

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci

nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra obrábění a montáže

Obor 23 - 20 - 8

Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření

jednouúčelové obráběcí a montážní stroje

NÁVRH KŘÍŽOVÉHO STOLU PRO STAVĚNÍ SOUŘADNIC
PŘI HLUBOKÉM VRTÁNÍ

KOM - OS - 083

Zdeněk H ů l e k

Vedoucí práce : Ing. Oldřich Musil KOM VŠST

Konzultant :

Rozsah práce

počet stran 53

počet obrázků 22

počet výkresů 6

Dne 23. 5. 1985

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU) 0: 083

pro Zdeňka H á l k u
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: Návrh křížového stolu pro stavění souřadnic
..... při hlubokém vrtání
.....

Zásady pro vypracování:

1. Rozbor zadaného úkolu
2. Návrh křížového stolu pro hluboké vrtání se stavěním souřadnic v rovině
3. Konceptní návrh zařízení pro vrtání válcových úbrobků v ose

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSČ 461 17

Rozsah grafických prací: 4-6 výkresů

Rozsah průvodní zprávy: 30-40 stran

Seznam odborné literatury:

Píř, Breník: Obráběcí stroje

Svěrák: Stavebnicové obráběcí stroje

Prospektový materiál firem Heller, Loch, Nagel, Sig a TBT

Normy ČSN

Vedoucí diplomové práce: Ing. Oldřich Wlsil

konzultant:

Datum zadání diplomové práce: 10.10. 1984

Termín odevzdání diplomové práce: 24. 3. 1985

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci

nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra obrábění a montáže

Obor 23 - 20 - 8

Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření

jednouúčelové obráběcí a montážní stroje

NÁVRH KŘÍŽOVÉHO STOLU PRO STAVĚNÍ SOUŘADNIC
PŘI HLUBOKÉM VRTÁNÍ

KOM - OS - 083

Zdeněk H á l e k

Vedoucí práce : Ing. Oldřich Musil KOM VSST

Konzultant :

Rozsah práce

počet stran 53

počet obrázků 22

počet výkresů 6

Dne 23. 5. 1985

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

V Liberci dne 23. 5. 1985

Zdeněk Křížek

O B S A H

1.	Úvod	8
2.	Problematika vrtání hlubokých děr	10
3.	Požadavky kladené na obráběcí stroje	12
4.	Stroje pro hluboké vrtání	14
4.1.	Druhy vrtacích strojů	14
4.2.	Chladicí zařízení	16
4.3.	Typy stolů k hlubokovrtacímu stroji	17
4.4.	Hlubkovrtací stroj NAGEL	20
5.	Upřesnění požadavků na stůl	22
6.	Návrh stolu k hlubokovrtacímu stroji	23
6.1.	Výpočet řezných sil a momentů	23
6.2.	Výpočet vedení	26
6.3.	Výpočet ložisek	38
6.4.	Výpočet kuličkových šroubů a matic	39
7.	Popis konstrukčního řešení stolu	41
7.1.	Stůl s ručním ovládním	41
7.2.	Stůl s automatickým ovládním	43
8.	Požadavky na upínací zařízení válcových obr.	45
8.1.	Vlastnosti upínacího zařízení	45
8.2.	Upřesnění požadavků na upínací zařízení	45
8.3.	Možné způsoby řešení upínacího zařízení	45
9.	Základní výpočty svěráku	47
10.	Popis konstrukčního řešení svěráku	50
11.	Závěr	51
12.	Seznam použité literatury	52
13.	Seznam výkresů	53

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

symbol	název veličiny	jednotky
A	činitel	-
C	dynamická únosnost ložiska	N
C_0	statická únosnost ložiska	N
d	průměr	mm
D_s	střední průměr	mm
e	excentricita hřídele	mm
f	součinitel tření	-
F_p	předepínací síla	N
F_g	osová síla šroubu	N
F_u	upínací síla	N
F_{xn}	posuvová síla nástroje	N
G	hmotnost	N
k_Q	koeficient únosnosti kuličkového šr.	-
i	počet závitů	-
L	základní trvanlivost ložiska	ot.
M_k	krouťící moment	N·m
M_{kn}	řezný krouťící moment nástroje	N·m
M_{tm}	třecí moment v dosedací ploše šroubu	N·m
M_{tz}	třecí moment v závitech šroubu	N·m
M_u	utahovací moment	N·m
M_{xy}	moment v rovině x, y	N·m
M_{yz}	moment v rovině y, z	N·m
N	exponent	-
N_1, N_2	normálová reakce působící na nástroj	N
$n_{stř}$	střední otáčky	min^{-1}
N_u	upínací normálová síla	N
p	měrný tlak	MPa
Q_{10^6}	dovolená únosnost kuličkového šroubu pro 10^6 otáček	N
Q_v	výpočtové zatížení kuličkového šroubu	N
Q_z	maximální zatížení valivého tělíska	N

symbol	název veličiny	jednotky
T	Životnost	hod
T_u	tečná upínací síla	N
z	počet válečků	-
α	součinitel	-
γ	úhel stoupání závitu.	°
δ	deformace	mm
η	účinnost	-
π	Ludolfovo číslo	-
φ	úhel natočení	°
φ_z	třecí úhel v závitech	°

1. Úvod

XVI. sjezd vytkl jako základní cíl naší politiky udržení a zkvalitnění dosažené životní úrovně obyvatelstva a jeho sociální jistoty a to v souladu s výsledky, kterých bude dosaženo v rozvoji národního hospodářství. Splnění tohoto cíle vyžaduje důsledné prosazení výrazného růstu intenzifikace ekonomiky, zvýšení efektivnosti a kvality veškeré práce, využívání výsledku vědeckotechnického rozvoje, prohlubování účasti ČSSR na mezinárodní socialistické dělbě práce a zdokonalování soustavy plánovitého řízení.

Průmyslová výroba se podílí z více než dvou třetin na tvorbě společenského produktu a má klíčovou úlohu pro plnění základních úkolů sedmé pětiletky. Pro naplnění svého úkolu má předpoklady ve své materiálnětechnické základně, v kvalifikaci a zkušenostech dělnických a technických kádrů, ve výrobním a vědeckotechnickém potenciálu. Naše strojírenství dosáhlo mnoho úspěchů, v radě oborů však nedrží krok s prudkou dynamikou světového vývoje. Pro další rozmach je nutné zvyšovat výkonnost výrobních závodů na základě růstu produktivity práce, zavádět pokrokovou techniku a pokrokové metody práce do praxe. Právě využitím výsledků vědy a nových pokrokových technologií lze dosáhnout růstu výroby a zvýšit výsledné hodnoty výsledných produktů. Aby bylo možno zajišťovat požadavky konstruktérů na tvar a kvalitu hotových výrobků, je potřeba neustále zdokonalovat výrobní stroje, nástroje a výrobní metody, které by zajistily uspokojivé splnění těchto kvalitativních požadavků při vyhovující ekonomii výroby.

Různé možnosti hlubokého vrtání je možno dnes hospodárně využít v mnoha oborech, nejen při výrobě vojenské techniky. Přes vysoké investiční náklady jsou pro své výhody používány při výrobě součástek pro hydrauliku, obrábění a textilní stroje, automobily, reaktory aj.

Z těchto důvodů dochází ke stále větší výrobě speciálních strojů a nástrojů, která je zpětně ovlivňována zkušenostmi z jejich použití.

Úkolem této diplomové práce je navrhnout stůl k hluboko vrtacímu stroji, který by splňoval požadavky dané technologií výroby hlubokých děr. Deska stolu umožňuje upínat obrobky různých tvarů. S upínacím zařízením /svěrákem/ připevněným na stole je možné obrábět obrobky rotačního tvaru různého průměru, přičemž je zaručena souosost jednotlivých otvorů. Při řešení tohoto úkolu jsem narážel na nedostatek podkladů. Odborná literatura z tohoto oboru je chudá a její opatřování je ztíženo skutečností, že se jedná často o práce v odborné literatuře nezveřejňované, neboť jde o technologickou metodu často používanou při výrobě tajné vojenské techniky.

2. Problematika vrtání hlubokých děr

Z technologického hlediska rozeznáváme normální vrtání s poměrem délky otvoru ku průměru otvoru méně než 10 a vrtání hlubokých otvorů, u kterých hloubka převyšuje 10ti násobek jejich průměru, v mnoha případech však může dosáhnout až 100násobné hodnoty. Přitom se může jednat o nepřerušované otvory /v hřídelích, válcích, rotorech apod./, nebo přerušované otvory /ve skříních, topných deskách ap./.

Mnohdy klademe na tyto otvory vysoké požadavky na jejich provedení, především požadavky na kruhovitost, rozměrovou přesnost a dobrou jakost povrchu.

Vzhledem k obtížnému chlazení nástroje a odvodu třísek z místa řezu, není možno použít při výrobě dlouhých otvorů technologie obvykle při výrobě krátkých otvorů. K tomu, aby bylo možno průběžně odstraňovat třísky z otvoru, je potřeba nástrojem často z otvoru vyjíždět nebo použít oběhového systému řezné kapaliny, který by zaručil bezpečné odplavování třísek a chlazení nástroje, který je velmi tepelně namáhán.

Jestliže prvního způsobu odstraňování třísek se dnes převážně používá při vrtání malých průměrů otvorů vrtacími jednotkami s automatickým vratným pohybem, pro vrtání otvorů větších průměrů bylo postupem doby vyvinuto několik metod, které zabezpečí odvod třísek a chlazení nástroje.

Vrtání hlubokých otvorů je možno v současné době realizovat následujícími způsoby :

1. Vrtání hlubokých otvorů nástroji, u kterých je řezná kapalina přiváděna vnitřkem vrtací tyče a odchází spolu s třískami vnějškem nástroje.

- vrtání šroubovitými vrtáky
- vrtání kopinatými vrtáky
- vrtání dělovými vrtáky
- vrtání koranovými vrtáky
- vrtání trubkovými vrtáky

2. Vrtání hlubokých otvorů nástroji, u kterých je řezná kapalina přiváděna vnějškem vrtací tyče a odchází spolu s třískami vnitřkem nástroje a vrtací tyče.

- metoda BFA /vrtací hlava do plna , vrtací hlava na jádro, vyvrtávací hlava/

3. Vrtání hlubokých otvorů nástroji s kombinovaným přívodem a odvodem řezné kapaliny.

- ejektorové vrtání

4. Vrtání expanzivním vrtákem.

Bližší studium jednotlivých metod nemá pro řešení této práce význam.

3. Požadavky kladené na obráběcí stroje

Z technicko-ekonomického hlediska se soustřeďují požadavky na obráběcí stroj, především na jeho výkonnost /výrobnost, produkčnost/ a provozní přesnost. Mezi dalšími požadavky, které vystupují do popředí podle způsobu zařazení obráběcího stroje do výrobního procesu, lze uvést malou půdorysnou plochu, ovladatelnost, přístupnost pracovního prostoru, provozní spolehlivost, trvanlivost, bezpečnost práce, možnost začlenění do automatických výrobních linek a soustav, vhodné odstraňování třísek, vzhlednost obráběcího stroje, jeho vybavenost příslušenstvím aj.

Pracovní přesnost a vůbec kvalita práce obráběcích strojů je požadována se stále rostoucí náročností. Vyžaduje se nejen dodržování přesných rozměrů a tvaru, avšak též vzájemných poloh a kvality povrchu obroběných ploch. Jsou např. běžné požadavky na dodržení úchylek rozměrů v rozmezích setin milimetru, u dokončovacích operací až tisícin milimetru.

Pracovní přesnost obráběcího stroje může ovlivňovat řada činitelů. Především obráběcí stroj co do konstrukční koncepce /zvláště z hlediska tuhosti/, volby materiálu, z něhož je vyroben /pevnost, vzdornost opotřebení/, kvality zpracování a montáže důležitých funkčních částí a uzlů /přesnost složení pracovních vřeten, zpracování vodících ploch ap./ bez škodlivých vřelí aj.

Na pracovní přesnost však mohou působit i vlivy mimo vlastní obráběcí stroj, např. prostředí v němž pracuje /zejména změny teploty, otřesy v okolí, nečistoty v ovzduší aj./, druh materiálu a tvaru obráběné součástky /homogenita materiálu a obrobitelnost, tuhost upnutí/, volba druhu a tvaru nástroje /vhodnost a přesnost tvaru břitu, tuhost upnutí nástroje/ a návrh technologie obrábění /postup, řezné podmínky/.

Pracovní přesnost může podstatně ovlivňovat zásah lidského činitele do obrábění. Podle úrovně kvalifikace pracovníka může být tento individuální zásah prospěšný, avšak i ne-

žádoucí. V důsledku zvýšených požadavků na přesnost a vyměnitelnost obrobek součástí je zásah lidského činitele do výrobního pochodu stále více omezován tím, že proces obrábění je postupně automatizován i na konvenčních strojích, zvl. pak u obráběcích center, linek a soustav.

Má-li být obráběcí stroj výkonější a zároveň splňovat požadavek přesnosti obrábění, potom je nutné při zvýšeném výkonu a působících vnějších silách zamezit nežádoucím deformacím činných částí obráběcího stroje a chvění, které mohou nepříznivě ovlivnit přesnost tvaru a kvalitu povrchu obráběné plochy. Vyžaduje se proto především zvýšená statická tuhost a dynamická stabilita konstrukce.

Volbou vhodné koncepce obráběcího stroje lze příznivě ovlivňovat též jeho dynamické namáhání. Nepříznivé působení dynamických sil /rázy, chvění/ je zvyšováno zrychlováním funkčních pohybů obráběcího stroje.

