mm :	n = 490 1/min.
vrták Ø 18 mm:	n = 370 1/min.
vrták Ø 23 mm:	n = 280 1/min.

Při návrhu řezné rychlosti je třeba brát ohled na výstupní otáčky náhonové skříně, vyráběné v n.p. TOS Kuřim jako stavebnicový díl, kterou navrhuji pro náhon včetně použít. Otáčky těchto skříní jsou odstupňovány v geometrické řadě s koeficientem $\varphi = 1,25$ a z potřebných hodnot disponují jen otáčkami 280 1/min. Navrhuji proto použít následujících tří otáčkových stupňů skříně: 355 1/min. , 450 1/min., 560 1/min. s tím, že stálý převod na vřetena bude $i=1,2$ což by dávalo otáčky:

pro vrták Ø 14 mm:	n = 460,1 1/min.
pro vrták Ø 18 mm:	n = 370 1/min.
pro vrták Ø 23 mm:	n = 291,9 1/min.

Tyto otáčky dávají pro jednotlivé vrtáky uspokojivé hodnoty řezné rychlosti:

pro vrták Ø 14 mm:	v = 20,23 m/min.
pro vrták Ø 18 mm:	v = 20,92 m/min.
pro vrták Ø 23 mm:	v = 20,09 m/min.

Tyto hodnoty se poměrně dobře shodují s hodnotami vypočtenými, proto neuvažují změnu trvanlivosti nástroje.

Při požadavku větší trvanlivosti by bylo nutné řeznou rychlost přepočítat (např. dle Taylorova vztahu) na požadovanou trvanlivost. V převodové skříně se pak použijí příslušné jiné otáčkové stupně, odpovídající této nové řezné rychlosti.

Přehled vypočtených, tabulkových a navrhovaných hodnot řezných podmínek je v tabulce č.3:

TAB.3:

Ø vrtáku mm		viz str.	14	18	23
vypočtené hodnoty	s mm/ot.	ad 1)	-	-	-
		ad 2)	0,48	-	-
		ad 3)	0,35	0,48	0,63
		dle prof. Danieljana	0,41	0,48	0,56
	v m/min.	-	20,87	21,44	21,65
T min.		v o l e n o 60			
hodnoty z normativů	s mm/ot.		0,19	0,222	0,265
	v m/min.		21,58	21,02	20,24
	T min.	u vrtáků do Ø 30 mm kolem 85 min.			
navrhované hodnoty	s mm/ot.		0,19	0,222	0,265
	v m/min.		20,23	20,92	21,09
	T min.	60			

5. ŘEZNÉ SÍLY

5.1. VÝPOČET ŘEZNÝCH SIL PODLE EMPIRICKÉHO VZORCE

V literatuře (7) jsou dány tyto vztahy pro výpočet řezných sil při vr-tání:

$$F_x = c_{F_x} \cdot s^{y_{F_x}} \cdot D^{x_{F_x}} \quad (4)$$

$$F_z = c_{F_z} \cdot s^{y_{F_z}} \cdot D^{x_{F_z}} \quad (5)$$

Radiální složky F_y se v případě obrábění vrtákem se symetricky uspořádanými břity, při počtu břitů větším než 1, ruší, t.j. $F_y = 0$.

$$M = c_M \cdot D^{(1+x_{F_z})} \cdot s^{y_{F_z}} \quad (6)$$

c_{F_x} , c_{F_z} - konstanty určené z literatury (7) dané geometrií nástroje.

x_{F_x} , y_{F_x} , x_{F_z} , y_{F_z} - exponenty určené z téže literatury, závislé na obráběném materiálu a geometrii nástroje. Hodnoty jsou v následující tabulce:

TAB.4

ocel	c_M	x_{F_z}	y_{F_z}	c_{F_x}	x_{F_x}	y_{F_x}	$c_{F_z} = 2c_M$
$\sigma_{pt} = 750 \text{ MPa}$	338	0,9	0,8	847	1,0	0,7	676

Pro oceli jiné pevnosti se hodnoty M a F_x , platné pro ocel se $\sigma_{pt} = 750$ MPa násobí opravným součinitelem. Pro tento případ (ocel $\sigma_{pt} = 450$ MPa) je hodnota koeficientu $k = 0,67$.

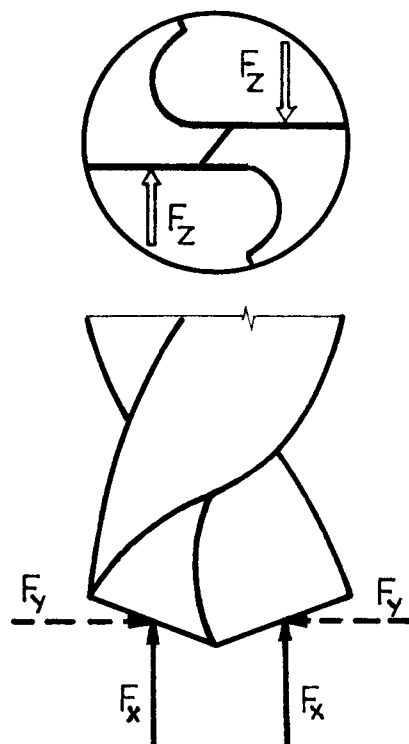
Dosažením příslušných průměrů vrtáků a součinitelů z tab.4 vycházejí tyto hodnoty řezných sil F_x , F_z a hodnoty kroutícího momentu M dle vztahů (4), (5) a (6) takto:

(silové poměry na vrtáku jsou na obr.10)

Průměr vrtáku 14 mm:

$$F_x = 847 \cdot 14^1 \cdot 0,19^{0,7} \cdot 0,67 = 2484 \text{ N}$$

$$F_z = 2 \cdot 338 \cdot 0,19^{0,8} \cdot 14^{0,9} = 1925,2 \text{ N}$$



obr.10

$$M = 338 \cdot 14^{(1+0,9)} \cdot 0,19^{0,8} \cdot 0,67 = 9 \text{ Nm}$$

Průměr vrtáku 14 mm:

$$F_x = 847 \cdot 18^1 \cdot 0,222^{0,7} \cdot 0,67 = 3562 \text{ N}$$

$$F_z = 676 \cdot 0,222^{0,8} \cdot 18^{0,9} = 2734 \text{ N}$$

$$M = 338 \cdot 0,222^{0,8} \cdot 18^{1,9} = 16,5 \text{ Nm}$$

Průměr vrtáku 23 mm :

$$F_x = 847 \cdot 0,265^{0,7} \cdot 23^1 \cdot 0,67 = 5152 \text{ N}$$

$$F_z = 676 \cdot 0,265^{0,8} \cdot 23^{0,9} = 3928 \text{ N}$$

$$M = 338 \cdot 23^{1,9} \cdot 0,265^{0,8} = 30,3 \text{ Nm}$$

5.2. VÍPOČET ŘEZNÝCH SIL Z MĚRNÉHO ŘEZNÉHO ODPORU

V literatuře (9) se pro výpočet M a F_z uvádí vztahy:

$$M = k_s \cdot A \cdot \frac{D}{2} = k_s \cdot \frac{s \cdot D^2}{8} \quad (7)$$

$$F_z = 2k_s \cdot A = 2 \cdot k_s \cdot \frac{s \cdot D}{4} \quad (8)$$

$$F_x = k \cdot D^x \cdot s^y \quad (9)$$

Dosažením příslušných průměrů vrtáků, měrného řezného odporu (pro ocel $\sigma_{pt} = 450 \text{ MPa}$: $k_s = 1900 \text{ MPa}$), součinitelů $x = 0,7$, $y = 0,6$

$k = 2410$ a příslušných hodnot posuvu, do vztahů (7) , (8) , (9)

vycházejí tyto hodnoty řezných sil a momentů:

průměr vrtáku 14 mm:

$$F_x = 2410 \cdot 14^{0,7} \cdot 0,19^{0,6} = 5644 \text{ N}$$

$$F_z = 1900 \cdot \frac{0,19 \cdot 14}{2} = 2527 \text{ N}$$

$$M = 1900 \cdot \frac{0,19 \cdot 14^2}{8} = 8,8 \text{ Nm}$$

průměr vrtáku 18 mm:

$$F_x = 2410 \cdot 18^{0,7} \cdot 0,222^{0,6} = 7388 \text{ N}$$

$$F_z = 1900 \cdot \frac{0,222 \cdot 18}{2} = 3796 \text{ N}$$

$$M = 1900 \cdot \frac{0,222 \cdot 18^2}{8} = 17,1 \text{ Nm}$$

Průměr vrtáku 23 mm :

$$F_x = 2410 \cdot 23^{0,7} \cdot 0,265^{0,6} = 9753 \text{ N}$$

$$F_z = 1900 \cdot \frac{0,265 \cdot 23}{2} = 5790 \text{ N}$$

$$M = 1900 \cdot \frac{0,265 \cdot 23^2}{8} = 33,3 \text{ Nm}$$

5.3. TABULKOVÉ HODNOTY SIL F_x

V literatuře (1) se uvádějí tyto hodnoty sil F_x :

průměr vrtáku 14 mm : $F_x = 2850 \text{ N}$

průměr vrtáku 18 mm : $F_x = 3850 \text{ N}$

průměr vrtáku 23 mm : $F_x = 5500 \text{ N}$

Tyto hodnoty jsou uvedeny pro podobné řezné podmínky s navrhovanými.

Z diagramu v literatuře (2) byly odečteny tyto hodnoty sil F_x :

průměr vrtáku 14 mm : $F_x = 2090 \text{ N}$

průměr vrtáku 18 mm : $F_x = 2829 \text{ N}$

průměr vrtáku 23 mm : $F_x = 4060 \text{ N}$

Porovnáme - li uvedené druhy výpočtů, vidíme že se poměrně dobře shodují hodnoty kroutících momentů . Naopak v hodnotách sil F_x a F_z zaznamenáváme značný rozptyl. Hodnoty osové síly F_x , vypočtené podle literatury (7), se přibližně shodují s hodnotami z literatury (1). Pro další výpočet jsem se rozhodl vycházet z hodnot dle kapitoly 5.2. a to v případě kroutícího momentu M . V případě osové síly budu vycházet z hodnot dle kapitoly 5.1. , které se dobře shodují s hodnotami v normativních . V případě síly F_z se vypočtené hodnoty značně rozcházejí, proto jsem se rozhodl v dalších výpočtech vycházet z hodnoty kroutícího momentu, který se v obou výpočtech dobře shoduje. Výpočet pomocí F_z by byl značně nejistý. Vypočtené a tabulkové hodnoty řezných sil a momentu jsou v tabulce 5.

