

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301
Studijní obor: 2302T013

Strojní inženýrství
Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Modernizace otočného stolu S100C

Autor: **Karel BROŽ**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Václava LAŠOVÁ, Ph.D.**

Akademický rok 2012/2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Brož	Jméno Karel		
STUDIJNÍ OBOR	2302T013 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Lašová, Ph.D.	Jméno Václava		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Modernizace otočného stolu S100C			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	109	TEXTOVÁ ČÁST	53	GRAFICKÁ ČÁST	56
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje konstrukční a výpočtoví návrh modernizace otočného stolu Škoda S100C.</p> <p>Rozbor a návrh vedení a posuvů. Kalkulace předběžných výrobních nákladů.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Otočné stoly, modernizace, posuvový mechanismus, vedení.</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Brož	Name Karel
FIELD OF STUDY	23-35-8 “Transport and handling machinery“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Lašová, Ph.D.	Name Václava
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Modernization of the rotary table S100C	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	109	TEXT PART	53	GRAPHICAL PART	56
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This thesis dissert on design of design and calculations innovation of rotary table Skoda S100C.</p> <p>Analysis and design of guideways and feed mechanisms. Calculation of preliminary production cost.</p>
KEY WORDS	Rotary table, innovations, feed mechanisms, guideways

Obsah

Obsah.....	1
1 Úvod.....	1
1.1 Historie podniku	1
1.2 Současnost podniku	1
1.2.1 Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje Škoda řady HCW a FCW	1
1.2.2 Otočné stoly Škoda řady TDV	1
1.2.3 Příslušenství pro horizontální frézovací a vyvrtávací stroje Škoda řady HCW a FCW	1
1.2.4 Univerzální hrotové soustruhy řady SR	2
1.2.5 Příslušenství univerzálních hrotových soustruhů.....	2
1.2.6 Modernizace starších typových řad obráběcích strojů	2
2 Otočný stůl	3
2.1 Popis základních mechanických skupin.	4
2.1.1 Lože	4
2.1.2 Saně	4
2.1.3 Upínací deska	5
2.1.4 Teleskopické krytí lože	5
2.1.5 Mechanismus podélného posuvu	5
2.1.6 Mechanismus otáčivého posuvu	5
2.1.7 Podélné odměřování.....	5
2.1.8 Kruhové odměřování.....	6
2.2 Popis stávajícího stroje	6
2.2.1 Lože	6
2.2.2 Saně	6
2.2.3 Upínací deska	6
2.2.4 Posuvový mechanismus	7
2.3 Srovnání stávajícího stroje a konkurence	8
2.4 Definování požadavků na nové řešení.....	9
3 Projektový návrh stroje	10
3.1 Osa V	10
3.1.1 Rozbor možných řešení vedení osy V	10
3.1.2 Rozbor možných řešení posuvového mechanismu osy V.....	11
3.2 Osa B	13
3.2.1 Rozbor možných řešení vedení osy B	13
3.2.2 Rozbor možných řešení posuvového mechanismu osy B.....	14
3.3 Morfologická matice možných řešení.	15
3.3.1 Varianta kluzného vedení.....	16
3.3.2 Varianta lineárního předeprnutého vedení	17
3.3.3 Varianta hydrostatického vedení.....	18
3.4 Vyhodnocení a výběr konstrukční varianty	20
4 Konstrukční a výpočtový návrh stroje	21
4.1 Rozměrový návrh stroje.....	21
4.2 Vypočet hydrostatického vedení	21
4.2.1 Vypočet hydrostatického vedení osy V	21
4.2.2 Vypočet hydrostatického vedení osy B	23
4.3 Vypočet pohybového mechanismu osy V	24
4.3.1 Definování a výpočet vstupních parametrů kuličkového šroubu	25