4. Stroje pro hluboké vrtání

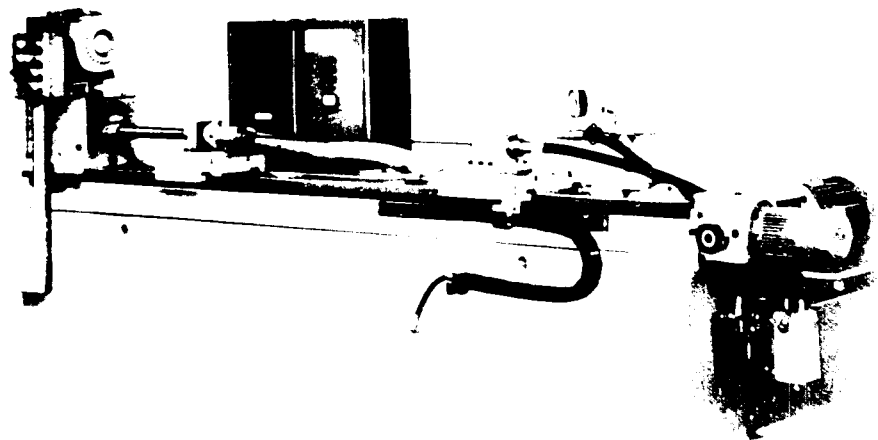
4.1. Druhy vrtacích strojů

Speciální hlubokovrtací nástroje se nedají běžně použít na normálních soustruzích nebo vrtačkách, ale na speciálně konstruovaných vrtacích strojích, které se vyrábějí většinou v provedení horizontálním a podobají se soustruhům.

Kromě starších vrtacích strojů našich i zahraničních /Loewe, Borsing, ČZI, Zbrojovka Brno/ jsou v současné době používány vrtací stroje od fy. SIG, NAGEL, TIBO, LOCH, TBT, které vyrábí množství základních typů a odvozených speciálních provedení.

Rozhodující pro tvorbu třísky je relativní pohyb mezi nástrojem a obrobkem. Tento pohyb může být rozdělen různým způsobem.

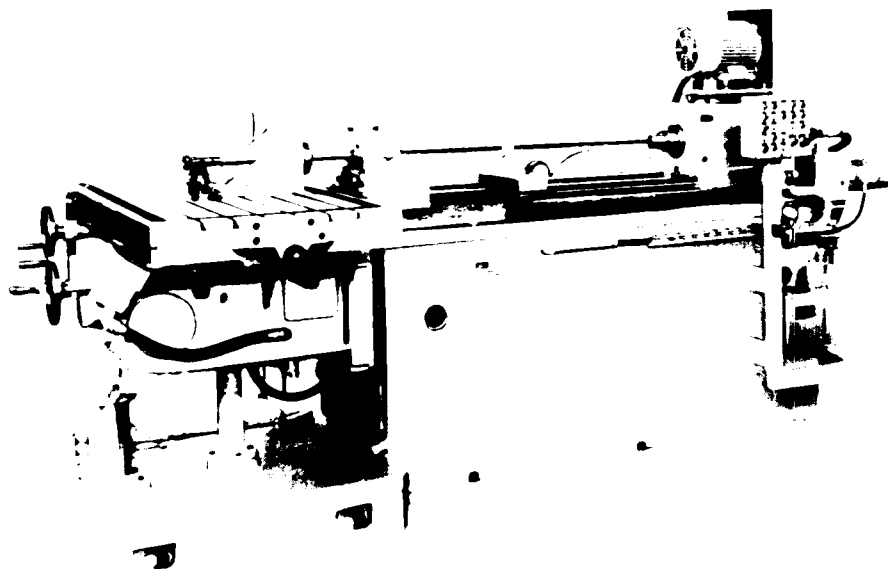
a/ Obrobek rotuje- nástroj se psouvá do řezu. Tato varianta vede k jednoduchému stroji. Užívá se při vrtání hlubokých otvorů u vyvážených obrobků, které se upínají do kuželů./obr. 1/



Obr. 1 Vrtací stroj s rotujícím obrábkem

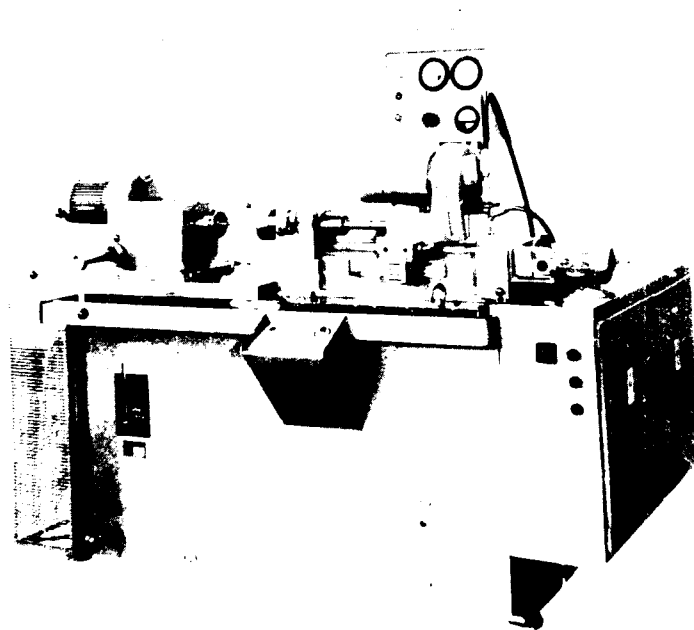
b/ Obrobek se posouvá do řezu - nástroj rotuje. Užívá se při vrtání otvorů do nevyvážených součástí. Upnutí nástroje je dynamicky nestabilní, rotací vznikají vibrace.

c/ Obrobek pevně upnut - nástroj vykonává posuv i otáčky. Užívá se u strojů s vysokým stupněm automatizace, pro nevyvážené obrobky. Tvar obrobku není nikterak omezen. Obrobek se upíná na zvláštní stůl, který je součástí stroje.
/obr. 2/



Obr. 2 Vrtací stroj s rotujícím nástrojem

d/ Obrobek rotuje - nástroj vykonává posuv i otáčky. Otáčky obrobku a nástroje jsou protiběžné, obrábějí se pouze rotačně vyvážené obrobky. Nástroj je velmi tepelně namáhán, neboť pracuje při vysokých relativních otáčkách. /obr. 3/



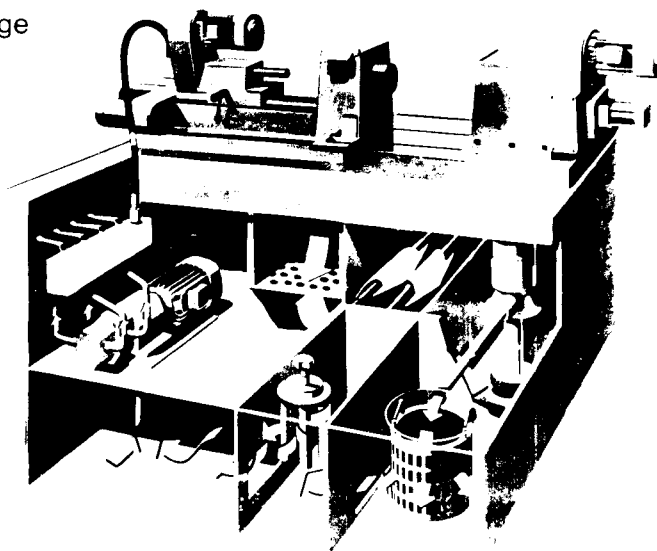
Obr. 3 Vrtací stroj s protiběhem

4.2. Chladicí zařízení

Podstatnou součástí každého moderního vrtacího stroje je chladicí a upravné zařízení, čímž se rozumí zařízení pro dodávku a oběh rezné kapaliny.

Chladicí kapaliny mají za úkol odvádět teplo vyvinuté v místě styku nástroje s obrobkem, snižují třecí odpor. Jelikož při hlubokém vrtání vzniká velké množství tepla /vlivem velkých třecích ploch/ je třeba, aby chladicí zařízení bylo spolehlivé a dostatečně dimenzované. Musí zajišťovat spolehlivé oddělení třísek od chladicí kapaliny - filtraci. Příklad takového zařízení je na obr. 4 .

Arbeitsmittelanlage



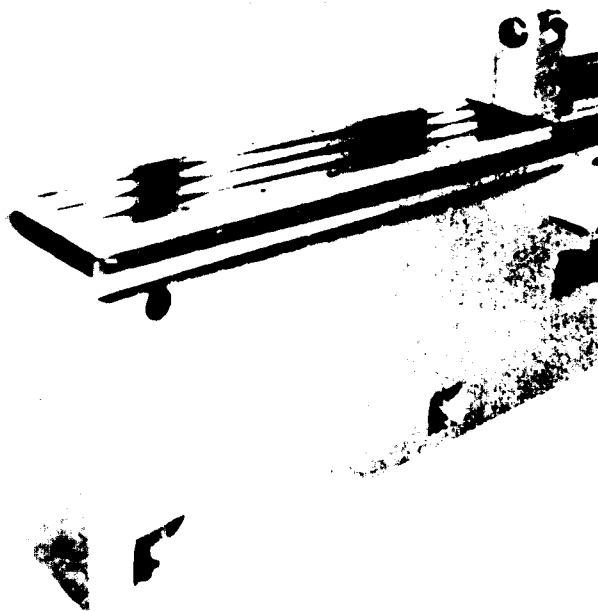
Obr. 4 Chladicí a upravovací zařízení

4.3. Typy stolů k hlubokovrtacímu stroji

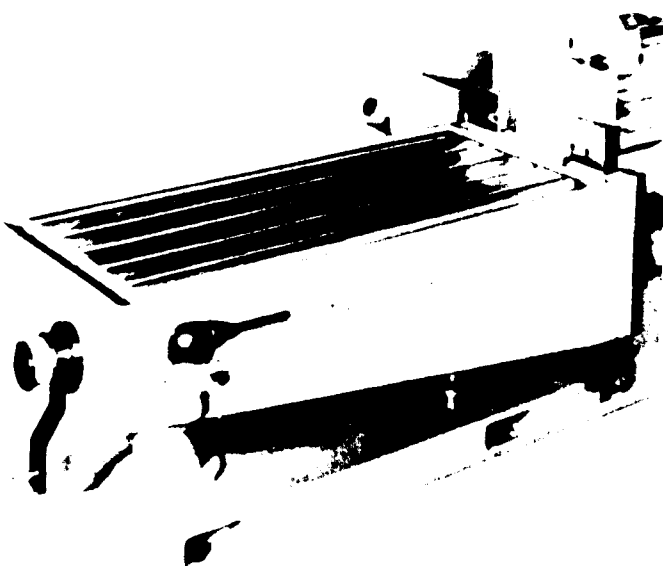
Obráběcí stůl se používá jen u takových vrtacích strojů, kde je obrobek pevně upnut a posuv i otáčky vykonává nástroj. Pevné upnutí obrobku na stole umožňuje obrábět v podstatě obrobek libovolného tvaru.

- 1/ Pevný stůl /bez možnosti stavění souřadnic/ je na obr. 5. Používá se, tak jako všechny následující stoly u horizontálně uspořádaného vrtacího stroje. Je velmi jednoduchý, ale jeho hlavní nevýhodou je, že není přestavitelný. Je proto velice složité postavení obrobku tak, abychom správně nastavili osu budoucího otvoru.
- 2/ Konzolový stůl, výškově přestavitelný s dvěma podpěrami je na obr. 6. Jeho konstrukce je už složitější

což je dáno možností výškového nastavení stolu. Přesné vedení zajišťují svislé vodící lišty a podepření dvěma podpěrami. Při upínání obrobku na tento typ stolu je nutné nastavení osy budoucího otvoru do svislé roviny procházející osou nástroje.

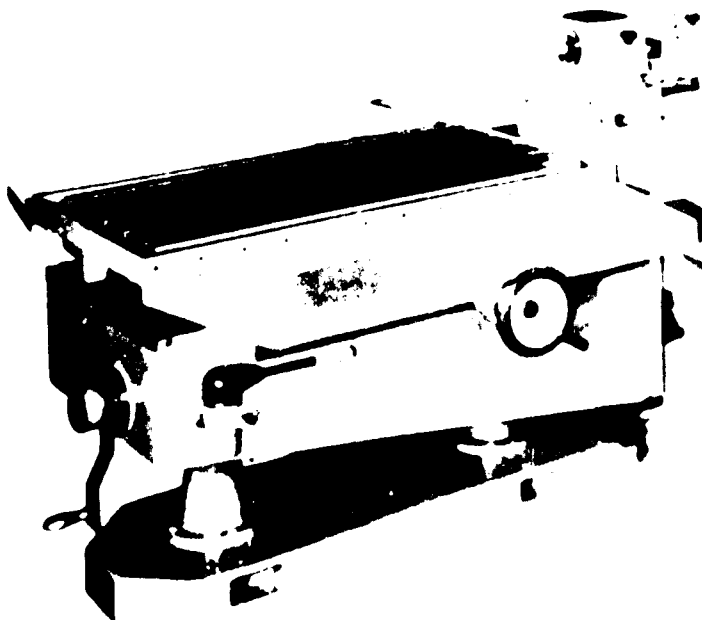


Obr. 5 Pevný stůl



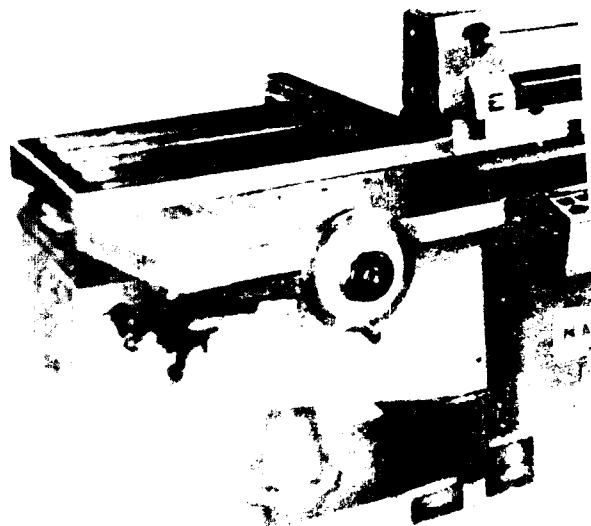
Obr. 6 Konzolový stůl, výškově přestavitelný s dvěma podpěrami

- 3/ Konzolový stůl, výškově a podélně přestavitelný s dvěma podporami je na obr. 7. Po upnutí obrobku na stůl a výškové nastavení osy budoucího otvoru se podélným posuvem přijede až k saním s vodícím pouz-
drem. Tento typ stolu podstatně zjednoduší upínání obrobku.