TAB.5

	Ø vrtáku[mm]	F_x [N]	F_z [N]	M_k [Nm]
výpočet dle kapitoly 5.1.	14	2484	1925,2	9
	18	3562	2734	16,5
	23	5152	3928	30,3
výpočet dle kapit. 5.2.	14	5644	2527	8,8
	18	7388	3796	17,1
	23	9753	5790	33,3
z normativů v literat. (1) a (9)	14	2850		
	18	3850		
	23	6000		
z diagramu v liter. (2)	14	2090		
	18	2829		
	23	4060		

5.4. VÝPOČET VÝKONU MOTORU VRTAČKY

1. V literatuře (1) je pro výkon, potřebný prohlavní řezný pohyb, uveden vztah:

$$P = \frac{F_z \cdot v}{1000 \cdot \gamma_m} \quad [\text{kW}] \quad (10)$$

2. V literatuře (12) je uveden vztah pro výkon hnacího elektromotoru:

$$P = \frac{M_k \cdot n}{9741 \cdot \gamma_m} \quad [\text{kW}] \quad (11)$$

Z výše uvedených důvodů volím pro výpočet výkonu elektromotoru vztah (11). Dosazením hodnot M_k a n při vrtání vrtákem Ø 23 mm, které jsou pro výpočet max. potřebného výkonu rozhodující, dostaneme výkon pro jedno vřeteno 1,43 kW (mechanická účinnost byla volena 0,7).

Celkový výkon pro 4 vřetena :

$$P_c = 4 P = 4 \cdot 1,43 = 5,72 \text{ kW}$$

V literatuře(2) lze, pro dané hodnoty průměrů vrtáků a posuvů, odečíst pro ocel o pevnosti 400-500 MPa hodnoty výkonů v následující tabulce:

TAB.6:

Ø vrtáku [mm]	14	18	23
posuv [mm/ot.]	0,19	0,222	0,265
výkon na 1 vřeteno [kW]	0,67	0,92	1,36
výkon na 4 vřetena [kW]	2,68	3,68	5,44

Porovnáme-li tyto hodnoty s vypočtenými, vidíme, že se dobře shodují.

5.5. VÝPOČET SÍLY POSUVOVÉ JEDNOTKY

Pro výpočet je směrodatná osová síla největší, tedy při vrtání vrtákem Ø 23 mm (uvažují hodnotu z normativů v literatuře (1)).

$$F_p = 4 \cdot F_{x_{23}} = 4 \cdot 6000 = 24 \text{ kN}$$

6. KONCEPČNÍ NÁVRH JOS

6.1. NÁVRH HNACÍ JEDNOTKY

Při návrhu vycházím z podnikové normy n.p. TOS Kuřim č.204490, kde jsou nabízeny 4 hnací jednotky jako stavebnicové díly:

a) hnací jednotka pro přímý náhon(JHN)

-představuje nejjednodušší typ s jednou velikostí výstupních otáček, daných typem elektromotoru. Nachází využití zejména tam, kde je možno stanovit s dostatečnou přesností řezné podmínky, které mají v průběhu výroby trvalý charakter.

b) hnací jednotka s výměnnými koly (JHV)

- představuje často využívaný typ, umožňující zvolit optimální velikost výstupních otáček. Případná změna otáček je celkem jednoduchá. Velikost otáček je určena typem elektromotoru a kombinací dvou párů výměnných ozubených kol.

c) hnací jednotka s přesuvnými koly (JHP)

- je určena především pro pohon operačních hlav víceúčelových, kdy se na stroji obrábí více druhů nebo velikostí součástí. Ručním přestavením dvou přesuvných trojkolí lze volit jeden z devíti otáčkových stupňů.

d) hnací jednotka automatická (JHA)

- má uplatnění pro pohon operačních hlav vyžadující v pracovním cyklu automatickou změnu otáček, jako jsou hlavy revolverové HR - A, hlavy otočné HO - A a pod. Čtyři otáčkové stupně jsou ovládány pomocí dvou elektromagnetických lamelových spojek a přepínatelného elektromotoru.

Základní částí všech jednotek je nosný úhelník s čelní plochou pro připevnění operačních obráběcích hlav a základní plochou pro připevnění na posuvovou jednotku. Operační obráběcí hlavy se uštěďují na středící válcové čepy ČSN 243670 a středící čepy zploštělé ČSN 243671.

Po zvážení uvedených charakteristických znaků jednotlivých jednotek, navrhuji použít hnací jednotku s výměnnými koly (JHV). Tato jednotka se jeví, z důvodu použití jen tří otáčkových stupňů, jako nejvýhodnější, neboť při použití jednotek JHP nebo JHA by zůstalo několik stupňů nevyužitých.

Pro požadované parametry:

odebíraný výkon	6kW
požadované otáčky	355 1/min.
	450 1/min.
	560 1/min.

kroučící moment na výstupním
hřídeli převodovky 111 Nm

Podle těchto požadovaných parametrů volím jednotku JHV 500
s následujícími parametry:

- výkonová řada elektromotoru: 2
- náhonový hřídel hnací jednotky: bez brzdění
- výkon elektromotoru: 7,5 kW
- otáčky elektromotoru: 965 1/min.
- kroučící moment elektromotoru: 74,2 Nm
- typ elektromotoru: VF - 160 M - 06
- průměr výstupního hřídele převodovky: 42 mm

6.2. NÁVRH POSUVOVÉ JEDNOTKY

Při návrhu posuvové jednotky vycházím opět z podnikové normy n.p. TOS Kuřim č. 204586 pro stavebnicové stroje. Protože se stavebnicovost vztahuje zpravidla na různá provedení jedné velikosti stroje, je posuvová jednotka dána už volbou jednotky hnací, tedy velikost "500". I zde nabízí n.p. TOS Kuřim několik jednotek s různými parametry, které jsou v tab. 7.

Volím jednotku JP - A 500/630, jelikož je to jednotka s požadovaným zdvihem (630 mm) a pro můj případ tento zdvih postačuje. Maximální osová síla posuvu dvakrát převyšuje potřebnou. Z tabulky vidíme, že lze použít jednotku s prizmatickým vedením, kde je osová síla, při tlaku 6,3 MPa v hydraulickém systému, 32 000 N.

Popis jednotky:

Lože jednotky má dvě plochá, nebo jedno ploché a jedno prizmatické, vedení. Prizmatické vedení může být na levé (přednostní) nebo pravé straně jednotky, při pohledu od motoru. Na zadním čele lože

CELKOVÁ HMOTNOST [kg]		970	1070	1210
Hmotnost posouvajících se částí [kg]		320		
M _k hydromotoru při tlaku 6,3 [MPa]		32		
Elektromagnetická spojka, max. M _k /proud		100/1,65		
Elektromotor pro rychloposuv [kW/ot./min.]		2,2/2800		
Nejmenší dráha rychloposuvu při startu [mm]		18		
Velikost rychloposuvu při startu [mm]		8000		
TEORETICKÉ PRUTOČNÉ MNOŽSTVÍ OLEJE PRO PRAC. POSUV 100 mm/min.	Lože s prism. vedením [dm/min.]	1,96		
	Lože s ploch. vedením [dm/min.]	3,03	2,47	
ROZSAH PRACOVNÍCH POSUVŮ A OMEZENÍ MAX. OSOVÉ SÍLY	[N]	5.10 ⁴	4.10 ⁴	
	[mm/min.]	5-400	10-800	
SNÍŽENÁ OSOVÁ SÍLA (jen pro jednotku s prismat. vedením) PŘI TLAKU [N]	6,3 MPa	32 000		
	4 MPa	20 000		
	2,5 MPa	12 500		
MAX. OSOVÁ SÍLA PŘI TLAKU HYDRAUL. SYST. 6,3 MPa		50 000		
TYPOVÉ OZNAČENÍ JEDNOTKY		JP 500/400A	JP 500/630A	JP 500/1000A

Tab. 7

je připevněna náhonová jednotka, složená z elektromotoru pro rychloposuv, hydromotoru pro pracovní posuv, svorkovnice a kostky řízení posuvů. Krouticí moment se přenáší přes elektromagnetickou spojku, dvěma páry ozubených kol, na výstupní pastorek a dále na posuvový šroub. Posuvový šroub s lichoběžníkovým závitem, s maticí a ozubeným kolem je uložen v loži. Na boku lože je připevněna skříň koncových spinačů a pevné dorazy. Po vedení se posouvá stůl. Posuv stolu je vyvozen hydraulickým motorem, který je napojen na hydraulický agregát nebo tlakovou síť společnou pro více jednotek. Vodicí plochy jsou v zadní části zakrytovány.

Automatický cyklus je řízen nárážkami a koncovými spinači. Rychloposuv je konstantní. Pracovní posuv lze plynule měnit. Pracovní zdvih se nastavuje nárážkami. Mazání jednotky je automatické, připojením na mazací síť. Elektrovýzbroj odpovídá ČSN 341630 "Elektrická výzbroj pracovních strojů". Pro geometrickou přesnost platí PN 200389 "Přesnost posuvových jednotek JP - A".

Tyto posuvové jednotky tvoří základ pracovních jednotek. Na ploše stolu posuvových jednotek se připevňují jednotlivé typizované uzly podle příslušných podnikových norem n.p. TOS Kuřim. V tomto případě je to náhonová skříň s vrtací hlavou vlastní konstrukce. Tyto díly se umístí na typizovaný podstavec, který tvoří hlavní část nosného rámu.

6.3. NÁVRH OTOČNÉHO STOLU

Při návrhu otočného stolu vycházím z podnikové normy n.p. TOS Kuřim č. 204802. Otočné stoly (SOU) jsou typizovaným uzlem pro dopravu obráběné součásti kruhovým pohybem mezi jednotlivými pracovními polohami u stavebnicových obráběcích strojů.

Podle požadovaných rozměrů volím stůl s označením
SOU 500 081 - 11, který má průměr 500 mm a pro tento případ je
s níže uvedenými parametry vhodný.

Technické parametry:

-celkový čas cyklu pro dělení	$n = 4$	2,5 sec.
-maximální počet cyklů dělení za 1 min.		3
-řada dělení	2,3,4,5,6,8, 10	
-přesnost dělení na jmen.průměru	$\pm 0,005$ mm	
	$\pm 4''$	
-elektromotor pro pohon	0,55/1400 kW/ot./min.	
-moment hydromotoru	10 Nm	
-pracovní tlak oleje	4 MPa	
-minimální množství oleje pro funkci stolu	6 l/min.	
-dovolené zatížení hmotou	400 kg	
-maximální osová síla na stůl	32 000 N	
-maximální radiální síla	25 000 N	

Popis stolu:

Stůl je konstrukčně řešen jako stůl deskového typu.
Otočná část je radiálně uložena na kluzném ložisku, které je
předepnuto. Axiálně je otočná část uložena na kluzném ložisku
prstencovém. Náhon a řízení stolu je v samostatné skříni. Mísa
s otvorem pro odvod třísek a chladicí kapaliny je připevněna samo-
statně a může být natočena do polohy nejvýhodnější pro odvod tří-
sek. Třísky jsou shrabovány lopatkami připevněnými na otočné čás-
ti stolu. Funkce stolu je automatická, řízená elektrohydraulicky.
Správný sled funkcí je kontrolován koncovými spínači. Funkce stolu
může být synchronizována s cyklem stroje. Rychlé otáčení je odvo-
zeno od elektromotoru. Pomalé otáčení od hydromotoru. Přesnou po-

lohu otočné části určuje odpružený index. Otočný stůl může být vybaven zařízením pro programově řízený cyklus.