4.3.2	Definování zatěžovacích stavů při obrábění	27
4.3.3	Definování zatěžovacích stavů při rychloposuvu.....	27
4.3.4	Volba kuličkového šroubu	28
4.3.5	Vektory zatížení, otáček a doby běhu matic M1 a M2 pro vnější zatížení a rychlost posuvu	29
4.3.6	Životnost kuličkového šroubu a matic	31
4.3.7	Vzpěr kuličkového šroubu a kritické otáčky	32
4.3.8	Vyhodnocení výpočtu kuličkového šroubu.....	34
4.4	Výpočet pohybového mechanismu osy B	35
4.4.1	Definování zátěžných stavů při obrábění osy B.....	35
4.4.2	Definování zátěžných stavů při rychloposuvu osy B	36
4.4.3	Zatížení pastorků mechanismu osy B systém Master-Slave	38
4.4.4	Definování a výpočet vstupních parametrů osy B	40
4.5	Vypracování konstrukční dokumentace	42
4.5.1	Celková sestava otočného stolu S100CM	42
4.5.2	Saně úprava S100CM.....	43
4.5.3	Sestava pohonu osy B	45
5	Závěr.....	49
5.1	Cenová kalkulace výrobních nákladů otočného stolu S100CM.....	49
5.2	Srovnání výrobních nákladů otočného stolu S100CM a TDV100	49
5.2.1	Kalkulace otočného stolu TDV100	50
5.2.2	Srovnání výrobních kalkulací otočného stolu S100CM a TDV100.....	50
5.3	Vyhodnocení splnění zadání.....	51
5.4	Celkové shrnutí práce	52
6	Použitá literatura	53

1 Úvod

1.1 Historie podniku

První obráběcí stroje se v závodě škoda začaly vyrábět roku 1911. Jednalo se o speciální obráběcí stroje pro vlastní potřebu podniku. Teprve po první světové válce se obráběcí stroje začaly vyrábět pro tuzemské zákazníky a pro vývoz. S rostoucí produkcí obráběcích strojů se sortiment obráběcích strojů začal zužovat.

Za druhé světové války se téměř veškerá výrobní kapacita využívala na výrobu obrněné techniky pro armády wehrmachtu a SS.

Po skončení druhé světové války se obnovil výrobní program obráběcích strojů. Jednalo se zejména o klasické obráběcí stroje. Koncem roku 1953 byla vyrobena první velké horizontka a soustruh.

V době normalizace patřil závod Obráběcí stroje k neproduktivnějším závodům plzeňské Škodovky. Toto tvrzení dokazuje i zlatá medaile z výstavy EXPO 58 v Bruselu pro horizontální frézovací a vyvrtávací stroj WD 2000.

Po revoluci došlo k privatizaci a rozdělení závodu Škoda. Společnost Škoda obráběcí stroje se stala zcela samostatnou výrobní jednotkou.

1.2 Současnost podniku

V dnešní době má závod Škoda Machine tool výrobní program zaměřen na horizontální frézovací a vyvrtávací stroje, otočné stoly, příslušenství pro horizontální frézovací a vyvrtávací stroje, Univerzální hrotové soustruhy, příslušenství univerzálních hrotových soustruhů, jednoúčelové stroje a generální opravy obráběcích strojů Škoda.

1.2.1 Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje Škoda řady HCW a FCW

Stroje řady Škoda HCW představují nejmodernější horizontální frézovací a vyvrtávací stroje dosavadní produkce Škoda. Svým pracovním rozsahem, instalovaným výkonem a přesností jsou určeny pro výkonné a přesné obrábění rozměrných obrobků frézováním, vrtáním a vyvrtáváním. Rovněž umožňují výstavbu specializovaných pracovišť pro opracovávání rotorů turbogenerátorů, těžkých tvarových hřídelů a jiných těžkých a tvarově složitých výrobků.

Stroje řady Škoda FCW jsou nejlehčí řadou horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojů vyráběnými firmou Škoda. Výsuv pinoly je zde nahrazován výsuvem smykadla, včetně celého pohonu.

1.2.2 Otočné stoly Škoda řady TDV

Otočné stoly ŠKODA TDV slouží pro rozšíření technologických možností horizontkových pracovišť. Ve spojení s horizontálními frézovacími a vyvrtávacími stroji ŠKODA vytvářejí moderní vysoce produktivní pracoviště pro opracování velmi složitých a komplikovaných obrobků skříňového a deskovitého tvaru

1.2.3 Příslušenství pro horizontální frézovací a vyvrtávací stroje Škoda řady HCW a FCW

Příslušenství pro horizontální frézovací a vyvrtávací stroje škoda řady HCW a FCW slouží pro rozšíření technologických možností pracovišť. Jedná se zejména o frézovací a vrtací hlavy. Tyto hlavy je možné upevňovat na pohyblivé palety, pomocí kterých se umisťují do zásobníku. Dnes již samozřejmostí je automatická výměna nástrojů a dopravníky třísek.