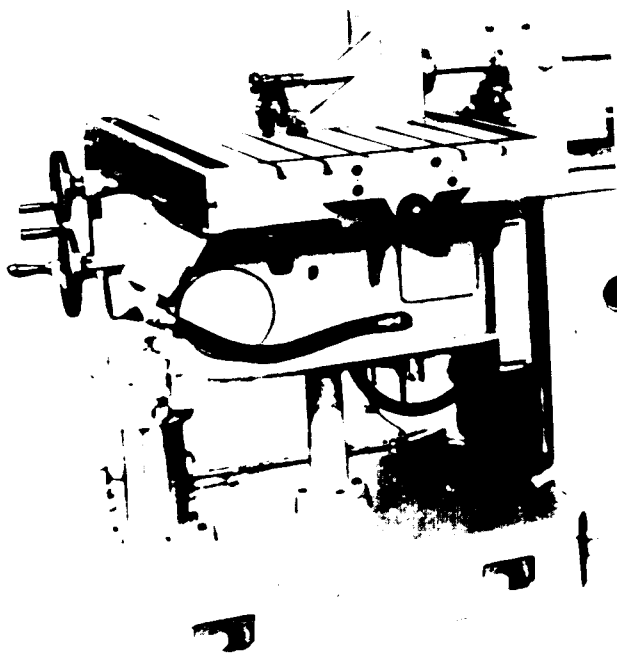


Obr. 7 Konzolový stůl, výškově a po-
délně přestavitelný s dvěma podporami

- 4/ Konzolový stůl výškově a podélně přestavitelný s jednou podporou je na obr. 8. Je v podstatě shodný s předešlým typem stolu. Je však určený pro menší ob-
robky, což je dáno jeho lehčí konstrukcí.
- 5/ Konzolový stůl výškově i příčně přestavitelný dvěma podporami je na obr. 9. Tento stůl umožňuje obrábět otvory různě rozmístěné. Je však nutné, aby vrtací stroj měl podélně nastavitelné saně s vodícím pouz-
drem.



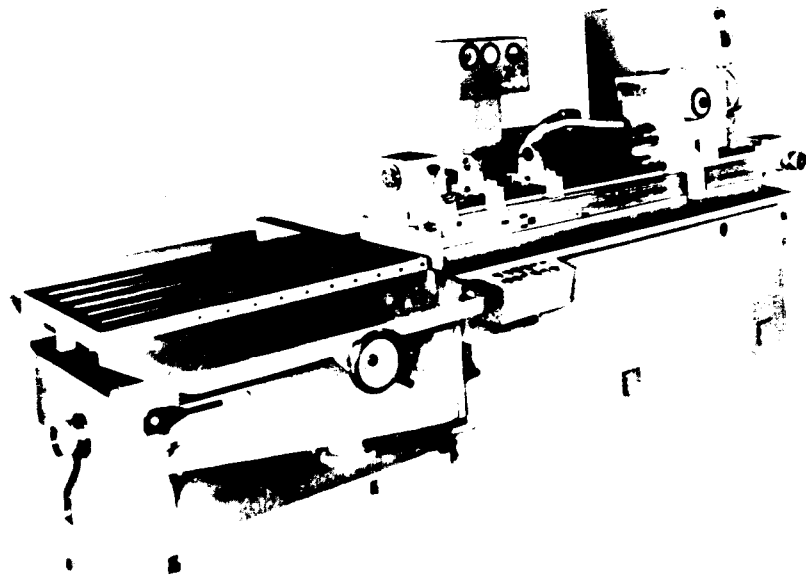
Obr. 8 Konzolový stůl
výškově a podélně pře-
stavitelný s jednou
podporou



Obr. 9 Konzolový stůl
výškově a příčně přesta-
vitelný

4.4. Hlubokovrtací stroj NAGEL

Celkové uspořádání hlubokovrtacího horizontálního stroje typu NAGEL BH 30-1380 A/KT s konzolovým stolem, kde posuv i otáčky vykonává nástroj je na obr.10. Z obrázku je patrné celkové uspořádání stroje včetně upí-
nacího stolu.



Obr. 10 Hlubokovrtací stroj NAGEL

5. Upřesnění požadavků na stůl

Z prostudovaných materiálů vyplývá, že většina hlubokovrtacích strojů má zajištěn posuv saně s vodícím pouzdem. Při řešení zadání předpokládám, že vrtací stroj, ke kterému je stůl navrhován má zajištěn posuv a otáčky nástroje a saně s vodícím pouzdem jsou na podélném vedení. Proto místo křížového stolu navrhuji stůl, u kterého bude zaručeno stavění souřadnice ve svislém a příčném směru k ose nástroje. Podstatně se tím zjednoduší konstrukce stolu a zvýší tuhost. Většina stolů z prostudovaných materiálů je takto navrhována.

Dále jsem navrhl desku stolu tak, aby její kratší strana byla rovnoběžná s osou nástroje a delší strana kolmá na osu nástroje. Umožní to značně zvětšit rozteč budoucích vrtaných otvorů na obrobku v rovině kolmé na osu nástroje. Přitom nebude nikterak omezena hloubka vrtaného otvoru. Celý stůl navrhuji jako samostatnou část, /včetně vodících lišt/ která se přišroubuje k hlubokovrtacímu stroji.

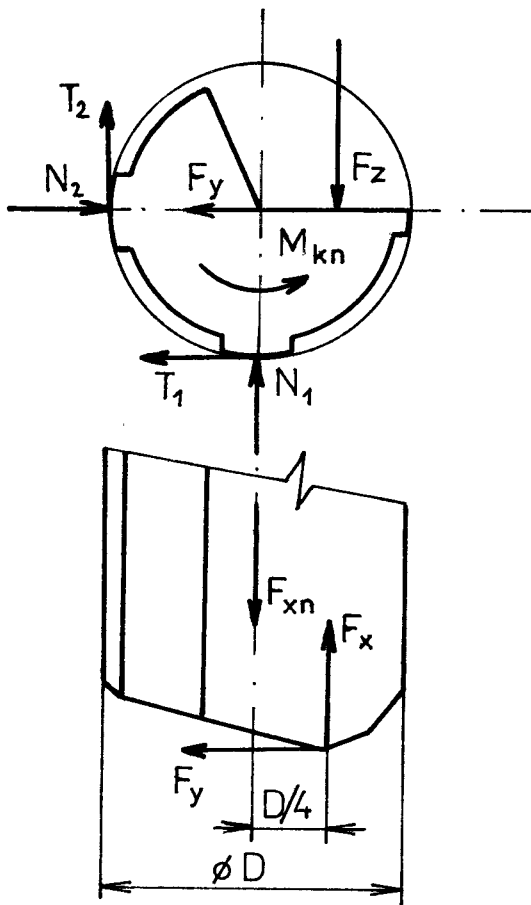
Je nutné, aby se v návrhu stolu neobjevovaly odlitky, neboť předpokládám, že stůl se bude vyrábět v malém počtu kusů nebo jako zkušební vzorek. Proto navrhuji rám a skříň stolu jako svařenec. Jeho výhodou je v tom, že je možné snadná oprava či částečné předělání se zřetelem na požadované vlastnosti. Vzhledem k vyššímu modulu pružnosti a lepším mechanickým vlastnostem oceli proti litině je spotřeba materiálu na svařované díly menší. Nevýhodou však je, že ocel má menší tlumení chvění. Tuto nevýhodu však lze odstranit vhodnou volbou tvaru svařence a zejména množstvím a tvarem výstuh.

Předpokládané maximální hmotnost obrobku upínaného na stůl je 600 kg. Předpokládaný maximální vrtaný průměr na stroji je 15 mm.

6. Návrh stolu k hlubokovrtacímu stroji

6.1. Výpočet řezných sil a momentů [12]

Předpokládám, že pro obrábění bude používán jednobřitý vrtací nástroj. Celková řezná síla se rozloží do tří složek, F_x , F_y , F_z obr. 11. Pro výpočet sil působících na stůl vlivem obrábění jsou důležité síly F_x a F_z . Radiální síla F_y musí působit do středu nástroje, je přenášena vodítky na stěnu vrtaného otvoru a navenek se neprojevuje.



Obr. 11 Řezné síly působící na nástroj

Při výpočtu řezných sil působících na břit vrtáku se nejčastěji vychází z hodnot měrného řezného odporu a průřezu třísky. Radiální a axiální složka řezné síly se pak určuje ve vztahu k tangenciální síle F_z v závislosti na geometrii.

$$F_z = k_s \cdot \frac{D \cdot s}{2} \quad [N] \quad /1/$$

$$F_x = F_y = \frac{1}{2} \cdot F_z \quad [N] \quad /2/$$

$$M_k = F_z \cdot \frac{D}{4} \quad [Nm] \quad /3/$$

Jak je patrné z obr. 11, působí na nástroj kromě řezných sil ještě síly tření mezi vodítky a stěnou otvoru, takže skutečný řezný moment nástroje M_{kn} a skutečná posuvová síla nástroje F_{xn} budou větší. Velikost třecích sil skutečného řezného momentu a skutečné posuvové síly nástroje můžeme odvodit z podmínek rovnováhy.

$$F_z \cdot \frac{D}{4} + T_1 \cdot \frac{D}{2} + T_2 \cdot \frac{D}{2} - M_{kn} = 0$$

$$N_2 - F_y - T_1 = 0$$

$$N_1 + T_2 - F_z = 0$$

Dále platí : $T_1 = N_1 \cdot f$

$$T_2 = N_2 \cdot f$$

z toho tedy:

$$M_{kn} = F_z \cdot \frac{D}{4} + N_1 \cdot f \cdot \frac{D}{2} + N_2 \cdot f \cdot \frac{D}{2} \quad /4/$$

$$F_y = N_2 - N_1 \cdot f \quad /5/$$

$$F_z = N_1 + N_2 \cdot f \quad /6/$$

sečtením rovnic /5/ a /6/ a úpravou dostaneme :

$$N_1 = \frac{F_z - F_y \cdot f}{1 + f^2} \quad N_2 = \frac{F_z \cdot f + F_y}{1 + f^2}$$

dosazením výrazů pro N_1 a N_2 do rovnice /4/ je moment působící na nástroj:

$$M_{kn} = F_z \cdot \frac{D}{4} + \frac{F_z \cdot f - F_y \cdot f^2}{1 + f^2} \cdot \frac{D}{2} + \frac{F_z \cdot f^2 + F_y \cdot f}{1 + f^2} \cdot \frac{D}{2}$$

dosazením za $F_y = \frac{1}{2} \cdot F_z$ a úpravou dostaneme :

$$M_{kn} = F_z \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1 + 3f + 2f^2}{2 + 2f^2} \quad /7/$$

pro celkovou axiální sílu F_{xn} , kterou musí nástroj při obrábění překonávat, platí :

$$F_{xn} = F_x + N_1 \cdot f + N_2 \cdot f$$

dosazením za N_1 a N_2 a úpravou dostaneme :

$$F_{xn} = F_x + F_z \cdot \frac{f + f^2}{1 + f^2} + F_y \cdot \frac{f - f^2}{1 + f^2}$$

dosazením za $F_x = F_y = \frac{1}{2} \cdot F_z$ a úpravou dostaneme :

$$F_{xn} = F_z \cdot \frac{1 + 3f + 2f^2}{2 + 2f^2} \quad /8/$$

z rovnic /1/, /7/ a /8/ určíme maximální skutečný řezný moment nástroje M_{kn} a maximální skutečnou posuvovou sílu F_{xn} .

Předpokládáme maximální vrtaný průměr $D = 15$ mm a maximální měrný řezný odpor $k_s = 4000$ MPa při posuvu $s = 0,05$ mm /ot. Součinitel tření mezi vodítky a stěnou otvoru $f = 0,15$.

Vyčíslením vztahů /1/, /7/ a /8/ dostaneme tyto hodnoty :

$$\begin{array}{l} \underline{M_{kn} = 8,2 \quad \text{Nm}} \\ \underline{F_{xn} = 1096 \quad \text{N}} \end{array}$$

Pro výpočet zatížení stolu budeme uvažovat :

skutečný řezný moment nástroje	$M_{kn} = 10$ Nm
skutečná posuvová síla nástroje	$F_{xn} = 1100$ N
maximální hmotnost obrobku	$m = 600$ kg

6.2. Výpočet vedení

Se zřetelem na požadavky rozvíjející se automatizace zvyšují se nároky na dokonalou plynulost posuvových pohybů a vzniká požadavek, aby bylo dosaženo co nejmenší velikosti dráhy při najíždění na požadovaný rozměr. Tyto mimořádně vysoké požadavky nejsou splnitelné kluzným vedením se zřetelem na vznik trhavých pohybů. Jedním z řešení je použití valivého vedení. Vzhledem k tomu, že navrhovaný stůl má dvě varianty - ruční a automatické řízení, s předpokladem na větší uplatnění stolu s automatickým řízením, navrhuji valivé vedení u svislého i vodorovného posuvu.