6.4. NÁVRH STOJANU^o A PODSTAVCE

1) Návrh podstavce:

Otočnému stolu SOU 500 přiřazuje norma podstavec pro otočné stoly s označením PSO 630 - A . Podstavce PSO - A pro otočné stoly jsou typizovaným uzlem používaným v konstrukci JOS. Je to odlitek skříňového tvaru, s velkou tuhostí.

Pro tento případ se jeví jako nejvhodnější čtvercový podstavec s označením PSO 630 - 4 A.

2) Návrh bočního podstavce vodorovného

K podstavci pro otočný stůl je připevněn boční stojan vodorovný dle ON 204706 . Boční stojany vodorovné jsou určeny pro umístění pracovních jednotek nebo bočních stojanů svislých. Jsou to odlitky skříňového tvaru s dostatečnou tuhostí, které jsou uzpůsobeny pro odvod řezné kapaliny. K navrhované velikosti podstavce pro otočné stoly přiřazuje norma velikost bočního stojanu vodorovného "500" . Volím stojan délky 1000 mm s označením:

SV 500 x 1000 A

3) Návrh bočního stojanu svislého

Na boční stojan vodorovný se připevní příslušný boční stojan svislý stejné velikosti a s potřebnou výškou podle zdvihu posuvové jednotky.

Boční stojany svislé jsou odlitky skříňového tvaru s velkou statickou tuhostí. Spodní plocha je opracována pro ustavení na boční stojan vodorovný nebo tunelový mezikus. Vrchní plocha je opracována pro připojení vyvažovacího zařízení. Vnitřní prostor je řešen pro umístění závaží vyvažovacího zařízení.

S ohledem na zdvih posuvové jednotky volím stojan vysoký 2240 mm
s označením: SS 500 x 2240 A

Pro boční stojany svislé platí ON 204705.

6.5. NÁVRH VYVAŽOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Vyvažovací zařízení, pro něž platí ON 204715, je určeno
k vyrovnaní hmotnosti posuvové jednotky a hnací jednotky s vrta-
cí hlavou .

Základní částí je litinová konzola, jejíž základní plocha
je opracována pro umístění na svislý stojan SS - A. V konzole jsou
2 vodící kladky pro Gallův řetěz (ČSN 023330), který je na jed-
nom konci spojen držákem s posouvající se částí posuvové jednot-
ky. Na druhém konci je spojen závěsnou tyčí se závažím.
Pro danou velikost bočního stojanu svislého přiřazuje norma vyvažo-
vací zařízení: VZ 500/000 - 2240 A - 3

7. K A P A C I T N Í P R O P O Č E T

Výrobní kapacitou se rozumí maximální možnost výroby jisté
produkce za jednotku času za pomoci existujících pracovních prostředků.
Pro výrobní kapacitu moderního průmyslového podniku jsou rozhodu-
jícím činitelem stroje a výrobní nástroje, tedy jeho strojní park.
Kapacitní propočty zdůvodňují jednak výrobní program a stanovují
množství a druhy výrobních prostředků potřebných pro splnění poža-
davek výrobního úkolu, nebo obráceně stanovují maximální dosažitelný
objem výroby s danými výrobními prostředky.

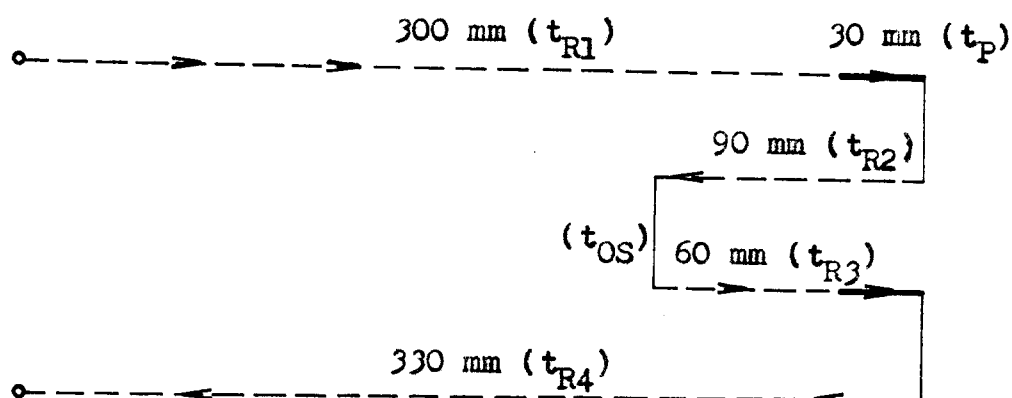
Rozeznáváme 3 druhy kapacitních propočtů:

- výpočet pro přesný výrobní plán
- výpočet pro převedený výrobní plán
- kapacitní výpočet přibližný

Pro tento případ propočtu půjde o propočet přibližný.

Přibližný kapacitní propočet se používá při ověřování podmínek pro výrobu výrobků konstrukčně jasných, ale různých, kdy použití přesného kapacitního propočtu určeného pro seriovou výrobu je velmi složité a zdlouhavé .

Pro vlastní propočet uvažují průměrnou přírubu (Js100 Jt16): kusový čas t_C pro pracovní cyklus na obr.11



obr. 11

----- rychloposuv (6m/min.)

————— pracovní posuv(0,222 mm/ot.)

t_A - čas na uložení a odložení příruby (dle tab.)		6,6 s.
t_{OS} - čas na otočení stolu		2 s.
t_{R1} - čas najetí k obrobku		3 s.
t_P - pracovní čas		2x 22 s.
t_{R2} - čas vyjetí pro otočení stolu		0,9 s.
t_{R3} - čas najetí k obrobku po otočení stolu		0,6 s.
t_{R4} - čas najetí do počáteční polohy		3,3 s.
t_C =		60,4 s.

Uvedené časy byly vypočteny na základě známých hodnot posuvu, rychloposuvu, a volených hodnot najížděcích vzdáleností.

$$F_{ef} = d \cdot h(1-t_z) = 259.8,5 (1- 0,2) = 1761,2 \text{ hod.} = 634 \text{ 032 s}$$

$$K = \frac{F_{ef.}}{t_C} = \frac{634\,032}{60,4} = 104\,972 \text{ ks/rok}$$

t_Z - ztráty (20 % $F_{ef.}$)

d - počet pracovních dnů v roce

h - pracovní doba v hod.

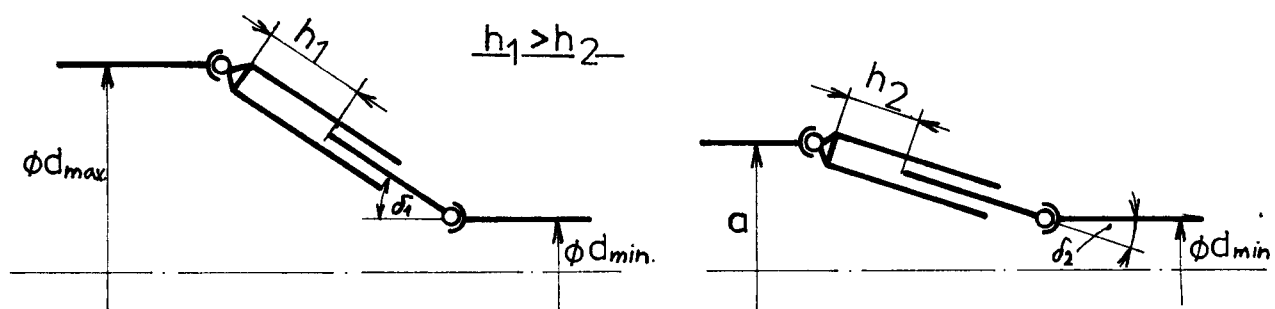
$F_{ef.}$ - efektivní časový fond zařízení

Z propočtu je zřejmé, že i při jednosměnném provozu a uvažování vrtání přírub s osmi otvory (2 pracovní zdvihy), roční výrobní kapacita stroje poměrně značně převyšuje požadovanou. Tato situace je z hlediska využití stroje nevýhodná. V příštích letech se však předpokládá postupné zvyšování výroby, čímž se situace poněkud zlepší. Pro maximální využití stroje by bylo výhodné vrtat příslušné množství přírub v kooperaci pro jiný podnik. Tímto by se také podstatně snížila doba úhrady stroje.

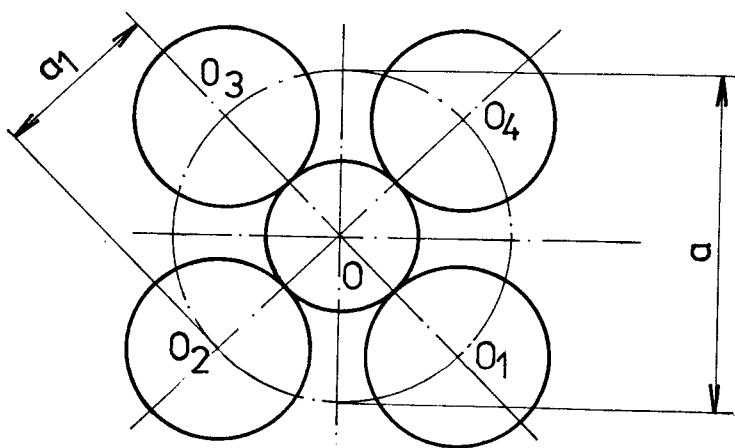
8. N Á V R H S P E C I Á L N Í V R T A C Í H L A V Y

8.1. GEOMETRICKÝ VÝPOČET

Ve snaze, aby teleskopické hřídele měly co nejkratší zdvih, vycházím při návrhu ozubených kol ze střední hodnoty průměru roztečné kružnice, na níž vřetena leží. Situace je zřejmá z obr.12.



obr.12 a



obr. 12b

$$a = \frac{d_{\max.} + d_{\min.}}{2} = \frac{240 + 85}{2} = 162,5 \text{ mm} \approx 163 \text{ mm} \quad (12)$$

$$a = 2a_1 = 163 \text{ mm} \quad (13)$$

$$\frac{z_2}{z_1} = 1,216 \quad (14)$$

$$a_1 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{a}{2} \quad (15)$$

Dosazením vztahu (14) do (15) a dosazením osové vzdálenosti "a" vychází $z_1 = 37$ zubů, $z_2 = 45$ zubů. Modul ozubení byl volen 2 mm.

Kontrola roztečného průměru:

$$a = (z_1 + z_2) m = (37 + 45) \cdot 2 = 164 \text{ mm}$$

Rozměr vyhovuje.