Hlavními přednostmi valivého vedení jsou :

- nízké pasívní odpory /ekvivalentní součinitel tření je 0,001 až 0,0025 /
- součinitel tření se v závislosti na rychlosti pohybu prakticky nemění, takže při malých posuvových rychlostech nedochází k trhavým pohybům

- protože opotřebení valivých drah a valivých tělísek při valení je velmi malé, vyznačují se valivé vedení dlouhou životností.
- valivé vedení je možné vždy navrhnout tak, aby v něm nebyla vůle, pro jistotu, že je vůle vymezena, montuje se vedení s určitým předpětím
- při vhodné konstrukci a při předpětí je možné dosáhnout značné tuhosti
- při přesné výrobě se dosahuje vysoké přesnosti dráhy pohybu
- snadná údržba

Nevýhody valivého vedení :

- velké nároky na přesnost výroby a proto i vyšší cena
- spotřeba většího konstrukčního prostoru pro elementy vedení
- malá schopnost tlumit chvění
- nutnost dokonalé ochrany proti vnikání nečistot, popř. chladicí kapaliny

Vodorovné vedení [2]

Jako valivých tělísek je použito válečky umístěných do klece. Zatížení valivých tělísek počítáme ze zjednodušujících předpokladů :

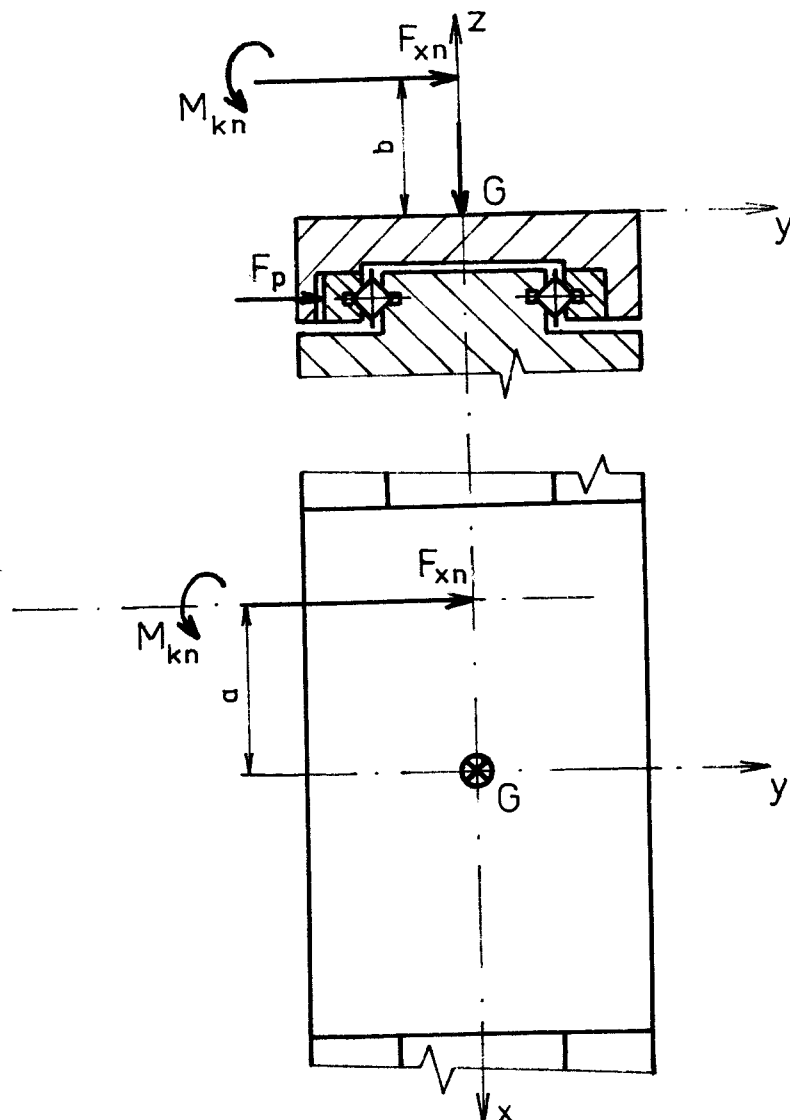
- v žádném vedení nenastane úplné odlehčení valivých tělísek
- valivé dráhy vedení jsou dokonale tuhé, deformují se pouze valivá tělíska

Zatížení stolu bude dle obr.12 . Posuvová síla F_{xn} způsobí zatížení stolu momenty :

$$M_{xy} = F_{xn} \cdot a \quad /9/ \qquad M_{yz} = F_{xn} \cdot b \quad /10/$$

Na stůl působí ještě hmotnost obrobku $G = g \cdot m$ /11/

Vyčíslení vztahů /9/, /10/, /11/ pro hodnoty $F_{xn} = 1100 \text{ N}$
 $a = 0,2 \text{ m}$, $b = 0,355 \text{ m}$, $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$, $m = 600 \text{ kg}$ dostaneme:



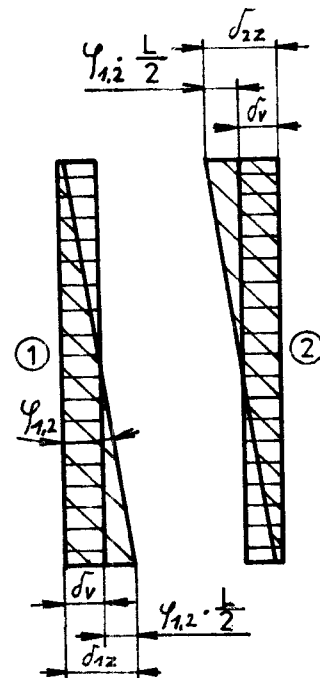
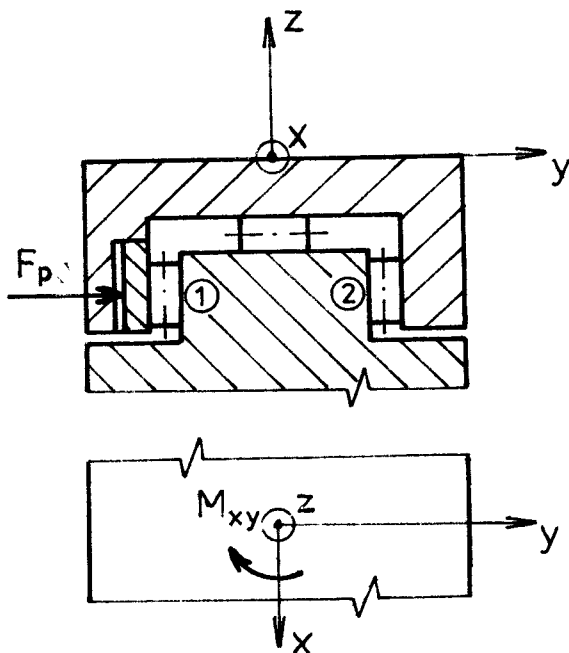
Obr. 12 Zatížení stolu

M_{xy}	= 220 Nm
M_{yz}	= 391 Nm
G	= 5886 N

Předepínací síla F_p musí být tak velká, aby při zatížení nedošlo k ocahčení valivého tělíska.

Pro odvození vzorce pro zatížení nejvíce zatíženého valivého tělíska si nakreslíme zjednodušené vedení /obr. 13 /, zatížené momentem M_{xy} . Na obr. 14 znamená:

- δ_v - deformace způsobená předepínací silou F_p
- δ_{1z} - deformace ve vodící ploše 1 z-tého válečku vlivem M_{xy}
- δ_{2z} - deformace ve vodící ploše 2 z-tého válečku vlivem M_{xy}



Obr. 13 Výpočtové vedení

Obr. 14 Deformace ve vedení

Vedení je předeprnuto silou F_p . Kdyby vedení nebylo v rovině xy předeprnuto, vychýlily by se sáně účinkem momentu M_{xy} ve vodících plochách 1, 2 o úhel $\varphi_{1,2}$, jemuž odpovídá v koncích vodících ploch stlačení valivých dráh, resp. odlehnutí o hodnotu $\varphi_{1,2} \cdot \frac{L}{2}$ / obr. 14 /.

Aby nedošlo k odlehnutí valivých tělísek musí platit :

$$\sigma_v > \varphi_{1,2} \cdot \frac{L}{2}$$

Bude tedy největší stlačení krajních valivých tělísek v drahách 1,2

$$\sigma_{1z} = \sigma_v + \varphi_{1,2} \cdot \frac{L}{2}$$

$$\sigma_{2z} = \sigma_v + \varphi_{1,2} \cdot \frac{L}{2}$$

Pro deformaci valivého tělíška platí obecný vzorec :

$$\sigma = A \cdot Q^n$$

Činitel A a exponent n závisí na tvaru valivého tělíška, Q je jeho zatížení.

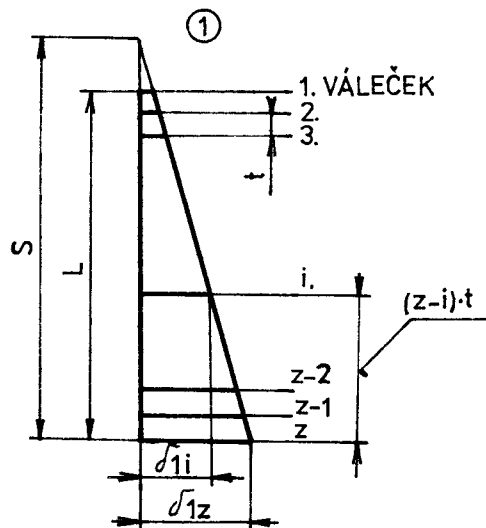
Pro váleček platí : $n = 0,9 \div 1$

$$A = \frac{a}{10,8}$$

kde : $a = 0,6$ pro ocelový váleček na ocelové podložce

$a = 1,06$ pro ocelový váleček na litinové podložce

Je-li na vodící ploše l, z_1 valivých tělísek, je podle obr.15 :



$$t = \frac{L}{z_1 - 1}$$

stlačení i -tého členu :

$$\delta_{1i} = A \cdot Q_{1i}^n \quad /12/$$

podle obr. 15 platí :

$$\frac{\delta_{1z}}{S} = \frac{\delta_{1i}}{S - (z - i) \cdot t}$$

Obr. 15 Deformace válečků

Z toho :

$$\delta_{1i} = \frac{\delta_{1z}}{S} [S - (z - i) \cdot t] = \delta_{1z} \left(1 - \frac{L}{S} \cdot \frac{z - i}{z - 1} \right)$$

Po dosažení za δ_{1i} z rovnice /12/ bude zatížení i -tého valivého tělíska :

$$Q_{1i} = \left[\frac{\delta_{1z}}{A} \cdot \left(1 - \frac{L}{S} \cdot \frac{z - i}{z - 1} \right) \right]^{\frac{1}{n}}$$

Součet zatížení všech valivých tělísek je roven předepnutí

F_p :

$$F_p = \sum_{i=1}^z Q_{1i}$$

Sem dosadíme

$$\left(\frac{\delta_{1z}}{A} \right)^{\frac{1}{n}} = Q_{1z}$$

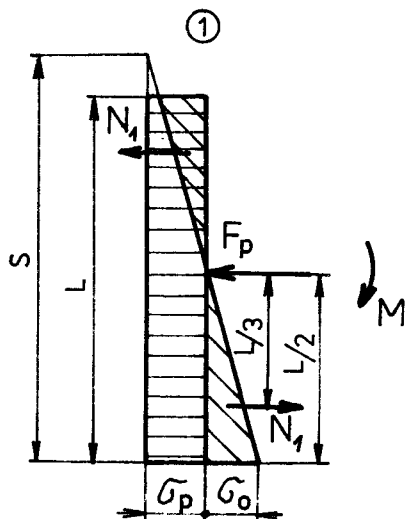
a dostaneme

$$F_p = Q_{1z} \sum_{i=1}^z \left(1 - \frac{L}{S} \cdot \frac{z - i}{z - 1} \right)^{\frac{1}{n}}$$

z toho zatížení nejvíce zatíženého valivého tělíška :

$$Q_{1z} = \frac{F_p}{\sum_1^z \left(1 - \frac{L}{S} \cdot \frac{z-i}{z-1} \right)^{\frac{1}{n}}} \quad /13/$$

Do vztahu /13/ je třeba vypočítat velikost pomocné veličiny S. Přitom uvažujeme místo vedení valivého vedení kluzné. Měrný tlak na jednotku délky tohoto vedení označíme σ /obr. 16 /. Měrný tlak od předepnutí silou F_p bude :



$$\sigma_p = \frac{F_p}{L}$$

maximální hodnota měrného tlaku od zatížení dvojicí momentu M bude za předpokladu přímkového rozdělení tlaku :

$$\sigma_o = \frac{2 \cdot N_1}{\frac{L}{2}} = \frac{6 \cdot M}{L^2}$$

kam se za N_1 dosadilo ze vztahu

$$M = N_1 \cdot \frac{2}{3} \cdot L$$

Obr. 16 Měrný tlak na vedení

Z podobnosti trojúhelníků plyne :

$$\frac{S}{\sigma_o + \sigma_p} = \frac{L}{2 \cdot \sigma_o}$$

Z toho hledaná veličina

$$S = \frac{L}{2} \cdot \frac{\sigma_o + \sigma_p}{\sigma_o}$$

Dosadíme-li za $\sigma_p = \alpha \cdot \sigma_0$, kde $\alpha = 1,2$ až $1,4$ bude

$$S = \frac{L}{2} (1 + \alpha) \quad /14/$$

Potřebné předepnutí pak bude :

$$F_p = \sigma_p \cdot L = \alpha \cdot \sigma_0 \cdot L = \frac{6 \cdot \alpha \cdot M}{L} \quad /15/$$

Do rovnice /13/ dosadíme za S z rovnice /14/ a F_p z rovnice /15/ a dostaneme vzorec pro zatížení nejvíce zatíženého valivého tělíska při působení dvojice o momentu M :

$$Q_z = \frac{6 \cdot \alpha \cdot M}{L \sum_1^z \left(1 - \frac{2}{1 + \alpha} \cdot \frac{z - i}{z - 1} \right)^{\frac{1}{n}}} \quad /16/$$