Výpočet rozměrů kol:

$$d = m \cdot z \quad (16)$$

$$d_a = d + 2m \quad (17)$$

$$d_f = d - 2,5 m \quad (18)$$

$$d_b = d \cos \alpha \quad (19)$$

$$b = \psi \cdot m \quad (20)$$

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - r_1 \sin \alpha - r_2 \sin \alpha}{p_b} \quad (21)$$

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = \frac{\pi \cdot d}{z} \cdot \cos \alpha \quad (22)$$

Dosazením hodnot: $m = 2 \text{ mm}$, $z_1 = 37 \text{ zubů}$, $z_2 = 45 \text{ zubů}$, $\alpha = 20^\circ$,

$\psi = 10$, do vztahů (16) - (22) dostaneme pro pastorek a kolo tyto hodnoty:

pastorek

kolo

$$d_1 = 74 \text{ mm}$$

$$d_2 = 90 \text{ mm}$$

$$d_a = 78 \text{ mm}$$

$$d_a = 94 \text{ mm}$$

$$d_f = 69 \text{ mm}$$

$$d_f = 85 \text{ mm}$$

$$b = 20 \text{ mm}$$

$$d_b = 69,537 \text{ mm}$$

$$d_b = 84,572 \text{ mm}$$

$$\epsilon_\alpha = 1,716$$

$$\epsilon_\alpha = 1,716$$

$$p_b = 5,90 \text{ mm}$$

$$p_b = 5,90 \text{ mm}$$

8.2. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÝCH KOL

Doba provozu volena 10 let při dvousměnném provozu, celkový počet cyklů během doby provozu byl vypočítán ze středních otáček ($n_{\text{stř.}} = 385 \text{ 1/min.}$).

1. Kontrola na ohyb:

Z literatury (11) byly převzaty vztahy:

- součinitel bezpečnosti proti porušení zubů únavovým lomen

$$s_F = \frac{\sigma_{F_{\text{lim.}}} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X}{\sigma_F} \quad (23)$$

- srovnávací ohybové napětí

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot K_F \quad (24)$$

$$K_F = K_I \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (25)$$

Pro výpočet uvažují největší namáhání při vrtání vrtákem $\varnothing 23 \text{ mm}$. Dosazením do vztahů (23), (24), (25) vypočteme hodnoty, které jsou v tab. 8. Hodnoty součinitelů byly převzaty z tabulek a grafů v literatuře [11].

Tab.8

	Pastorek	Kolo
materiál	12051.4	11600.4
N	$4,44 \cdot 10^9$	$9,24 \cdot 10^8$
Tvrdost boků zubů	59 HRC	55 HRC
$\sigma_{F_{lim.}}$ [MPa]	110	100
K_{R_F}	0,8	0,9
σ_{F_N} [MPa]	88	90
K_I	1,25	1,25
K_v	1,09	1,12
IT	8	8
$K_{F\beta}$	1,02	1,01
$K_{F\alpha}$	1,7	1,7
ϵ_α	1,716	1,716
K_F	2,36	2,40
Y_F	2,43	2,40
$Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$	0,583	0,583
Y_β	1	1
σ_F [MPa]	62,4	62,66
Y_S	1,06	1,05
Y_X	1	
Y_R	1,1	
s_F	1,64	1,66

Soukolí vyhovuje na ohyb v patě zubu s dostatečnou bezpečností, doporučovanou v literatuře /11/.

2. Kontrola na dotyk:

Z literatury [11] byly převzaty následující vztahy:

- Součinitel bezpečnosti proti tvorbě pittingů:

$$s_H = \frac{\sigma_{H_{lim.}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X}{\sigma_H} \quad (26)$$

- Srovnávací (Hertzův) dotykový tlak :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1 + 1}{1}} \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{K_H} \quad (27)$$

$$Z = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \quad (28)$$

- Součinitel přidavných zatížení:

$$K_H = K_I \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \quad (29)$$

Pro výpočet uvažují opět poměry při vrtání vrtákem Ø 23mm. Dosažením do vztahů (26), (27), (28), (29), dostaneme hodnoty v tab.9.

Tab.9

	Pastorek	Kolo
$\sigma_{H_{lim.}}$ [MPa]	1220	1200
K_{RH}	0,75	0,82
$\sigma_{HN} = \sigma_{H_{lim.}} \cdot K_{RH}$ MPa	915	984
K_I	1,25	1,25
K_V	1,09	1,12
$K_{H\beta}$	1,01	1,01
$K_{H\alpha}$	1,3	1,3
K_H	1,789	1,838
Z_M [$\sqrt{\text{MPa}}$]	268,5	268,5
Z_H	1,77	1,77

Pokračování tab.9

	Pastorek	Kolo
σ_H [MPa]	531	488
Z_L	0,97	0,97
Z_V	0,93	0,94
Z_R	1,03	1,03
Z_X	1	1
s_H	1,60	1,89

Pastorek i kolo vyhovují na dotyk s dostatečnou bezpečností.

8.3. NÁVRH HŘÍDELŮ

8.3.1. Návrh hřídele náhonu

$$M_k = 4 \cdot \frac{M_{k_{V\check{r}.}}}{1} = 4 \cdot \frac{33,3}{1,216} = 111 \text{ Nm}$$

Materiál hřídele volen 14 260.7 ($R_m = 1509 \text{ MPa}$, $R_e = 1328 \text{ MPa}$).

$$\tau_k = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{1328}{\sqrt{3}} = 767 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = \frac{\tau_k}{k} = \frac{767}{1,5} = 511,3 \text{ MPa}$$

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{16 M_k}{\pi \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 111}{\pi \cdot 511,3 \cdot 10^6}} = 10,3 \text{ mm}$$

Průměr hnacího hřídele volím 20 mm.

8.3.2. Návrh hřídelů vřeten:

Materiál hřídelů volen 11 458.1 ($R_m = 495 \text{ MPa}$, $R_e = 342 \text{ MPa}$).

Obdobným postupem výpočtu jako v 8.3.1. dojdeme k minimálnímu průměru hřídele vřetena $d = 11,3 \text{ mm}$. Volím průměr hřídelů vřeten 16mm.

Pro konečný návrh hřídelů je směrodatný ještě návrh ložisek a per hřídelů.

8.4. VÝPOČET LOŽISEK

8.4.1. Ložiska hřídele náhonu

Ložiska hřídele náhonu nejsou zatížena radiálními silami, neboť ozubená kola vřeten jsou na pastorku rozmístěna symetricky a síly od protilehlých kol se ruší. Hřídel je tedy namáhán jen kroutícím momentem. Ložiska navrhuji podle průměru hřídele.

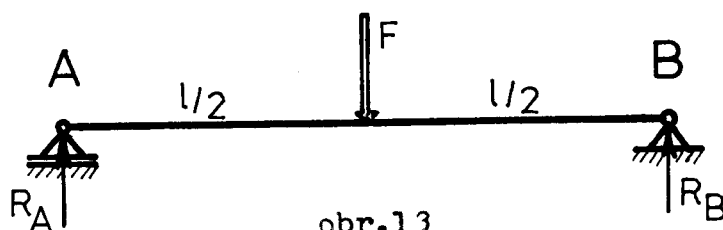
8.4.2. Ložiska hřídelů vřeten

Tato ložiska pracují při proměnných otáčkách a proměnném zatížení (vrtání různými vrtáky, různými otáčkami). K tomu bude ve výpočtu přihlíženo.

Výpočet reakcí v ložiskách :

Ložisko A volím: 6002 ČSN 024630

Ložisko B volím: 6003 ČSN 024630



$$R_A = R_B = F_t \cdot \frac{1}{2 \cos \alpha} = \frac{2M_k}{d_1 \cdot 2 \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 33,3}{0,045 \cdot 2 \cos 20^\circ} = 394 \text{ N}$$

Obdobným výpočtem dojdeme k reakcím v ložiskách hřídelů vřeten při vrtání ostatními vrtáky (průměr 14 mm, 23 mm) dosazením příslušných hodnot kroutícího momentu (viz. tab.5).

$$F_{18} = 106,4 \text{ N} \quad F_{14} = 201 \text{ N}$$

Výpočet středního neproměnného zatížení při středních otáčkách:

$$F_s = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^n F_i^3 \cdot q_i \cdot n_i}{\sum_{i=1}^n q_i \cdot n_i}} \quad (30)$$

$$q_i = \frac{N_i}{L_i} \quad (31)$$

$$n_s = \sum_{i=1}^n q_i \cdot n_i \quad (32)$$

F_s - střední neproměnné zatížení

n_s - střední otáčky

q_i - podíl působení dílčího zatížení na celkovou trvanlivost
 F_i - dílčí zatížení
 N_i - doba práce při F_i
 L_i - trvanlivost při F_i

$$L_i = \left(\frac{C}{F_i} \right)^3 \cdot \frac{16666}{n_i} \quad (33)$$

C - dynamická únosnost ložiska

n_i - otáčky při dílčím zatížení F_i

Propočtem vztahů (30) až (33) vypočteme hodnotu středního neproměnného zatížení $F_s = 360,2 \text{ N}$ a $n_s = 363,5 \text{ N}$.

Dosazením hodnot F_s a n_s do vztahu (33) dostáváme trvanlivost obou ložisek:

ložisko A: $L_h = 78000$ hodin

ložisko B: $L_h = 98640$ hodin

Z výsledků výpočtů je zřejmé, že navržená ložiska vyhovují s poměrně vysokou trvanlivostí.

8.4.3. Ložiska vřeten

1. Radiální ložiska:

Radiální ložiska vřeten nejsou zatížena radiálními silami, proto při jejich návrhu vycházím, obdobně jako u ložisek náhonového hřídele, z průměru vřetena.

2. Axiální ložisko:

Axiální ložisko vřetena je zatíženo, obdobně jako ložiska hřídelů vřeten, proměnlivým zatížením při různých otáčkách. Výpočet bude tedy proveden stejně. Předběžně volím ložisko 512 05 ČSN 024731. Propočtem ze vztahů v kap. 8.4.2. vychází tyto hodnoty:

$$F_s = 4\,500 \text{ N}$$

$$n_s = 363,5 \text{ 1/min.}$$

$$L_h = 4794 \text{ hodin}$$

Trvanlivost axiálního ložiska vřetena je ve srovnání s trvanlivostí ložisek hřídelů vřeten poměrně nízká, což plyne z jeho podstatně většího zatížení, ale ložisko s větší dynamickou únosností má větší rozměry a proto je z konstrukčních důvodů nevhodné. Konečný návrh ložisek je zřejmý z tab. 10.

tab.10

	ložiska náh.hř.		lož.hříd.vřeten		ložiska vřeten		
	A	B	A	B	A	B	Ax.
C [kN]	7,35	4,65	4,3	4,65	114	10,4	21,2
C ₀ [kN]	4,55	2,85	2,55	2,85	76,5	6,95	40,5
velik.	6004	6003	6002	6003	7004	6006Z	51205
ČSN	024630				024645	024630	024731

8.5. VÝPOČET KOLÍKŮ A PER

8.5.1. Výpočet per - pro délku pera platí vztah:

$$l \geq \frac{4 M_k}{p_D \cdot h \cdot d} \quad (34)$$

l - délka pera

p_D - dovolený tlak

h - tloušťka pera

d - průměr hřídele

a/ Pero hnacího hřídele

dosazením p_D = 120 MPa, h = 6 mm, d = 20 mm, M_k = 111 Nm vychází délka pera hnacího hřídele 31 mm. Volím dvě pera přesazená o 180° s délkou 16 mm.

b/ Pero hřídelů vřeten

Dosazením p_D = 120 MPa, h = 5 mm, d = 16 mm, M_k = 33,3 Nm vychází délka pera 13,87 mm. Volím pero délky 16 mm.

c/ Pero spojovacích hřídelů

Dosazením p_D = 20 MPa, h = 5 mm, d = 22 mm, M_k = 33,3 Nm vychází délka pera spojovacích hřídelů 60,5 mm. Volím, vzhledem k požadavku velké bezpečnosti cyklicky namáhaného spojovacího hřídele, dvě pera přesazená o 180° délky 45 mm.

8.5.2. Výpočet kolíků

a/ Výpočet kolíků na střih se provádí podle vzorce:

$$\tau = \frac{4 M_k}{\pi \cdot d^2 \cdot d_1} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 M_k}{\pi \cdot d_1 \cdot \tau_D}} \quad (35)$$

τ_D - dovolené napětí ve stěhu (dle literatury 14 voleno 70 MPa)
 d_1 - průměr hřídele
 d - průměr kolíku

b/ Výpočet kolíků na otlačení

I. Pro tlak mezi kolíkem a nábojem platí vztah:

$$p_1 = \frac{M_k}{d \cdot s \cdot (d_1 + s)} \Rightarrow d = \frac{M_k}{p_D \cdot s \cdot (d_1 + s)} \quad (36)$$

s - délka kolíku v náboji (tloušťka náboje), $s = 9$ mm
 p_D - dovolený tlak (p_D volen 70 MPa)

II. Pro tlak mezi kolíkem a hřídelem platí vztah:

$$p_2 = \frac{6 M_k}{d_1^2 \cdot d} \Rightarrow d = \frac{6 M_k}{d_1^2 \cdot p_D} \quad (37)$$

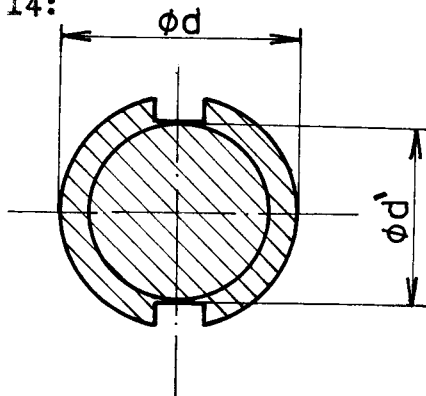
Dosazením $p_D, d_1 = 18$ mm, $M_k = 33,3$ Nm, do vztahu (36) vychází průměr kolíků 2,0 mm. Dosazením předchozích hodnot do vztahu (37) vychází průměr kolíků 8,8 mm. Dosazením předchozích hodnot momentu, průměru hřídele vřetena a hodnoty τ_D do vztahu (35) vychází průměr kolíků 5,8 mm.

Na základě vypočtených průměrů jsem se rozhodl použít pro zajištění kloubové spojky na hřídelích dva kolíky o průměru 5 mm na každé straně spojky.

8.6. KONTROLA HŘÍDELŮ

8.6.1. Kontrola náhonového hřídele

Při výpočtu průřezového modulu v kroucení uvažuji průřez hřídele podle obr. 14:



obr.14

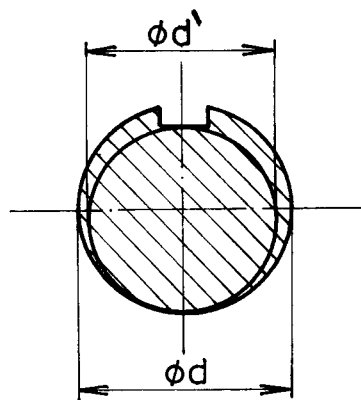
$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{111 \cdot 16}{\pi \cdot 0,013^3} = 257,4 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{767}{257,4} = 2,98$$

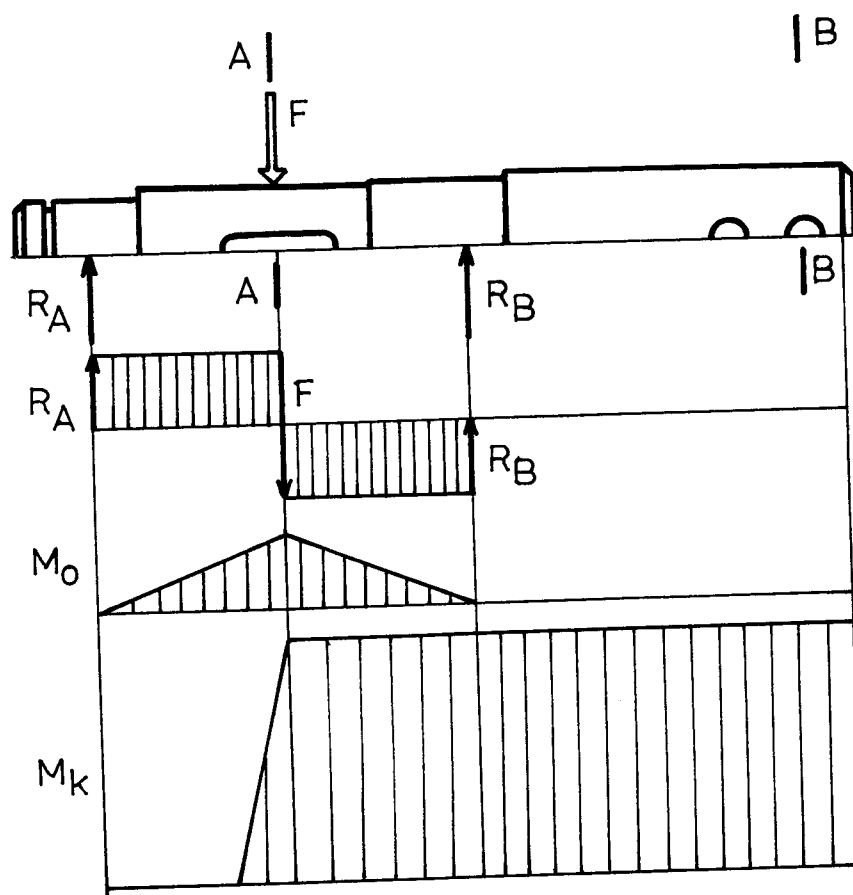
Hřídel vyhovuje s dostatečnou bezpečností.

8.6.2. Kontrola hřídelů včetně

Pro výpočet průřezového modulu v kroucení opět uvažují průměr hřídele bez pera dle obr. 15. Průběh posouvající síly a momentů je na obr. 16.



obr.15



obr.16

Hřídel je zatížen konstantním kroutícím momentem a proměnlivým ohybovým napětím, proto je nutné ho kontrolovat na ohyb na únavu.

a/ Kontrola v místě A (dle obr.16)

$$1. \text{ Krut: } k = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{342}{\sqrt{3}} = 197,5 \text{ MPa}$$

$$= \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 M_k}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 33,3}{\pi \cdot 0,013^3} = 77,2 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\tau_k}{\tau} = \frac{197,5}{77,2} = 2,56$$

2. Ohyb: ($\sigma_{CO} = 248 \text{ MPa}$)

$$M_{oA} = M_{omax.} = R_A \cdot l/2 = 394 \cdot 0,025 = 9,85 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 M_o}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 9,85}{\pi \cdot 0,013^3} = 45,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CO}^* = \sigma_{CO} \cdot \frac{v_r \cdot v_o \cdot \gamma}{\beta_o} = 248 \cdot \frac{0,94 \cdot 0,8 \cdot 1,04}{1,7} = 114 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{CO}^*}{\sigma_o} = \frac{114}{45,7} = 2,49$$

Výsledná bezpečnost:

$$k = \frac{k_r \cdot k_\sigma}{\sqrt{k_r^2 + k_\sigma^2}} = \frac{2,56 \cdot 2,49}{\sqrt{2,56^2 + 2,49^2}} = 1,78$$

Hřídel vyhovuje dostatečnou bezpečností.

(Součinitelé v_o , v_r , γ , byly nalezeny pro dané podmínky v literatuře /11/, součinitel β_o v literatuře /15/).

8.6.3. Kontrola spojovacího hřídele vřeten (materiál hříd.volen 11458.1)

V důsledku nekonstantního přenosu kroutícího momentu kloubovou spojkou je spojovací hřídel zatížen periodicky proměnným M_k . Z tohoto důvodu je třeba ho kontrolovat na únavu.

Volím průměr hřídele 22 mm. Tento průměr je větší než průměr

hřídelů vřeten, který vyhovuje, proto tento průměr spojovacího hřídele není třeba kontrolovat. Je však třeba kontrolovat průměr tohoto hřídele v místě zajištění kloubové spojky (obr.17).

$$W_k = W_{ko} - W_{k_1} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{d^2 \cdot D^2}{3D + 1,8d} =$$

$$= \frac{\pi \cdot 0,018^3}{16} - \frac{0,005^2 \cdot 0,018^2}{3 \cdot 0,018 + 1,8 \cdot 0,005} = 1,016 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

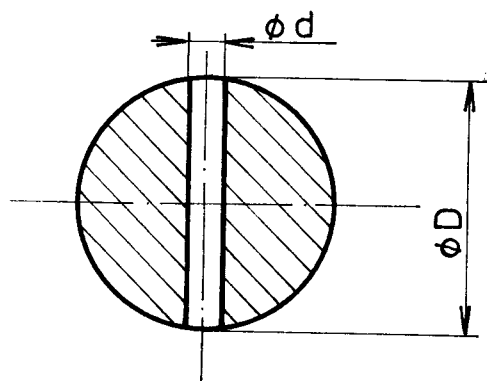
$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{33,3}{1,016 \cdot 10^{-6}} = 32,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_c^* = \tau_c \cdot \frac{v_r \cdot v_g \cdot \gamma_k}{k} = 140 \frac{0,93 \cdot 1,04 \cdot 0,87}{1,7} = 69,7 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\tau_c^*}{\tau} = \frac{69,7}{32,7} = 2,1$$

(Hodnoty součinitelů v_r , v_g , γ_k a únavového napětí τ_c byly převzaty z literatury [11/]).