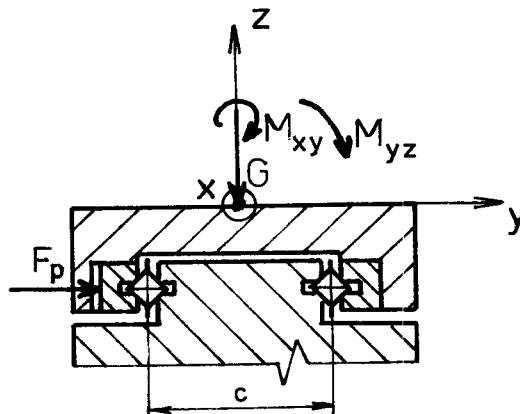
Rovnice /16/ byla odvozena pro vedení s válečky, jejichž osa je svíslá. Proto bude skutečná síla působící na váleček s osou pod úhlem 45° :

$$Q_{zsk} = \frac{Q_z}{\cos 45^\circ} \quad /17/$$

Zatížení na váleček Q_{zsk} je ale pouze od momentu M_{xy} . Proto je nutné celkovému zatížení válečku Q_c přičíst složky zatížení způsobené momentem M_{yz} a hmotností obrobku G /obr. 17/. Proto bude maximální celkové zatížení na max. zatížený váleček / M_{kn} jsme zanedbali, je malý/:

$$Q_c = Q_{zsk} + \frac{M_{yz}}{z \cdot c \cdot \cos 45^\circ} + \frac{G}{z \cdot \cos 45^\circ} \quad /18/$$

Vyčíslením vztahu /15/, /16/, /17/, /18/ dostaneme pro hodnoty $\alpha = 1,3$, $n = 0,95$, $z = 25$, $L = 0,384$ m, $M_{xy} = 220$ Nm,



Obr. 17 Zatížení vodorovného vedení

$M_{yz} = 391 \text{ Nm}$, $c = 0,20 \text{ m}$, $G = 5\,886 \text{ N}$, předepínací sílu a maximální celkové zatížení pro maximálně zatížený váleček

$$\frac{F_p = 4\,469 \text{ N}}{Q_c = 767 \text{ N}}$$

Únosnost valivých tělísek se počítá pro statické zatížení. Pro kalenou ocel na kalené oceli se bere podle Palmgrena pro válečky :

$$Q_{\max} = K_v \cdot l_v \cdot D_v \quad [\text{N}] \quad /19/$$

kde K_v - dovolené měrné zatížení pro válec $/K_v = 121 \text{ MPa} /$
 D_v - průměr válečku [mm]
 l_v - délka válečku [mm]

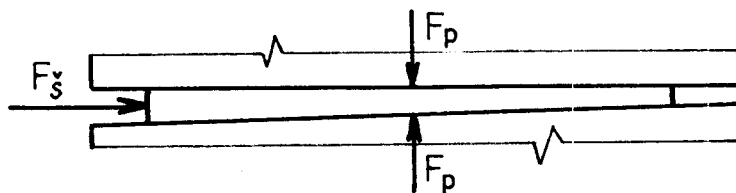
vyčíslením vztahu /19/ dostaneme pro $D_v = 10 \text{ mm}$, $l_v = 9,8 \text{ mm}$

$$\underline{Q_{\max} = 11\,858 \text{ N}}$$

Tato hodnota značně převyšuje skutečné zatížení maximálně zatíženého válečku. Vodorovné vedení bude velice málo namáháno, bude mít vysokou tuhost a trvanlivost.

Pro úplnost výpočtu je dále spočítán potřebný utahovací moment, kterým je třeba utáhnout šroub posouvající klín, který vymezuje vůli ve vodorovném vedení.

Předpokládáme, že úhel zbroušení klínu je velice malý a proto ho při výpočtu zanedbáváme. Podle obr. 18 se zanedbáním úhlu zbroušeného klínu platí :



Obr. 18 Síly na klín vodorovného vedení

$$F_s = T_1 + T_2 = F_p \cdot f + F_p \cdot f = 2 \cdot F_p \cdot f \quad /20/$$

Vyčíslením vztahu /20/ dostaneme pro hodnoty $F_p = 4469\text{N}$, $f = 0,15$

$$\underline{F_s = 1341\text{ N}}$$

Potřebný utahovací moment na vymešovacím šroubu je :

$$M_u = F_s \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi_z) \cdot \frac{d_2}{2} \quad /21/$$

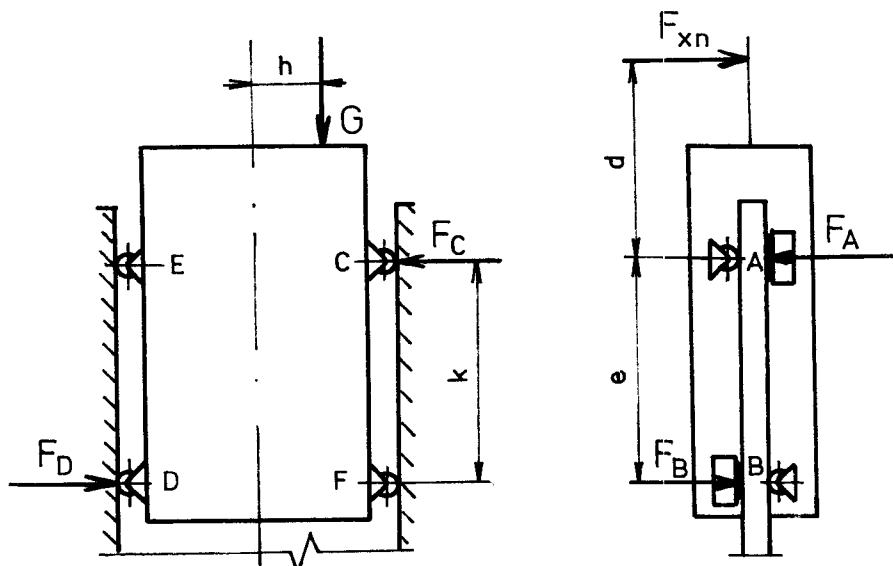
$$\text{Úhel stoupání závity } \gamma = \text{arctg} \frac{s}{\pi \cdot d_2} \quad /22/$$

Vyčíslením vztahu /21/ a /22/ pro hodnoty $F_s = 1341\text{ N}$, $s = 0,00125\text{ m}$, $d_2 = 0,007188\text{ m}$, /třecí úhel v závitech/ $\varphi_z = 10^\circ$ dostaneme :

$$\underline{M_u = 1,1\text{ Nm}}$$

Svislé vedení

Nejjednodušším způsobem se kluzné vedení nahradí vedením valivým, použije-li se kladek. Navrhují pro svislé vedení použití kladek a valivých hnízd. Zjednodušené uspořádání svislého vedení je na obr. 19 ./kroucí moment M_{kn} zanedbáváme, je malý/



Obr. 19 Zatížení svislého vedení

Podle obr. 19 musí platit :

$$F_{xn} \cdot d = F_B \cdot e \quad \text{z toho} \quad F_B = \frac{F_{xn} \cdot d}{e} \quad /23/$$

$$F_A = F_{xn} + F_B \quad /24/$$

$$G \cdot h = F_D \cdot k \quad \text{z toho} \quad F_D = F_C = \frac{G \cdot h}{k} \quad /25/$$

Vyčíslením vztahu /23/, /24/, /25/ pro hodnoty $F_{xn} = 1\,100\text{ N}$, $G = 5\,886\text{ N}$, $d = 0,7\text{ m}$, $e = 0,3\text{ m}$, $h = 0,2\text{ m}$, $k = 0,4\text{ m}$ dostaneme :

$$\begin{array}{r} F_A = 3\,667\text{ N} \\ F_B = 2\,567\text{ N} \\ \hline F_C = F_D = 2\,943\text{ N} \end{array}$$

Velikost sil F_A , F_B platí pro dvojici valivých hnízd. Proto tyto síly musíme dělit dvěma, abychom získali skutečné zatížení jednotlivých valivých hnízd.

Zatížení valivého hnízda v bodě A : $F_{HA} = 1\,834\text{ N}$

zatížení valivého hnízda v bodě B : $F_{HB} = 1\,284\text{ N}$

zatížení kladičky /ložiska/

v bodě C, D :

$$F_{LC} = F_{LD} = 2\,943\text{ N}$$

Abyste nedošlo k odlehčení některého z valivých elementů,

musí být vedení předepnuto. Předepínací síla musí být minimálně tak velká, jako je zatížení u protějšího valivého elementu. Z této podmínky nám plyne, že zatížení jednotlivých kladiček /ložisek/ je :

$$\begin{array}{l} \text{zatížení ložiska v bodě A} \\ \text{zatížení ložiska v bodě B} \\ \text{zatížení ložiska v bodech F,E} \end{array} \quad \begin{array}{l} F_{LA} = 1\,834\, \text{N} \\ \underline{F_{LB} = 1\,284\, \text{N}} \\ F_{LE} = F_{LF} = \underline{2\,943\, \text{N}} \end{array}$$

Z těchto zatížení můžeme kontrolovat životnost jednotlivých ložisek. Při jejich výpočtu kontrolujeme únosnost valivého ložiska tvořícího kladku. Valivá ložiska se kontrolují pro zatížení za klidu a pro malé otáčky - vychází se tedy z hodnoty statické únosnosti ložiska.

Ložisko v bodě A - 6202 P5 ČSN 024630 , $C_o = 3\,550\, \text{N}$

$$\text{základní trvanlivost } L = \left(\frac{C_o}{F_{LA}} \right)^p = \left(\frac{3\,550}{1\,834} \right)^3 = \underline{7,3 \cdot 10^6 \text{ ot.}}$$

Ložisko v bodě B - 6202 P5 ČSN 024630 , $C_o = 3\,550\, \text{N}$

$$\text{základní trvanlivost } L = \left(\frac{C_o}{F_{LB}} \right)^p = \left(\frac{3\,550}{1\,284} \right)^3 = \underline{21,1 \cdot 10^6 \text{ ot.}}$$

Ložisko v bodě C,D,E,F - 6303 P5 ČSN 024630, $C_o = 6\,550\, \text{N}$

$$\begin{aligned} \text{základní trvanlivost } L &= \left(\frac{C_o}{F_{LC}} \right)^p = \dots = \left(\frac{C_o}{F_{LE}} \right)^p = \left(\frac{6\,550}{2\,943} \right)^3 = \\ &= \underline{11,0 \cdot 10^6 \text{ ot.}} \end{aligned}$$

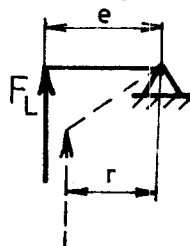
Valivá hnízda není třeba kontrolovat / $C_o = 33\,000\, \text{N}$ /

V následujícím výpočtu je spočítán utahovací moment, který je potřebný pro vyvození příslušného předpětí v kladičkách. Excentricita hřídelů, na kterých jsou upevněna ložiska je $e = 1\, \text{mm}$. Utahovací moment musí překonávat jak sílu nutnou k předpětí, tak tření v uložení hřídele. Proto kroutící moment nutný k vyvození předpětí bude :

$$M_u = F_L \cdot e + F_L \cdot f \cdot \frac{d_{1h}}{2} + F_L \cdot f \cdot \frac{d_{2h}}{2} \quad /26/$$

kde : F_L - obecná předepínací síla
 e - excentricita hřídele
 f - součinitel tření
 d_{1h} - průměr hřídele na jednom konci
 d_{2h} - průměr hřídele na druhém konci

Tento vztah je přibližný, neboť nezahrnuje změnu kolménoho ramene kroutícího momentu, které se během otáčení hřídele mění. Bylo vzato maximální rameno, které je rovno právě excentricitě e . Tím jsme se dostali na stranu větší bezpečnosti, že nenastane odlehnutí některé z kladiček, neboť jsme spočítali maximální utahovací moment. /změna ramene kroutícího momentu způsobené silou F_L na obr. 20 /.



Obr. 20 Změna ramene kroutícího momentu

Dle vzorce /26/ nyní konkrétně spočítáme potřebné utahovací momenty pro předepnutí kladiček.

$$\text{V místě A : } M_{UA} = F_{LA} \cdot e + F_{LA} \cdot f \cdot \frac{d_{1hA}}{2} + F_{LA} \cdot f \cdot \frac{d_{2hA}}{2} \quad /27/$$

Vyčíslením vztahu /27/ pro hodnoty $F_{LA} = 1\,334\text{ N}$, $e = 0,001\text{ m}$, $f = 0,15$, $d_{1hA} = 0,018\text{ m}$, $d_{2hA} = 0,012\text{ m}$ dostaneme :

$$\underline{M_{UA} = 6,0\text{ Nm}}$$

$$\text{V místě B : } M_{UB} = F_{LB} \cdot e + F_{LB} \cdot f \cdot \frac{d_{1hB}}{2} + F_{LB} \cdot f \cdot \frac{d_{2hB}}{2} \quad /28/$$

Vyčíslením vztahu /28/ pro hodnoty $F_{LB} = 1\,264\text{ N}$, $e = 0,001\text{ m}$, $f = 0,15$, $d_{1hB} = 0,018\text{ m}$, $d_{2hB} = 0,012\text{ m}$ dostaneme :

$$\underline{M_{UB} = 4,1\text{ Nm}}$$

v místě C,D,E,F, :

$$M_{UC} = F_{LC} \cdot e + F_{LC} \cdot f \cdot \frac{d_{1hC}}{2} + F_{LC} \cdot f \cdot \frac{d_{2hC}}{2} \quad /29/$$

vyčíslením vztahu /29/ pro hodnoty $F_{LC} = 2\,943\text{ N}$, $e = 0,001\text{ m}$,
 $f = 0,15$, $d_{1hC} = 0,024\text{ m}$, $d_{2hC} = 0,012\text{ m}$ dostaneme :

$$\underline{M_{UC} = M_{UD} = M_{UE} = M_{UF} = 10,9\text{ Nm}}$$

6.3. Výpočet ložisek

Všechna ložiska, která jsou použita v návrhu ručního i automatického stolu jsou minimálně zatížena a proto nemá smysl je kontrolovat. Výjimku tvoří ložiska vedení /tyto byly spočítány v kap. 6.2./ a ložisko axiální, na kterém spočívá veškerá váha stolu i s obrobkem.