Hřídel vyhovuje s dostatečnou bezpečností. Vyhovuje-li tento spojovací hřídel, vyhovuje i hřídel vřetene v místě B, neboť průměr a materiál jsou stejné. Hřídele vřeten (obr.16) navíc nejsou namáhány na únavu.



obr.17

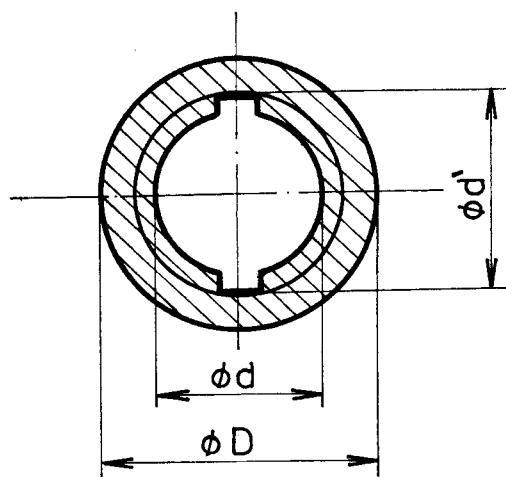
8.6.4. Předběžný výpočet průměru pouzdra spojovacího hřídele

Materiál: 11 458.1 ($R_m = 495 \text{ MPa}$, $R_e = 342 \text{ MPa}$)

Při výpočtu průřezového modulu kroucení uvažují průřez dle obr.18.

$$d = 22 \text{ mm}$$

$$d' = d + 2h = 22 + 2 \cdot 2,5 = 27 \text{ mm}$$



Obr.18

$$\tau_k = 197,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = \frac{\tau_k}{k} = \frac{197,5}{1,5} = 131,6 \text{ MPa}$$

(bezpečnost předběžně volena 1,5)

$$W_k = \frac{\pi \cdot (D^3 - d^3)}{16} \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{16 W_k + \pi d^3}{\pi}} \quad (38)$$

$$W_k = \frac{M_k}{\tau_D} = \frac{33,3}{131,6 \cdot 10^6} = 2,53 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 \quad (39)$$

Dosazením číselné hodnoty z (39) do (38) dostáváme:

$$D \cong \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,53 \cdot 10^{-7} + (27 \cdot 10^{-3})^3}{\pi}} = 27,6 \text{ mm}$$

Volím vnější průměr pouzdra spojovacího hřídele 36 mm. Pouzdro, vzhledem k poměrně malému zatížení a volené hodnotě vnějšího průměru, není třeba kontrolovat.

8.7. NÁVRH KLOUBOVÉ SPOJKY

Výkyvné kloubové spojky se používají pro hřídele, v nichž za provozu vznikají úhlové výchylky. Nevýhodou kloubové spojky je proměnnost úhlové rychlosti během jedné otáčky. To lze odstranit dvěma stejnými kloubovými spojkami, svírají-li osy spojovacích hřídelů stejné úhly σ s osou vloženého hřídele a leží-li vidlice spojek vloženého hřídele v jedné rovině (viz. obr.12a). Tyto podmínky jsou v tomto řešení splněny a proto se na vřeteno přenáší konstantní úhlové

rychlost i krouticí moment. Přenášený výkon (krouticí moment) je závislý na úhlové výchylce δ . V literatuře /9/ je uveden přehled kloubových spojek s přenášenými parametry v závislosti na otáčkách a krouticím momentu (výkonu) pro určitý úhel δ . Se zvětšující se úhlovou výchylkou δ výrazně klesá přenášený krouticí moment (výkon). Vzhledem k požadovaným hodnotám krouticího momentu a otáček volím kloubovou spojku 18A ON 023913.1 a **maximální** úhlovou výchylku δ 10° .

8.8. NÁVRH VŘETEN

Účelem vřetena je zaručit obrobku nebo nástroji přesný otáčivý pohyb. Z toho vyplývají i požadavky na vřetena:

- přesnost chodu
- dokonalé uložení
- dokonalé vedení
- vysoká účinnost uložení
- tuhost
- dynamická stabilita

Z těchto požadavků jsem při návrhu vycházel. Vřeteno je vedeno ve dvou radiálních ložiskách, umístěných v držáku na přední desce hlavy. Přední ložisko je umístěno, z důvodu co nejlepšího vešení, co nejblíže k obrobku. Osová síla při práci nástroje se zachycuje axiálním ložiskem. Stáhnutím zadního konce vřetena maticí se jednek vymezí vůle v axiálním ložisku, jednek se zachytí zpětný tlak vřetena. Konec pracovního vřetena je normalizován a umožňuje čtyři základní druhy upínání nástrojů. Nástrojový držák (vložka) je upnut ve válcové dutině a proti vysunutí je zajištěn kuželovou vložkou, která se do vřetena zatlačuje maticí našroubovanou na závit vřetena. Vřeteno není nutné kontrolovat, neboť jeho průměr je větší, než průměr náhonových hřídelů vřeten, které vyhovují.

8.9. NÁVRH PRUŽIN PRO UPÍNÁNÍ VRTACÍ ŠABLONOU

Pro upínání obrobků navrhuji upínání pohyblivou šablonou. Na přední desce vrtací hlavy jsou upevněna pouzdra, pokračující v bocích hlavy, v nichž jsou pohyblivě uloženy čepy nesoucí vrtací šablonu. Proti upínací síle je šablona zajištěna osazením čepů, proti vypadnutí šrouby. Poměrně dlouhé vedení by mělo dostatečně přesně zajišťovat polohu šablony. Šablona je dopředu tlačena pružinami se seřiditelným předpětím.

Vrtací šablona se zpočátku pohybuje svisle vpřed, až upínacím hranolem narazí na obrobek. Tehdy se zastaví (čepy zajely do pouzder ve spodní části přípravku) a při dalším pohybu hlavy se ztlachováním pružin provede upnutí příruby. Po vysunutí hlavy vzhůru se obrobek uvolní. Toto řešení umožňuje pohodlnou nákladku a vykládku obrobků a snadné očištění přípravku od třísek. Další výhodou je jednoduchá konstrukce. Nevýhodou je, že obrobek není upnut během otáčení stolu. Vzhledem k hmotnosti příruby a klidnému chodu stroje (hydraulický pohon) by nemělo dojít k pootočení příruby v přípravku.

Návrh pružiny:

Dáno: vnitřní průměr pružiny je dán průměrem vodící trubky $d = 42 \text{ mm}$
přítlačnou sílu volím 700 N (350 N na každou pružinu).

délku pružiny v zamontovaném stavu volím 350 mm

dle literatury /16/ volím dovolené napětí ve smyku 400 MPa

velikost pracovního zdvihu volím 110 mm .

Pro daný průměr trnu (vodící trubka) a požadovanou sílu volím dle tabulky v literatuře /16/, kde je uvedena síla pro namáhání 400 MPa , 342 N , pružinu se středním průměrem 50 mm , průměrem drátu 5 mm a stlačením na jeden závit $6,68 \text{ mm}$.

Další výpočet je proveden dle literatury /16/:

Celkový počet závitů:

$$n = \frac{L_m}{d} = \frac{L_z - h_{zm}}{d} = \frac{350 - 110}{5} = 48 \text{ závitů}$$

délka pružiny při dosedajících závitech:

$$L_d = d(n - 0,5) = 5(48 - 0,5) = 237,5 \text{ mm}$$

Počet pružících závitů:

$$n_p = n - n_z = 48 - 2 = 46 \text{ závitů}$$

Největší stlačení pružiny ze stavu volného do stavu s maximálním zatížením:

$$h_{om} = n_p \cdot h'_{om} = 46 \cdot 6,68 = 307,28 \text{ mm}$$

Délka volné pružiny:

$$L_o = L_m + h_{om} = 240 + 307,28 = 547,28 \text{ mm}$$

Stlačení pružiny ze stavu volného do stavu zamontovaného:

$$h_{oz} = L_o - L_z = 547,28 - 350 = 197,28 \text{ mm}$$

Zatížení pružiny ve stavu zamontovaném:

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1:	Příruba Js 25,Jt 16
Příloha č. 2:	Příruba Js 65,Jt 16
Příloha č. 3:	Příruba Js 100,Jt 16
Příloha č. 4:	Příruba Js 150,Jt 16

SEZNAM VÝKRESU^o

Vrtačka -	1 - KOM - OS - 119 - 01
Vrtací hlava -	0 - KOM - OS - 119 - 02
přípravek -	1 - KOM - OS - 119 - 03

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- Vigner, M.-Přikryl, Z.: Technický průvodce, SNTL, Praha 1984 /1/
- Svěrák, A.: Stavebnicové obráběcí stroje, SNTL, Praha 1961 /2/
- Pivoňka, J.: Uplatnění stavebnicových obráběcích strojů
a linek v mechanizaci a automatizaci obrábění,
SNTL, Praha 1965 /3/
- Přikryl, Z.: Teorie a metodika obrábění, SNTL, Praha 1957 /4/
- Breník, P.-Píč, J.: Technický průvodce, SNTL, Praha 1982 /5/
- Jednotné normativy CNN - 10 - 2 - 2 - 0/III, Brno 1977 /6/
- Přikryl, Z.- Musílková, R.: Teorie obrábění, SNTL, Praha 1971 /7/
- Dráb, V.: Technologie I, skriptum VŠST Liberec 1985 /8/
- Černoch strojně technická příručka, SNTL, Praha 1971 /9/
- Podnikové normy n.p. TOS Kuřim /10/
- Prášil, L. - Olehlová, M.: Části strojů, skriptum VŠST Liberec
1984 /11/
- Normativy řezných podmínek pro vrtání /12/
- Katalog řezných nástrojů, OSAN, Praha 1985 /13/
- Boháček, F. a kol.: Části strojů a mechanismů, skriptum
VÚT Brno 1984 /14/
- Vávra, P.: Strojnické tabulky, SNTL, Praha 1984 /15/
- Chvála, B. - Votava, J.: Přípravky a podávací zařízení
skriptum ČVÚT Praha 1986 /16/

11. Z Á V Ě R

Úkolem této diplomové práce byl návrh konstrukce jednoúčelového stroje na vrtání přírub různých velikostí. Už z charakteru zadání je však zřejmé, že nejde o stroj výlučně jednoúčelový, neboť je nutná možnost přestavení vřeten na různé rozteče. Jde tedy spíše o vícevřetenovou vrtačku, na níž lze vrtat otvory o průměru 5-23 mm (vrtáky se stopkou s kuželem Morse 1 a 2), libovolně ležící v obrazci přestavitelnosti vřeten speciální vrtací hlavy. V tom spatřuji jednu z výhod tohoto stroje, neboť v případných přestávkách ve vrtání přírub by bylo možno na tomto stroji vrtat i jiné, např. i tvarově odlišné součásti jen s výměnou přípravku. Stroj je, až na vrtací hlavu, smontován z normalizovaných stavebnicových dílů, vyráběných v n.p. TOS Kuřim, což jen umocňuje možnosti jeho využití. Nezanedbatelnou jeho výhodou je i možnost práce v automatizovaném cyklu.

Doba úhrady stroje byla propočtena, z objemu výroby v prvním roce provozu, na pět let, což je doba přijatelná. Ve skutečnosti by měla být doba úhrady kratší, protože se objem výroby přírub v následujících letech zvyšuje a ekonomický přínos v těchto letech bude tedy větší než v prvním roce provozu. Jak už bylo uvedeno, doba úhrady by podstatně klesla při zvýšení ročního množství obráběných přírub např. navázanou kooperací. Navrhované zařízení přináší úspory nejen v podobě finančních prostředků, ale v případě zavedení automatického cyklu i úsporu pracovních sil a v neposlední řadě zmenšení fyzické námahy. To by mělo být samozřejmostí u každého nového zařízení, neboť každá úspora je velkým přínosem pro národní hospodářství.

- a) úspory počnou nabíhat od 1/89
- b) předpokládané počty přírub jsou uvedeny v následující tabulce
- c) počítá se s postupným zvyšováním počtu
- d) předpokládáme, že skutečné úspory budou sledovány dle počtu skutečně vyrobených přírub.

Vlastní vyčíslení:

Tab. 14

rok	1989	1990	1991	1992	1993	celkem
počet přírub	60000	65000	70000	75000	80000	350000
celková úsp. Kčs	49650	53790	57930	62060	66200	289630
z toho mzdy	20640	22360	24080	25800	27520	120400
režie	29010	31430	33850	36260	38680	169230

Výpočet ekonomických ukazatelů:

$$K_{ef.} = 289\,630 / 258\,500 = 1,12$$

$$d_u = 258\,500 / 49\,650 = 5,21 \text{ let}$$

$$H_v = 289\,630 - 258\,500 = 31\,130 \text{ Kčs}$$

$K_{ef.}$ - koeficient efektivnosti

d_u - doba úhrady zařízení

H_v - hrubý zisk po ulynutí doby životnosti (po 5 letech)

Specifikace měnicích se částí

Výrobní mzdy

Starý způsob: přípravný čas 20 NM, vlastní čas 300NM, třída 5/3 - základ 9,60 - mzda 51,20 Kčs

Nový způsob: přípravný čas 5 NM, vlastní čas 100 NM, třída 5/3 - mzda 16,80 Kčs

Ovlivněná režie

Tab. 13

Nákladová položka	Náklady v Kčs		Úspora vícenákl.(-)
	původní	nové	
Doplňkové mzdy a přípl.56,8%	29,10	9,55	19,55
Odvod z mezd a přípl.20%	16,10	5,25	10,85
Odpisy	15,30	17,65	- 2,35
Údržba zařízení	11,90	13,75	- 1,85
Energie	28,70	6,55	22,15
Celkem	101,10	52,75	48,35

Propočet odpisů:

Uvažovaná pořizovací hodnota, u vyvíjeného zařízení předpokládána hodnota realizace.

Jednotnotně uvažována směnnost 1,06 t.j. při 112%

Plnění ročně 138 260 NM

Odpis činí ve všech případech 6,12%

Starý způsob: pořizovací cena vrtačky VR-8 je 108 tis.Kčs, roční odpis 6 610 Kčs, pro 320 NM připadá 15,30 Kčs.

Nový způsob: předpokládaná hodnota 380 tis.Kčs, roční odpis 23 256 Kčs, pro 105 NM připadá 17,65 Kčs.

Propočet hodnoty údržby zařízení:

Na základě propočtu průměrných hodnot uvažujeme v roce 1987 roční náklady na opravy a údržbu strojů a zařízení ve výši 4,77% pořizovací hodnoty t.j. 77,94% odpisů.

Energie:

Starý způsob- vrtačka VR-8 má příkon 11 kW. Při ceně 0,58 Kčs,kWh (plnění norem 112%) je pro 300 NM náklad 28,70 Kčs

Nový způsob - zařízení má příkon 7,5 kW. Pro 100 NM je náklad 6,55 Kčs

Výpočet předpokladu úspor:

výpočet předpokladů provádíme za těchto podmínek:

10. EKONOMICKÉ HODNOCENÍ

Ekonomické hodnocení bylo provedeno podle zvyklostí ek.hodnocení v n.p. TATRA Kolín.

Podle návrhu předpokládáme, že z FTR budou hrazeny tyto náklady:

Tab. 11

Etapa	Název	Náklady v tis. Kčs		celkem
		osobní	věcné	
1	Studie, projekt	32,5		32,5
2	Konstrukce	32,5		32,5
3	Výroba, montáž			
	příprava zkoušek	6,5	500	506,5
4	Zkoušky, úpravy	13	50	63
5	Závěr. zpráva			
	ukončení	4		4
	celkem	88,5	550	638,5

U tohoto úkolu předpokládáme realizaci aktivací. Předpokládaná hodnota realizace činí 380 tis. Kčs. Byla propočtena z nákladů. Po odečtení této hodnoty činí tedy jednorázový rozvojový vícenáklad 258 500 Kčs.

Ekonomická životnost:

Stejně jako u ostatních úkolů rozvoje technologie předpokládáme ekonomickou životnost pět let.

Porovnání výrobních nákladů:

a) Porovnatelná jednotka: porovnání bylo provedeno pro 100ks ploché příruby průměrného rozsahu řady - t.j. příruby Js 100, Jt 40 se 4 otvory průměr 18 mm.

b) Vlastní porovnání:

Tab. 12

Nákladová položka	Náklady v Kčs		úspora vícenákl. (-)
	původní	nové	
Výrobní mzdy	51,20	16,80	34,40
Ovlivněná režie	101,10	52,75	48,35
Celkem	152,30	69,55	82,75

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{304}{12 \cdot 10^{-6}} = 25,25 \text{ MPa}$$

8.11. PEVNOSTNÍ KONTROLA DRŽÁKŮ

Materiál držáků volen 11 523.1 , $R_m = 557 \text{ MPa}$, $R_e = 363 \text{ MPa}$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{363}{2} = 181,5 \text{ MPa}$$

Bezpečnost σ_D vzhledem k mezikluzu byla volena 2 .

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_o} = \frac{181,5}{25,25} = 7$$

Držáky vyhovují s dostatečnou bezpečností.

Výpočet maximálního průhybu držáku :

$$y_{\max.} = \frac{F l^3}{3 E I_y} = \frac{3850 \cdot 0,1^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 6 \cdot 10^{-6}} = 10^{-3} \text{ mm}$$

Z výpočtu vidíme, že hodnota průhybu je vzhledem k požadované přesnosti zanedbatelná.

9. N Á V R H U P Í N A Č E

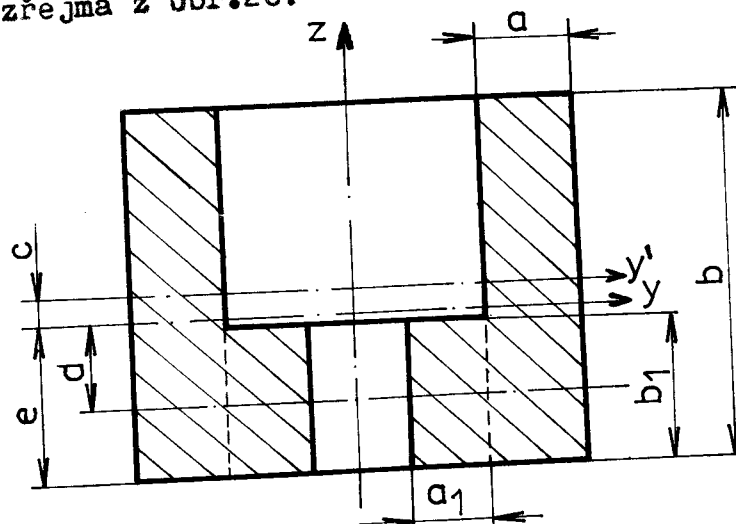
Při konstrukci upínače jsem vycházel z požadavku jeho rychlého a jednoduchého přestavení na vrtání jiné příruby. Přestavení spočívá v přesunutí vrtacích pouzder v šabloně, přestavení 4 opěrných čepů a výměně středící vložky. Tato konstrukce splňuje uvedené požadavky. Rovněž čištění přípravku a vkládání přírub jsou velice snadné. Jak už bylo popsáno v kapitole 8.9. je i způsob upnutí velmi jednoduchý (viz. výkr. dokumentace: 1 - KOM - OS - 119 - 03)

roztečné kružnici $\varnothing 145\text{mm}$. Pro tento případ je tedy proveden výpočet.

Poloha těžiště průřezu držáku:

$$e = \frac{a \cdot b^2 + a_1 \cdot b_1^2}{2(a \cdot b + a_1 \cdot b_1)} = \frac{12,5 \cdot 50^2 + 11 \cdot 20^2}{2(12,5 \cdot 50 + 11 \cdot 20)} = 21,09 \text{ mm}$$

Situace je zřejmá z obr.20:



$$\begin{aligned} a &= 12,5 \text{ mm} \\ b &= 50 \text{ mm} \\ c &= 3,91 \text{ mm} \\ d &= 11,09 \text{ mm} \\ e &= 21,09 \text{ mm} \\ a_1 &= 11 \text{ mm} \\ b_1 &= 20 \text{ mm} \end{aligned}$$

obr.20

Výpočet kvadratického momentu průřezu a průřezového modulu v ohybu:

$$I_{y0} = \frac{1}{12} b h^3 \quad (40)$$

$$I_{y1} = \frac{1}{12} a b^3 + a b c^2 \quad (41)$$

$$I_{y2} = \frac{1}{12} a_1 b_1^3 + a_1 b_1 d^2 \quad (42)$$

$$I_y = 2(I_{y1} + I_{y2}) \quad (43)$$

$$W_o = \frac{I_y}{z_{\max.}} \quad (44)$$

Dosažením rozměrů průřezu držáku dle obr.20 do vztahů(41)-(42) vychází dílčí momenty průřezu. Dosažením těchto hodnot do vztahu (43) vychází kvadratický moment průřezu držáku, ze kterého byl ze vztahu (44) vypočten průřezový modul v ohybu $W_o = 12 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

$$F_z = F_m \cdot \frac{h_{oz}}{h_{om}} = 342 \cdot \frac{197,28}{307,28} = 220 \text{ N}$$

L_z - délka pružiny v zamontovaném stavu

L_m - délka pružiny ve stavu největšího stlačení

h_{zm} - velikost pracovního zdvihu

n_z - počet nepružících závitů

h_{om} - stlačení na 1 závit

Upínací síla v okamžiku počátku práce nástroje je upínací síla

540 N. Připočteme-li tíhu šablony a čepů je upínací síla přibližně 640 N, což je síla postačující. Při práci nástroje je obrobek navíc přitlačován osovou silou od nástrojů. Pro vrtání vrtákem $\varnothing 14 \text{ mm}$ se šablona přestaví o 65 mm k hlavě (vrták je kratší) a o stejnou hodnotu se přestaví zarážka pružiny na čepech. Tím se dosáhne stejných podmínek upnutí.