Jedná se o axiální kuličkové ložisko 51118 P6 ČSN 024730 jehož základní dynamická únosnost $C = 45\,500\text{ N}$. Předpokládaná maximální hmotnost stolu včetně obrobku $m = 900\text{ kg}$, proto:

$$G = g \cdot m = 9,81 \cdot 900 = 8\,829\text{ N}$$

Veškerou tuto hmotu nese již právě zmíněné ložisko.

Trvanlivost axiálního ložiska

$$L = \left(\frac{C}{G}\right)^p = \left(\frac{45\,500}{8\,829}\right)^3 = 136,9 \cdot 10^6\text{ ot.}$$

Trvanlivost byla spočítána s tím, že na ložisko bude stále působit maximální zatížení. Ve skutečnosti tomu tak nebude, ale tím, že jsme počítali s maximálním zatížením jsme se dostali na stranu vyšší bezpečnosti a trvanlivosti ložiska.

6.4. Výpočet kuličkových šroubů a matic [18]

Vodorovný šroub je minimálně namáhán. Překonává pouze pasívní odpory. Proto není třeba tento šroub kontrolovat.

Svislý šroub je namáhán vlivem hmotnosti stolu s obrobkem a musí nést veškerou tuto tíhu. V následujícím bude počítán svislý kuličkový šroub.

Předpokládáme střední zatížení šroubu $G_{\text{stř}} = 6000 \text{ N}$. Je navržen šroub K 32 x 6 s počtem závitů na kuličkové matici 5 1/2, délka šroubu 400 mm.

Pevnostní kontrola :

Předpokládáme klidné zatížení bez rázu a proto :

$$Q_v = G_{\text{stř}} \quad \text{kde } Q_v \text{ je výpočtové zatížení}$$

Požadovanou únosnost šroubu $Q_{10'}$ vypočítáme podle vzorce :

$$Q_{10'} = \frac{Q_v}{k_Q} \quad /30/$$

kde k_Q je koeficient únosnosti podle životnosti a vypočítáme ho podle vzorce :

$$k_Q = \sqrt[3]{\frac{10^6}{n_c}} = \sqrt[3]{\frac{10^6}{T \cdot n_{\text{stř}} \cdot 60}} \quad /31/$$

kde T je požadovaná funkční doba šroubu

$n_{\text{stř}}$ střední otáčky šroubu

Vyčíslení vztahu /30/ a /31/ pro hodnoty $T = 20\,000$ hod, $n_{\text{stř}} = 35 \text{ ot. min}^{-1}$ /dle použitého krokového motoru/, $Q_v = 6000 \text{ N}$ dostaneme požadovanou únosnost šroubu :

$$Q_{10'} = 20,9 \text{ kN}$$

Podle údajů výrobce kuličkových šroubů TCS Kuřim, je dovolená únosnost navrženého šroubu $Q_{10'} = 21,8 \text{ kN}$. Navržený šroub vyhovuje.

Kontrola šroubu na vzpěr

Podle údajů výrobce maximální dovolená délka šroubu K 32x6 při zatížení $Q_v = 6000$ N je $L_D = 800$ mm. Navržený šroub má délku 400 mm. Šroub splňuje podmínku na vzpěr.

Výpočet potřebného kroutícího momentu

K překonání maximálního zatížení /hmotnost stolu s obrobkem/ pro svislý posuv je potřebný určitý kroutící moment, kterým je třeba pohánět kuličkovou maticí svislého posuvu. Potřebný kroutící moment lze vypočítat ze vzorce :

$$M_k = \frac{G \cdot \frac{D}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\eta} \quad /32/$$

kde G - zatížení vlivem hmotnosti stolu s obrobkem

D - průměr šroubu

α - úhel stoupání závitu

η - účinnost

Vyčíslením vztahu /32/ pro hodnoty $G = 8329$ N, $D = 0,032$ m, $\operatorname{tg} \alpha = 0,0597$, $\eta = 0,93$ dostaneme :

$$\underline{M_k = 9,2 \text{ Nm}}$$

7. Popis konstrukčního řešení stolu

7. 1. Stůl s ručním ovládáním

Číslo výkresu stolu s ručním ovládáním je O-KOM-OS-083/1-5. Základním dílem stolu je skříň 1 a rám stolu 2. Oba díly jsou svařence. Na skříň 1 jsou přišroubovány svislé vodící lišty 24, na rámu stolu 2 jsou uchyceny kladičky a valivá hnízda. Bylo by možné připevnit vodící lišty 24 na rám stolu 2 a na skříň 1 upevnit kladičky a valivá hnízda. Z hlediska namáhání by toto řešení bylo výhodnější, neboť by se zkrátilo rameno posuvové síly F_{xn} a tím i moment působící na stůl. Od tohoto řešení jsem však ustoupil, neboť by bylo dost obtížné obrábět plochy pro valivá hnízda a kladičky na skříni 1 a zvětšily by se délky hřídelů kladiček. Tím by se zvětšil i jejich průhyb a vedení by bylo méně přesnější.

Vymezení vůle, vyvození předpětí a nastavení přesné svislé polohy vedení je umožněno excentrickými hřídeli kladiček 40 a 42. /Potřebný utahovací moment je spočítán v kapitole 6.2./ a stavitelnou podložkou 72 pod valivými hnízdy.

Svislý vodící šroub 47 je pevně vetknut do skříně 1. Poháněna je kuličková matice 90 přes pohon 6, který nám umožňuje upevnit převod ozubenými koly 28 a 30 co nejvýše od základny a to proto, aby se obsluha stolu nemusela ohýbat. Proto jsou všechny ovládací prvky stolu umístěny co nejvýše od základny. Jelikož kuličková matice 90 není samosvorná, je na rám stolu 2 připevněna brzda 10, jejíž účinek se staví šroubem 75. Po nastavení určité polohy se tato sretuje šroubem 46.

Ve vodorovném vedení je použito skřížených válečků 51 umístěných do klece 20. Osy sousedních válečků jsou pootočené o 90 a délka válečku je o 0,2 mm menší než jejich průměr. Vedení se skříženými válečky se často používá, protože dobře přenáší momenty i síly v různých rovinách. Předpětí se vyvozuje klínem 22, který je posouván pomocí šroubů 81. Pot-

řebný utahovací moment vyvození předpětí byl spočítán v kap. 6.2. Pro předpětí ve vertikální i horizontální rovině slouží právě jen toto jedno předepínací zařízení, což je výhodné. Nároky na přesnost zhotovení a připevnění lišt jsou však dost vysoké.

Stůl 9 je posouván kuličkovým šroubem 48, který je pevně uchycen v držácích 21. Poháněny jsou kuličkové matice 91, které jsou pro vymezení vále předepnuty axiální silou odpovídající třetině únosnosti převodu. Účinkem předepnutí je axiální vále zcela vymezena a současně je zvýšena tuhost. Předepnutí se děje pomocí přesně nabroušené visíčky 36. Potřebný krouticí moment, který je třeba k pohonu dvojice předepnutých kuličkových matic 91 vlivem pasivních odporů je 0,15 Nm. Výpočet není ve zprávě uveden. Vlivem předepnutí dvojice matic 91 je potřebná síla působící na stůl v podélném směru s vedením 132 N. Do této velikosti působící síly je dvojice kuličkových matic samosvorná. Jelikož při obrábění nepůsobí žádné síly v podélném směru k vodorovnému vedení, není vodorovné vedení po nastavení dané polohy jističeno.

Vodorovné vedení je zcela zakryto krytem 13 a pružným měchem 53. Také celý vnitřní prostor stolu je zakrytován kryty 3 a 12, stěračem 19 a dvěma pružnými měchy 54. Před každým valivým elementem svislého vedení a na stole vodorovného vedení jsou upevněny stěrače. Toto vše zamezuje přístupu prachu a nečistot k vodícím plochám a zvyšuje životnost vedení.

Průměry číselníků 26 jsou navrženy tak, aby jeden dílek na číselníku /představující 1 mm/ byl 0,005 mm posuvu. Převod kuželových kol vodorovného posuvu je 1:2, převod kuželových kol svislého posuvu je 1:3. Kuželová kola vodorovného posuvu přenášejí krouticí moment 0,15 Nm, který je způsoben pouze pasivními odpory. Kuželová kola svislého posuvu přenášejí krouticí moment 9,2 Nm /spočítáno v kap. 6.4./. Obě tyto krouticí momenty jsou velice malé a proto pevnostní kontrola ozubených kol nebyla provedena.

Je nutné z hlediska přesnosti aby při sestavování stroje byly úplně vymezeny vůle ve všech ozubených převodech. Vymezení vůle je umožněno posuvem všech kuželových kol na hřídelích.

Celý stůl je přišroubován k hlubokovrtacímu stroji osmi šrouby M 12 a jištěn čtyřmi kolíky v průměru 12 mm.

7. 2. Stůl s automatickým ovládním

číslo výkresu stolu s automatickým ovládním je O-KOM-OS-083/1-6 .

Základním znakem je, že obě varianty řešení /stůl s ručním a automatickým ovládním / mají co nejvíce shodných dílů. Proto je základní popis automatického stolu shodný s popisem ručního stolu. Základní odlišnosti jsou pouze tyto :

Svislý pohon je zajištěn krokovým motorem 70 přes převod kuželovými koly 1:1. Vodorovný pohon je zajištěn krokovým motorem 71 přes převod čelními ozubenými koly s převodem 1:2. Odměrování poloh zajišťují dvě odměřovací zařízení 72. Pro vodorovné odměrování je pohon odměřovacího zařízení zajištěn přímo od krokového motoru 71 spojkou 49. Pro svislé odměrování je pohon zajištěn přes převod kuželovými koly s převodem 1:1. Při sestavování stroje je nutné úplně vymežit všechny vůle v ozubených převodech. Přesné vymezení vůle u čelních ozubených kol 32 a 35 pro pohon vodorovného posunu se děje pomocí posouvání krokového motoru spolu s odměřovacím zařízením kolmo k ose šroubu 53. Pro pohon svislého vedení je přesné nastavení kuželových kol umožněno posuvem kuželových kol 33 po hřídelích.

Pro zabezpečení koncových poloh slouží dva mikrospínače 73 . Posuvem koncových dorazů 17 a 18 lze přesně vymežit krajní polohy obou posuvů.

Brzdění svislého náhonu 7 kuličkové matice 103 je zajištěno brzdou 27. Je ovládána tlakovým olejem, který působí přes membránu 60 na šroub 50, který odtlačuje brzdu. V klidové poloze je brzda stále zabrzděna pomocí talířové pružiny 15.

Pro řízení stolu je navržen řídicí systém pro ruční předvolbu a indikaci NS 255. V celkové sestavě stroje /číslo výkresu 0-KOM-OS-083/1/ jsou naznačeny tyto řídicí systémy NS 255 celkem tři, umístěné v řídicím panelu 7. To proto, že na stroji je třeba řídit /včetně stolu/ celkem pět prvků - svislý a vodorovný posuv stolu, otáčky vřetene, posuv vřetene, posuv hlavy. Další varianta řešení je, že pro řízení celého stroje by se použil řídicí systém NS 720. Tento systém je schopný řídit až šest veličin. Je však velice složitý /umožňuje interpolaci křivek/, drahý a prodaný stroj by se u tohoto systému NS 720 nevyužily všechny jeho vlastnosti.

8. Požadavky na upínací zařízení válcových obrobků

8. 1. Vlastnosti upínacího zařízení

Základním požadavkem je přesné, pevné, tuhé a spolehlivé upnutí obrobku. Ideálním případem je, že soustava obrobek, upínací zařízení, stůl obráběcího stroje se chová jako jeden celek. Ve většině případů se kladé také důraz na přesné upnutí obrobku. Upínací zařízení však musí splňovat také všechny požadavky bezpečnosti práce, malých rozměrů, jednoduchost ovládání aj.

Velký význam také má požadavek na případnou automatizaci upínacího zařízení a to především u jednodušeových strojů pro hromadnou výrobu. Avšak i u univerzálních strojů je možno někdy jednoduchou automatizací upínání a podávání podstatně zkrátit vedlejší časy.

8. 2. Upřesnění požadavků na upínací zařízení

Upínací zařízení má zaručovat přesné upnutí válcového obrobku tak, aby osa obrobku byla vždy na stejném místě pro různé průměry obrobků. Průměr upínaných obrobků by měl být od 10 mm do 100 mm. Rozměry upínacího zařízení by neměly přesahovat rozměry upínacího stolu /600x300/. Maximální průměr vrtaných děr bude 15 mm.

8. 3. Možné způsoby řešení upínacího zařízení

Aby byla splněna podmínka, že pro upnutí různých průměrů obrobků byla osa obrobku stále shočná, je nutné, aby byl obrobek upínán do :

- prizmatických čelistí , které se musí při upínání současně posouvat k ose upínaného obrobku
- sklíčidel
- kleštín

Myslím si, že nejjednodušší řešení bude upínání do prizmatických čelistí. Pro zvýšení přesnosti a tuhosti upnutí je nutné, aby čelisti byly dostatečně vedeny. Současný posuv prizmatických čelistí ke středu obrobku je možný několika způsoby :

- pohonem šroubu s pravým a levým závitem
- pohon pomocí nakloněné drážky

Pohon šroubem s pravým a levým závitem je sice jednoduchý, ale výroba přesného závitu je dost složitá. Přesnost upnutí by byla dána přesností výroby závitu a přesností uchycení šroubu. Nepříznivé je namáhání závitu, které způsobuje po určitém čase vůli v závitech, což je zdrojem nepřesnosti upnutí.

Pohon pomocí nakloněné drážky je jednodušší. Hlavní výhodou je, že se dá přesně vyrobít nakloněná drážka a povrchově zakalit pro zvýšení životnosti. Použití tohoto způsobu pohonu prizmatických čelistí máme zaručen přesný současný pohyb čelistí.

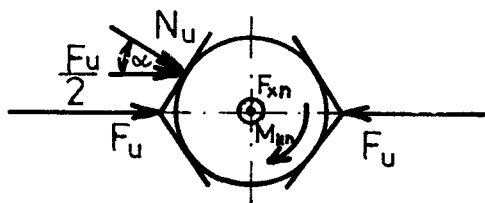
9. Základní výpočty svěráku

Pro namáhání upínacího zařízení předpokládáme následující maximální zatížení :

$$\text{posuvová síla nástroje } F_{xn} = 1\,100 \text{ N}$$

$$\text{řezný moment nástroje } M_{kn} = 10 \text{ Nm}$$

Podle obr. 21 platí :



Obr. 21 Upínací síly

$$\cos \alpha = \frac{F_u}{2 \cdot N_u} \quad \text{z toho}$$

$$F_u = 2 \cdot N_u \cdot \cos \alpha \quad /33/$$

dále platí :

$$T_u = N_u \cdot f \quad \text{z toho}$$

$$N_u = \frac{T_u}{f} \quad /34/$$

tečná síla k zachycení :

$$\text{momentu: } T_{u1} = \frac{M_{kn}}{r \cdot 4} \quad /35/$$

$$\text{posuvové síly: } T_{u2} = \frac{F_{xn}}{4} \quad /36/$$

Vyčíslením vztahů /35/ a /36/ dostaneme pro hodnoty $M_{kn} = 10 \text{ Nm}$
 $r = 0,02 \text{ m}$, $F_{xn} = 1\,100 \text{ N}$:

$$\underline{T_{u1} = 125 \text{ N}}$$

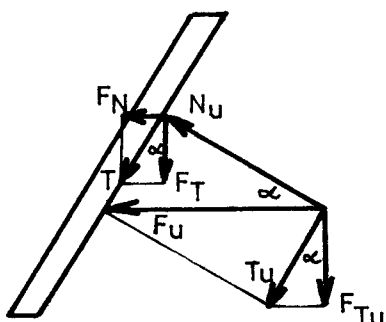
$$\underline{T_{u2} = 275 \text{ N}}$$

Tečná upínací síla potřebná k zachycení síly F_{xn} je větší než tečná upínací síla k zachycení momentu M_{kn} , proto dále počítáme se silou T_{u2} .

Ze vztahů /33/ a /34/ pro $T_{u2} = 275 \text{ N}$, $\alpha = 30^\circ$ a $f = 0,15$ dostaneme celkovou upínací sílu, která musí působit na prizmatické čelisti

$$\underline{F_u = 3\,175 \text{ N}}$$

Výpočet síly F_D , kterou musí být přitahována deska na které jsou šikmé drážky provedeme podle obr. 22 :



$$F_D = F_T + F_{Tu}$$

$$T = N_u \cdot f = F_u \cdot \cos \alpha \cdot f$$

pro sílu F_T platí :

$$F_T = T \cdot \cos \alpha = F_u \cdot \cos^2 \alpha \cdot f \quad /37/$$

pro sílu F_{Tu} platí :

$$F_{Tu} = T_u \cdot \cos \alpha = F_u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \quad /38/$$

Obr. 22 Rozklad sil na drážce

Vyčíslením vztahů /37/ a /38/ pro hodnoty $F_u = 3\,175\text{ N}$, $\alpha = 30^\circ$, $f = 0,15$ dostaneme :

$$\underline{F_D = 1\,732\text{ N}}$$

Na desce jsou dvě drážky každá pro jednu čelist. Proto šroub, který bude ovládat desku s drážkami, bude namáhán dvojnásobnou silou. Pak síla v ovládacím šroubu :

$$\underline{F_{\check{s}} = 2 \cdot F_D = 3\,464\text{ N}}$$

Kontrola šroubu

Desku bude ovládat šroub M 16x1,5. Osová síla ve šroubu $F_{\check{s}}$ způsobí namáhání závitů šroubu v matici na otlačení. Za předpokladu rovnoměrného zatížení všech závitů je :

$$p = \frac{F_{\check{s}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_i^2) \cdot i} < p_{DOV}$$

z toho počet závitů

$$i > \frac{F_{\check{s}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_i^2) \cdot p_{DOV}} \quad /39/$$

Vyčíslením vztahu /39/ pro hodnoty $p_{DOV} = 150 \text{ MPa}$, $d = 16,0 \text{ mm}$
 $D_1 = 13,835 \text{ mm}$, $F_s = 3\,464 \text{ N}$ dostaneme minimální počet zá-
 vitů matice :

$$\underline{i = 1}$$

Z vypočteného je vidět, že šroub je minimálně namáhán a tu-
 díž nebude docházet ani k jeho opotřebení.

Výpočet kroutícího momentu M_k , kterým je třeba utáhnout
 šroub pro bezpečné upnutí obrobku.

$$M_k = M_{tz} + M_{tm} \quad /40/$$

kde : M_{tz} = moment způsobený odporem tření v závitech
 M_{tm} = moment způsobený třením šroubu v dosedací ploše

platí :

$$M_{tz} = F_1 \cdot \frac{d}{2} = F_s \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi_z) \cdot \frac{d}{2} \quad /41/$$

kde : γ - úhel stoupání závitu
 φ_z - třecí úhel

dále platí :

$$M_{tm} = \frac{D_s}{2} \cdot F_s \cdot f \quad /42/$$

kde : D_s - střední průměr dosedací plochy
 f - tření

Vyčíslením vztahu /40/, /41/, /42/ pro $F_s = 3\,464 \text{ N}$, $\gamma = 1,7^\circ$,
 $\varphi_z = 10^\circ$, $D_s = 0,013 \text{ m}$, $d = 0,016 \text{ m}$, $f = 0,15$ dostaneme :

$$\underline{M_k = 9,1 \text{ Nm}}$$

10. Popis konstrukčního řešení svěráku

Číslo výkresu O-KOM-OS-083/2. Základním nosným dílem svěráku je rám 1. Je to svařenec, na kterém jsou základní vodící sloupky a vodící lišty. V nich se pohybuje deska 2 na které jsou vyrobeny šikmé drážky, které zajišťují posuv čelistí 4. V desce 2 jsou vyříznuté otvory pro vodící sloupky rámu 1. Ze spodu desky 2 je uchycena matice 11, která je ovládána šroubem 13 zakotveným v rámu 1. Na vodících sloupcích rámu 1 jsou připevněny díly 3, které prodlužují a zpevňují vedení čelistí 4. Vymezení vůle ve vedení desky 2 se děje pomocí klínu 8 ovládaným šroubem 9. Zesponu rámu 1 jsou přišroubovány dvě vložky 32 sloužící k přesnému ustavení svěráku na stůl. Na čelistech 4 jsou připevněny vlastní upínací prizmatické čelisti 5,6,7. Jsou to tři výměnné páry prizmatických čelistí, které zajišťují upínání obrobku od průměru 10 mm až do průměru 120 mm. S výměnou prizmatických čelistí se musí také posunout čelisti 4 do jiné drážky. To je umožněno posuvem desky 2 až na kraj, kdy drážky vyjedou ze záběru čelistí 4. Čelisti 4 se pak nastaví do příslušné drážky a deska 2 se opět přitáhne do základní polohy.

Výhodou svěráku je, že přesnost upínání je dána přesností výroby šikmých drážek, které lze velice přesně vyrobit. Pro zvýšení životnosti svěráku jsou funkční části kryty krytem 15 a 17 a vedení čelistí 4 je opatřeno stěrači 18.

Svěrák je konstruován tak, že rozměry vyhovují upnutí na stůl navržený v předešlém /číslo výkresů O-KOM-OS-083/1-5, O-KOM-OS-083/1-6/.

11. Závěr

V předložené práci jsem se snažil ve stručnosti ukázat současný stav výroby hlubokých děr a strojů, na kterých se hluboké díry obrábějí. Přehled jistě nebude úplný, neboť sehnat veškeré údaje o možnostech výroby hlubokých děr a zvláště pak o strojích, na kterých se hluboké díry obrábějí je těžké. Proto jsem v podstatě uvedl jen výčet těchto způsobů obrábění a druhů strojů, které se mi podařilo zjistit.

Ve druhé části práce jsem se zabýval návrhem a stručným výpočtem ručního automatického stolu k hlubokovrtacímu stroji. Zde bych podotknout, že tyto výpočty jsou pouze základní a vybrané z množství těch, které by se pro dokonalé konstruování stolu měly udělat. Domnívám se, že výčet všech výpočtů v této práci není podstatný a proto jsou uvedeny jen opravdu ty nejzákladnější.

Ve třetí části je proveden návrh upínacího zařízení válcových obrobků. Opět jsou uvedeny jen nejzákladnější výpočty.

Při řešení práce jsem přicházel na nové možnosti řešení konkrétního problému. Proto si myslím, že můj návrh nemusí být zcela definitivní, ale je to jen jedna z možností, jak daný úkol řešit.

Závěrem bych chtěl velice poděkovat vedoucímu diplomové práce ing. Musilovi, který mi velice pomohl při obstarávání literatury, týkající se problematiky hlubokých otvorů.

12. Seznam použité literatury

- [1] Bartoš J. a kol. : Strojnické tabulky, SNTL 1976
Praha
- [2] Berník P. - Píř J. : Obráběcí stroje. Konstrukce a
výpočty. SNTL , Praha 1970
- [3] Berník P. - Píř J. : Obráběcí stroje. Konstrukce a
výpočty. SNTL, Praha 1982
- [4] Boháček F. a kol. : Části a mechanismy strojů III
skriptum VUT Brno 1982
- [5] Černocho S. : Strojně technická příručka
SNTL Praha 1977
- [6] Follprecht J. - Zahradník J. : Řízení obráběcích stro-
jů, SNTL Praha 1982
- [7] Fröhlich J. : Technika uložení s valivými ložisky
SNTL/ALFA Praha 1980
- [8] Fröhlich J. a kol. : Valivá ložiska, SNTL Praha 1980
- [9] Greuner B. : Beitrag zur Frage de Kräfte am Schneide
und Führungsleisten an einschneidigen
kartmetallbes - tüchten Tiefbohrwerkzeugen
- [10] Chvála B. : Mechanizace a automatizace obráběcích
strojů, SNTL/ALFA Praha 1970
- [11] Novotný J. : Tuhost valivých uložení částí s rotač-
ním a přímočarým pohybem, VÚOSO Praha
1971
- [12] Sova F. : Příspěvek k určení sil působících na nástroj
při vrtání hlubokých otvorů. Kandidátská
dizertační práce, Plzeň 1973
- [13] Svěrák A. : Stavebnickové obráběcí stroje, SNTL Praha
1961
- [14] Vlach B. : Technologie obrábění na číslicově řízených
strojích , SNTL/ALFA Praha 1982
- [15] Vrzal B. a kol. : Strojnické tabulky sv. I a II ,
SNTL Praha 1972
- [16] Katalog MEZ Náchod, ZSE Praha - Krokové motory
- [17] Katalog fy INA - valivá hnízda

- [18] Katalog TOS Kuřim - Recirkulační kuličkové šrouby
- [19] Prospektový materiál fy HELLER BREMEN
- [20] Prospektový materiál fy NAGEL
- [21] Prospektový materiál fy SKF
- [22] Prospektový materiál fy TBT
- [23] Prospektový materiál Tesly Kolín

13. Seznam výkresů

0 - KOM - OS - 083/1	Celková sestava vrtacího stroje
0 - KOM - OS - 083/1-5	Sestava ručního stolu
0 - KOM - OS - 083/1-6	Sestava automatického stolu
0 - KOM - OS - 083/2	Sestava svěráku

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Název - popis	Dotazovár	Mat. konečný	Mat. výchozí	Číslo č.p.	C. množství	Hr. množství	Číslo výkresu	Pos.
1	SKŘÍŇ	SVAŘENEC	11 523.2	11 523	002				1
1	RÁM STOLU	SVAŘENEC	11 523.2	11 523	002				2
1	DRŽÁK	SVAŘENEC	11 523.2	11 523	002				3
1	DRŽÁK	SVAŘENEC	11 523.2	11 523	002				4
1	DRŽÁK	SVAŘENEC	11 523.2	11 523	002				5
1	KRYT	SVAŘENEC	11 523.2	11 523	002				6
1	NÁHON	SVAŘENEC	11 523.2	11 523	002				7
2	VÝSTUHA TYČ 50x16-820	ČSN 425522.11	11 500		001				8
2	VÝSTUHA TYČ 50x12-310	ČSN 425522.11	11 500		001				9
1	STŮL PLECH 70	ČSN 425310.21	11 500		001				10
1	PODLOŽKA PLECH 20	ČSN 425310.21	11 343		007				11
1	PŘÍRUBA PLECH 12	ČSN 425310.21	11 343		007				12
1	VÍKO PLECH 12	ČSN 425310.21	11 343		007				13
1	DRŽÁK PLECH 8	ČSN 425310.21	11 343		007				14
1	KRYT PLECH 3	ČSN 425301.21	10 000		001				15
1	KRYT PLECH 3	ČSN 425301.21	10 000		001				16
2	DORAZ PÁS 7x20-80	ČSN 425340.21	11 343		007				17
2	DORAZ PÁS 5x20-90	ČSN 425340.21	11 343		007				18
4	STĚRAČ PÁS 4x20-35	ČSN 425340.21	11 110		003				19
8	STĚRAČ PÁS 4x20-12	ČSN 425340.21	11 110		003				20