8.10. NÁVRH DRŽÁKŮ VŘETEN

V držácích jsou uložena vřetena. Jejich průměr je dán použitými ložisky. Požadavkem na držák je velká tuhost v ohybu, neboť je namáhán poměrně značnými silami.

Výpočet namáhání:

Průběh posouvající síly a ohybového momentu je na obr.19.

Pro $\varnothing$ vrtáku 14 mm:

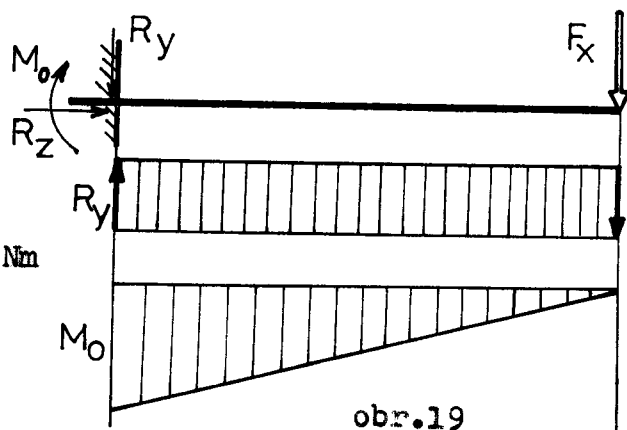
$$M_{omax.} = F_x \cdot h_1 = 2850 \cdot 0,1 = 285 \text{ Nm}$$

Pro $\varnothing$ vrtáku 18 mm:

$$M_{omax.} = F_x \cdot h_2 = 3850 \cdot 0,079 = 304 \text{ Nm}$$

Pro $\varnothing$ vrtáku 23 mm:

$$M_{omax.} = F_x \cdot h_3 = 6000 \cdot 0,0451 = 270,9 \text{ Nm}$$



Největší namáhání držáku je při vrtání vrtákem $\varnothing 18 \text{ mm}$ a to na

Závěrem práce bych chtěl poděkovat zesnulému s. ing. Musilovi za nasměrování v počátcích řešení práce a s. ing. Martínkovi za cenné připomínky v závěru řešení práce.

Ladislav Bajer

1	deska P23x340-440	ČSN 425310.12	11 500.1	001	1
1	čep Ø60-55	ČSN 426510.12	12 010.4	12 010.1007	2
1	středící vložka P20x130-165	ČSN 425310.12	12 010.4	12 010.1007	3
4	vodící pouzdro Ø 52 - 50	ČSN 425510.1	11 500.1	001	4
4	opěrný čep Ø 22 - 22	ČSN 426510.12	12 010.4	12 010.1 007	5
1	podložka Ø63-7	ČSN 425510.1	11 500.1	001	6
1	šablona				7
				O-KOM-OS-119-01	
4	šroub M6x25	ČSN 021131.20			8
4	podložka 6	ČSN 02170.10			9
4	zátky M6	ČSN 027462			10
4	plastový kr. Ø 23	ČSN 023655			11

Bajer

VŠST
LIBEREC

PŘÍPRAVEK

1-KOM-OS-119-03

1	Vrtací hlava		O-KOM-OS-119-02	1
1	Přípravek		1-KOM-OS-119-03	2
1	Otočný stůl	ON		
	SOU 500 081-11	20 4802		3
1	Podstavec PSO	ON		
	630-4A	20 4701		4
1	Nosný úhelník	ON		
		20 4490		5
1	Hnací jednotka	ON		
	JHV 500 21115	20 4490		6
1	Posuvová jedn.	ON		
	JP 500/630	20 4586		7
1	Stojan svislý	ON		
	SS 500x2240 A	20 4705		8
1	Stojan vodorov.	ON		
	SV 500x1000 A	20 4706		9
1	Vyvažovací zař.	ON		
	VZ 500/000-2240A	20 4715		10
2	Kolík 12x56	ČSN		
		022155.22		11
8	Šroub M16x40	ČSN		
		021143.52		12
4	Šroub M20x400	ČSN		
		021391		13
4	Podložka 21B	ČSN		
		021702.10		14
4	Matice M20	ČSN		
		021401.20		15
4	Podložka	ČSN		
	15x100x200	425310.12		16
8	Šroub M20x1,5x70	ČSN		
		021176.20		17
6	Šroub M20x60	ČSN		
		021143.52		18
6	Podložka 20	ČSN		
		021702.10		19
6	Šroub M16x40	ČSN		
		021143.52		20

Bayer

VŠST

LIBEREC

VRTAČKA

1-KOM-OS-119-01

1	skříň					1
1	skříň					2
1	víko	ČSN			001	3
	P 30x460x630	425310.21	11 373.1			
1	deska	ČSN			001	4
	P30x460x500	425310.21	11 373.1			
4	držák	ČSN			002	5
	4HR 60-260	425520.00	11 523.1.			
		ČSN			001	6
		425510.1				
	pastorek	ČSN			002	7
	Ø 90-250	425310.21	11 420.4	11 420.0		
	šablona				001	8
	P24x320x410	ČSN				
	vřeteno	425510.1	11 600.1			9
4	Ø 42-275	ČSN			001	
	hřídel	425515	11 600.4	11 600.1		10
	Ø 100-275	ČSN			002	
	pastorek	425515	12 051.4	12 051.1		11
1	Ø 90 - 25	ČSN			001	
1	hnací hřídel	426510.12	14 260.7	14 260.0		12
	Ø 45 - 220	ČSN			002	
4	hřídel	425510.1	11 458.1			13
	Ø 20-110	ČSN			002	
4	pouzdro	425510.1	11 458.1			14
	Ø 38 - 145	ČSN			002	
4	hřídel	425510.1	11 458.1			15
	Ø 22-130	ČSN			002	
2	vodící trubka	425715.01	11 353.0			16
	TR Ø 44,5x5	ČSN			001	
4	upínací hranol	426522.12	11 500.4	11 500.0		17
	4 HR 20x30x115	ČSN			001	
2	tyč	425510.1	11 373.0			18
	Ø 28 - 750	ČSN			001	
2	opěra	425510.1	11 373.0			19
	Ø 65 - 22	ČSN			001	
2	pouzdro	425510.1	11 373.0			20
	Ø 82 - 22	ČSN			322	
4	pouzdro	428611.02	42 3016			
	Ø 40 - 52					

Boyer

VŠST

LIBEREC

VRTACÍ
HLAVA

0-KOM-OS-119-02

4	stahovací krouž.	ČSN				
	Ø 50 - 27	425510.1	11 500.1	001		21
4	kroužek	ČSN				
	Ø 40 - 35	425510.1	11 500.1	001		22
4	kroužek	ČSN				
	Ø 37 - 22	425510.1	11 500.1	001		23
4	kroužek	ČSN				
	Ø 50 - 12	425510.1	11 500.1	001		24
4	stahovací kroužek	ČSN				
	Ø 45 - 24	425510.1	11 500.1	001		25
2	pružina	ČSN				
	Ø 50x5	426403	12 090.7	002		26
4	víčko	ČSN				
	P5 x 60-60	425310.12	11 343.0	007		27
2	podložka	ČSN				
	P7 x 30 - 30	425310.12	11 343.0	007		28
4	pouzdro	ČSN				
	Ø 52 - 28	425510.1	11 425.4 11 425.1	002		29
1	víčko	ČSN				
	P5 x 70 - 70	425310.12	11 343.0	007		30
4	rozpěrný kr.	ČSN				
	Ø 50 - 7	425510.1	11 500.0	001		31
4	matice	ČSN				
	Ø 60 - 17	425510.1	11 500.0	001		32
1	rozpěrný kr.	ČSN				
	Ø 26 - 10	425510.1	11 500.0	001		33
4	rozpěrný kr.	ČSN				
	Ø 23 - 12	425510.1	11 500.0	001		34
1	rozpěrný kr.	ČSN				
	Ø 28-9	425510.1	11 500.0	001		35
4	rozpěrný kr.	ČSN				
	Ø 22- 10	425510.1	11 500.0	001		36
4	pojistka	ČSN				
	P0,8 x 4-20	425301.21	11 500.1	001		37
4	vložka	ON				
	26/2 x 130	204695				38
2	kolík 12x30	ČSN				
		022150.2				39
4	kolík 10x40	ČSN				
		022150.2				40

Bayer

VŠST

LIBEREC

VRTACÍ HLAVA

0-KOM-OS-119-02

4	kolík 10x30	ČSN 022150.2	41
32	kolík 5x40	ČSN 022150.2	42
8	pero 5e7x5x45	ČSN 022562	43
4	pero 6p9 x6x50	ČSN 022562	44
4	pero 5e7x5x16	ČSN 022562	45
2	pero 6e7x6x16	ČSN 022562	46
1	gufero 30x47x10	ČSN 029401.0	47
4	gufero 18x40x10	ČSN 029401.0	48
4	těsnící kr.Ø17	ČSN 023655	49
1	ložisko 6004	ČSN 024630	50
5	ložisko 6003	ČSN 024630	51
4	ložisko 6002	ČSN 024630	52
4	pojistný kr.15	ČSN 022930	53
4	ložisko 7004	ČSN 024645	54
4	ložisko 6006 Z	ČSN 024630	55
4	ložisko 51205	ČSN 024731	56
5	pojistný kr.35	ČSN 022931	57
1	pojistný kr.17	ČSN 022930	58
2	kolík 4x45	ČSN 022150.2	59
8	spojka 18A	ON 023913.1	60

Bayer

VŠST

LIBEREC

VRTACÍ HLAVA

0-KOM-OS-119-02

8	šroub M12x45	ČSN 021101.10	61
8	matice M12	ČSN 021401.40	62
32	matice M10	ČSN 021401.40	63
1	šroub M12x20	ČSN 021101.10	64
8	podložka 12	ČSN 021702.10	65
12	šroub M10x35	ČSN 021101.10	66
20	šroub M10x50	ČSN 021101.10	67
2	šroub M8x20	ČSN 021103.52	68
16	šroub M5x12	ČSN 021131.20	69
12	šroub M10x35	ČSN 021143.52	70
64	podložka 10	ČSN 021702.10	71
4	šroub M3x10	ČSN 021131.20	72
8	šroub M5x18	ČSN 021131.20	73
28	podložka 5	ČSN 021702.10	74
4	šroub M5x6	ČSN 021185.20	75
8	šroub M 6x25	ČSN 021131.20	76
2	šroub M8x25	ČSN 243510.1	77
4	matice KM4	ČSN 023630	78
4	podložka MB4	ČSN 023640	79
4	zátky M5	ČSN 027462	80

Bajer

VŠST

LIBEREC

VRTACÍ HLAVA

0-KOM-OS-119-02

8	šroub M8x20	ČSN 021143.52	81
1	těs.podložka it 02-2	ČSN 029021	82
1	těs.podložka it 02-1	ČSN 029021	83
1	šroub M6x20	ČSN 021131.20	84

Bajer

VŠST
LIBEREC

VRTACÍ HLAVA O-KOM-OS-119-02