17.5.1985

VŠST
LIBEREC

Název
AUTOMAT. STŮL

0-KOM-OS-083/1-6

Číslo listů 9

List 3

Počet kusů	Název - rozměr	Polotovary	Mat. hodnota	Mat. hodnota			
1	2	3	4	5	6	7	8
2	STĚRAC PÁS 4x25-10	ČSN 425340.21	11 110		003		21
2	STĚRAC PÁS 4x45-10	ČSN 425340.21	11 110		003		22
4	STĚRAC PÁS 4x20-35	ČSN 425340.21	11 110		003		23
1	STĚRAC PÁS 3x28-900	ČSN428306	423212				24
1	PRUŽINA PLECH 0,5	ČSN 425301.21	14 260.7	14 260	001		25
2	KLEC PÁS 1,5x20-400	ČSN428306	423212				26
1	BRZDA TYČ 4HR 70-160	ČSN 425520.00	11 343		007		27
2	DRŽÁK TYČ 4HR 60-85	ČSN 425520.00	11 343		007		28
1	KLIJ TYČ 4HR 24-1030	ČSN 425510.11	11 600		001		29
4	VODÍČÍ LIŠTA TYČ 4HR 28-1030	ČSN 425519.11	16 420.4	16 420	042		30
2	VODÍČÍ LIŠTA TYČ 4HR 50-750	ČSN 425519.11	16 420.4	16 420	042		31
1	OZUB. KOLO TYČ Ø 130-20	ČSN 425510.11	11 700.1	11 700	001		32
2	OZUB. KOLO TYČ Ø 120-25	ČSN 425510.11	11 700.1	11 700	001		33
1	OZUB. KOLO TYČ Ø 120-35	ČSN 425510.11	11 700.1	11 700	001		34
1	OZUB. KOLO TYČ Ø 70-40	ČSN 425510.11	11 700.1	11 700	001		35
1	POUZDRO TYČ Ø 85-45	ČSN 425510.11	11 343		007		36
1	POUZDRO TYČ Ø 60-90	ČSN 425510.11	11 343		007		37
1	POUZDRO TYČ Ø 120-55	ČSN 425510.11	11 500		001		38
1	ROZPĚRKA TYČ Ø 45-25	ČSN 425510.11	11 343		007		39
1	ROZPĚRKA TYČ Ø 70-15	ČSN 425510.11	11 500		001		40

Měřítko 1:1
Norm. 102
Vše. předloha

17.5.1985

VŠST
LIBEREC

AUTOMAT. STŮL

0-KOM-OS-083/1-6

Číslo kusů	Název - rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výchozí	Průř. obj.	C.	Ht.	Číslo výkresu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	ROZPĚRKA TYČ ø 48-10	ČSN 425510.11	11 500		001				41
1	POUZDRO TYČ ø 40-60	ČSN 425510.11	11 500		001				42
4	HŘÍDEL TYČ ø 28-80	ČSN 426510.12	12 061.7	12 061	002				43
4	ROZPĚRKA TYČ ø 25-10	ČSN 426510.12	12 061.7	12 061	002				44
1	PODLOŽKA TYČ ø 25-5	ČSN 425510.11	11 500		001				45
4	HŘÍDEL TYČ ø 24-80	ČSN 426510.12	12 061.7	12 061	002				46
4	ROZPĚRKA TYČ ø 20-10	ČSN 426510.12	12 061.7	12 061	002				47
1	PODLOŽKA TYČ ø 20-5	ČSN 425510.11	11 500		001				48
1	SPOJKA TYČ ø 20-50	ČSN 425510.11	11 343		007				49
1	ŠROUB TYČ ø 22-40	ČSN 425510.11	11 500		001				50
1	ŠROUB TYČ ø 8-40	ČSN 425510.11	11 110		003				51
1	ŠROUB TYČ ø 36-400	ČSN 426510.12	14 260.4	14 260	001				52
1	ŠROUB TYČ ø 20-600	ČSN 426510.12	14 260.4	14 260	001				53
4	POUZDRO TYČ ø 60-25	ČSN 426510.12	14 220.4	14 220	021				54
4	POUZDRO TYČ ø 45-20	ČSN 426510.12	14 220.4	14 220	021				55
50	VÁLEČEK 10x10	ČSN023685							56
1	PODLOŽKA TRUBKA ø 102x5-5	ČSN 425716.31	11 550		001				57
2	MĚCH- PRYŽ		426.03						58
2	MĚCH- PRYŽ		426.03						59
1	MEMBRÁNA- PRYŽ		458.14						60

Měřička	Kreslil <i>Kalil</i>	Č. sním.
	Přezkoušel	
	Neruč. ref.	
	Výr. pracovní	Schwábil
		17.5.1985

VŠST
LIBEREC

Typ
Název
AUTOMAT. STŮL

0-KOM-OS-083/1-6

Počet kusů	Název	Průtok	Mat. výchozí	Průměr	C	H	Číslo výrobku	Pos.
4	STŘEŠNÍ PRYZ		426.03					67
6	STŘEŠNÍ PRYZ		426.03					68
4	STŘEŠNÍ PRYZ		426.03					69
2	STŘEŠNÍ PRYZ		426.03					70
2	STŘEŠNÍ PRYZ		426.03					71
								72
								73
								74
1	ROZKOVÝ ROZMĚR 2022120							75
1	ROZKOVÝ ROZMĚR 2022120							76
2	STŘEŠNÍ PRYZ							77
2	STŘEŠNÍ PRYZ							78
2	STŘEŠNÍ PRYZ							79
1	STŘEŠNÍ PRYZ							80
1	STŘEŠNÍ PRYZ							81
1	STŘEŠNÍ PRYZ							82
1	STŘEŠNÍ PRYZ							83
1	STŘEŠNÍ PRYZ							84
1	STŘEŠNÍ PRYZ							85
1	STŘEŠNÍ PRYZ							86
1	STŘEŠNÍ PRYZ							87
1	STŘEŠNÍ PRYZ							88
1	STŘEŠNÍ PRYZ							89
1	STŘEŠNÍ PRYZ							90
1	STŘEŠNÍ PRYZ							91
1	STŘEŠNÍ PRYZ							92
1	STŘEŠNÍ PRYZ							93
1	STŘEŠNÍ PRYZ							94
1	STŘEŠNÍ PRYZ							95
1	STŘEŠNÍ PRYZ							96
1	STŘEŠNÍ PRYZ							97
1	STŘEŠNÍ PRYZ							98
1	STŘEŠNÍ PRYZ							99
1	STŘEŠNÍ PRYZ							100

1	STŘEŠNÍ PRYZ							101
1	STŘEŠNÍ PRYZ							102
1	STŘEŠNÍ PRYZ							103
1	STŘEŠNÍ PRYZ							104
1	STŘEŠNÍ PRYZ							105
1	STŘEŠNÍ PRYZ							106
1	STŘEŠNÍ PRYZ							107
1	STŘEŠNÍ PRYZ							108
1	STŘEŠNÍ PRYZ							109
1	STŘEŠNÍ PRYZ							110
1	STŘEŠNÍ PRYZ							111
1	STŘEŠNÍ PRYZ							112
1	STŘEŠNÍ PRYZ							113
1	STŘEŠNÍ PRYZ							114
1	STŘEŠNÍ PRYZ							115
1	STŘEŠNÍ PRYZ							116
1	STŘEŠNÍ PRYZ							117
1	STŘEŠNÍ PRYZ							118
1	STŘEŠNÍ PRYZ							119
1	STŘEŠNÍ PRYZ							120

VSS
LIBEREC

AUTOMAT. STUJ

0-KOM-OS-083/1-6

Počet kusů: 9 List: 6

Číslo	Název - rozměr	Pol. číslo	Měrná jednotka	Podmínky	Číslo
4	ŠROUB M12x25	ČSN 021101.22			81
4	ŠROUB M10x25	ČSN 021101.22			82
4	ŠROUB M8x110	ČSN 021101.22			83
12	ŠROUB M8x20	ČSN 021101.22			84
15	ŠROUB M8x18	ČSN 021101.22			85
2	ŠROUB M6x55	ČSN 021101.22			86
4	ŠROUB M6x25	ČSN 021101.22			87
1	ŠROUB M6x15	ČSN 021101.22			88
4	ŠROUB M5x20	ČSN 021101.22			89
4	ŠROUB M4x28	ČSN 021101.22			90
6	ŠROUB M4x20	ČSN 021101.22			91
11	ŠROUB M4x10	ČSN 021101.22			92
2	ŠROUB M8x20	ČSN 021122.12			93
30	ŠROUB M6x35	ČSN 021143.52			94
26	ŠROUB M6x22	ČSN 021143.52			95
8	ŠROUB M6x18	ČSN 021143.52			96
16	ŠROUB M3x20	ČSN 021131.22			97
8	ŠROUB M3x10	ČSN 021131.22			98
4	ŠROUB M3x6	ČSN 021131.22			99
70	ŠROUB M3x8	ČSN 021151.02			100

17.5.1985

VŠST
LIBEREC

AUTOMAT. STŮL

0-KOM-OS-083/1-6

	Název - popis	Podíl	
16	MATICE M12	ČSN 021403.22	101
1	MATICE M10	ČSN 021403.22	102
1	KULIČKOVÁ MATICE K 32x6		103
2	KULIČKOVÁ MATICE K 16x4		104
1	MATICE KM10	ČSN023630	105
2	MATICE KM9	ČSN023630	106
2	MATICE KM7	ČSN023630	107
1	MATICE KM6	ČSN023630	108
1	MATICE KM4	ČSN023630	109
1	POJISTNÁ PODL. MB10	ČSN023640	110
2	POJISTNÁ PODL. MB9	ČSN023640	111
2	POJISTNÁ PODL. MB7	ČSN023640	112
1	POJISTNÁ PODL. MB6	ČSN023640	113
1	POJISTNÁ PODL. MB1	ČSN023640	114
1	ŠROUB M3x8	ČSN 021185.22	115
4	KOLÍK 8x45	ČSN 022153.22	116
2	KOLÍK 8x25	ČSN 022153.22	117
12	KOLÍK 8x20	ČSN 022153.22	118
8	KOLÍK 6x25	ČSN 022153.22	119
5	KOLÍK 10x20	ČSN 022155.11	120

17 5. 1985

VŠST
LIBEREC

AUTOMAT. STŮL

0-KOM-OS-083/1-6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Číslo kusů	Název - rozměr	Číslo tvar	Mat. č. (h)	Mat. č. (k)	Č. výrobce	Č. výrobce	Číslo výrobce	Číslo výrobce	Číslo
1	PERO 10e7x8x36	ČSN022562							121
1	PERO 5e7x5x25	ČSN022562							122
2	PERO 5e7x5x16	ČSN022562							123
1	PERO 4e7x4x12	ČSN022562							124
1	PERO 4e7x4x18	ČSN022562							125
1	PERO 4e7x4x12	ČSN022562							126
2	PERO 4e7x4x10	ČSN022562							127
3	PERO 5x7,5	ČSN 301385.11							128
1	KROUŽEK 100	ČSN022931							129
4	KROUŽEK 17	ČSN022930							130
4	KROUŽEK 15	ČSN022930							131
1	MATICE M6	ČSN 021401.22							132
1	KOLÍK 8x50	ČSN 022153.22							133

17.5.1985

VŠST
LIBEREC

AUTOMAT. STŮL

0-KOM-OS-083/1-6

Počet kusů	Název - rozměr	Polotovár	Mat. kupačný	Mat. výchozí	Výška páje	C	Uč	Číslo výřezu	Pos
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	RÁN	SVARĚNEC	11 523.2	11 523	002				1
1	DESKA PLECH 45	ČSN 425310.1T	12 050.7	12 050	002				2
2	VEDENÍ TYČ 4HR 75-100	ČSN 425519.1T	12 050.7	12 050	002				3
2	ČELISTI	SVARĚNEC	11 523.2	11 523	002				4
2	PRIZMA TYČ 4HR 45-160	ČSN 425519.1T	12 050.7	12 050	002				5
2	PRIZMA TYČ 4HR 60-160	ČSN 425519.1T	12 050.7	12 050	002				6
7	PRIZMA TYČ 4HR 80-160	ČSN 425519.1T	12 050.7	12 050	002				7
1	KLÍN TYČ 4HR 15-210	ČSN 425510.1T	11 600		001				8
1	ŠROUB TYČ 4 20-30	ČSN 425510.1T	11 600		001				9
2	PŘÍLOŽKA TYČ 4HR 45-300	ČSN 425519.1T	12 050.7	12 050	002				10
1	MATICE TYČ 4HR 45-45	ČSN 425520.00	11 500		001				11
2	POUZDRO TYČ 4HR 45-29	ČSN 425520.00	11 500		001				12
1	ŠROUB TYČ 4 20-250	ČSN 425520.00	11 500		001				13
1	PŘÍKRYHA PÁS 5x25-45	ČSN 425340.2T	11 343		007				14
1	KRYT PLECH 1,5	ČSN 425301.2T	10 000		001				15
2	STĚRAČ PLECH 1,5	ČSN 425301.2T	11 343		007				16
2	KRYT PLECH 1,5	ČSN 425301.2T	10 000		001				17
2	STĚRAČ - PRYZ		426.03						18
									19
									20

Město: *Liberec*
 Datum: 17. 5. 1985

VŠST
LIBEREC

Název: **SVĚRÁK**

0-KOM-OS-083/2
3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Číslo kvalif.	Název - rozměr	Podatovár	Mat. koncový	Mat. výchozí	Průh. odp.	C. výhled	Pr. výhled	C. výhled	Pr. výhled
8	ŠROUB M8x40	ČSN 021143.52							21
4	ŠROUB M8x20	ČSN 021143.52							22
8	ŠROUB M6x20	ČSN 021143.92							23
13	ŠROUB M6x12	ČSN 021143.52							24
4	ŠROUB M6x16	ČSN 021143.52							25
32	ŠROUB M3x8	ČSN 021185.22							26
1	MATICE M6	ČSN 021403.22							27
4	KOLÍK 8x56	ČSN 022153.21							28
2	KOLÍK 6x25	ČSN 022153.21							29
8	KOLÍK 6x20	ČSN 022153.21							30
2	KOLÍK 6x32	ČSN 022153.21							31
2	VLOŽKA 12	ČSN243595							32

Máčetel *hild* C. výh.

Průhled
Mater. od.
Výhled

17. 5. 1985

VŠST
LIBEREC

SVĚRÁK

0-KOM-OS-083/2

3