1.2.4 Univerzální hrotové soustruhy řady SR

Řada těžkých horizontálních hrotových soustruhů ŠKODA SR představuje stroje moderní koncepce pro efektivní a přesné opracování rotačních obrobků vybavené NC řízením. Konstrukční řešení umožňuje vysokou variabilitu při sestavování optimální konfigurace.

1.2.5 Příslušenství univerzálních hrotových soustruhů

K univerzálním hrotovým soustruhům je dodáván široký sortiment příslušenství a přídatných zařízení (frézovací, brousící a vyvrtávací) pro speciální operace a komplexní opracování obrobku. Díky tomuto lze např. efektivně opracovávat zalomené hřídele i turbínové rotory. Dnes již samozřejmostí je automatická výměna nástrojů a dopravníky třísek.

1.2.6 Modernizace starších typových řad obráběcích strojů

Starší typové řady obráběcích strojů firmy Škoda se stále používají v průmyslu. Tyto stroje postupem času zastarávají a tím je snížena jejich užitná hodnota. Rovněž nově nastupující mladí zaměstnanci při studiu již nezískávají znalosti o starších řídicích systémech.

Proto mnoho firem nechává svá obráběcí pracoviště modernizovat. To znamená nechat vybavit stávající stroj novým řídicím systémem, moderním odměřováním, posuvovými bezvůlovými mechanizmy s vyššími výkony a souvislým řízením všech posuvů, zvýšením řezného výkonu a tak dále.

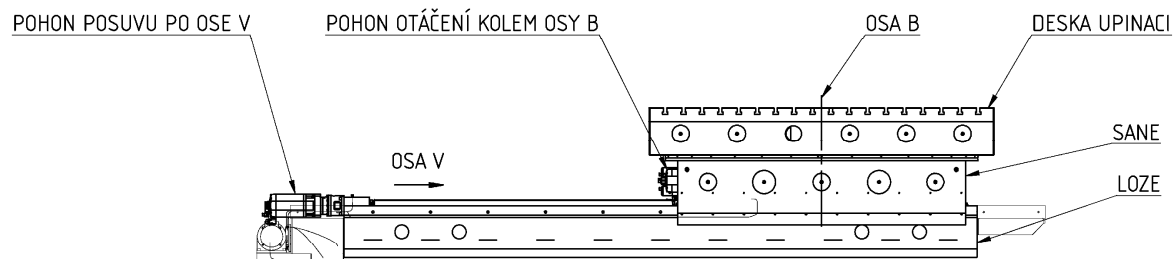
Tyto firmy nepotřebují větší tuhost, postačí jim stávající tuhostní vlastnosti doplněné moderním systémem řízení.

Typickým příkladem je modernizace vodorovné vyvrtávačky WD200, nově vybavené pohonem Master-Slave na podélném posuvu, celým novým vřeteníkem HCW2-200 včetně posuvů a novým řídicím systémem Sinumerik 840D.

2 Otočný stůl

Otočný stůl je konstruován pro použití ve spojení se souvisle řízenými vyvrtávačkami. S výrobními stroji vytváří moderní a produktivní pracoviště pro opracování skříňových a deskovitých obrobků. Ve zvláštním provedení může být dodáván se samostatným ovládním. Otočný stůl je souvisle řízen ve dvou souřadnicích:

- osa „V“ - podélný pojezd saní a upínací desky po loži stolu
- osa „B“ - otáčení upínací desky



Obr. 2

Díky těmto dvěma řízeným osám viz obr. 2 se s výhodou používá pro opracování velmi složitých a komplikovaných obrobků s rovnými, kruhovými i zakřivenými plochami. Dále umožňuje opracovávat různá skosení, vrtat, vyvrtávat, frézovat závity velkých průměrů. Upínací desku spolu s upnutým obrobkem lze velmi přesně natočit do obecné úhlové polohy a po zpevnění desky je možné v této poloze provést opracování.

Otočný stůl je proveden jako stabilní, ukotvený k základu pomocí výškově stavitelných fixátorů.

Jeho základní mech. skupiny:

- lože
- saně
- upínací deska
- krytí lože
- kruhová upínací jednotka
- mechanismus podélného pohybu
- mechanismus otáčivého pohybu
- podélné odměřování
- kruhové odměřování

2.1 Popis základních mechanických skupin.

2.1.1 Lože

Lože je navrženo jako tuhý, žebry silně vyztužený odlitek nebo svařenec. Na jeho horní ploše jsou vytvořeny 3 sady vodících ploch:

- vodorovné vodící plochy
- svislé vodící plochy (boční vedení)
- spodní vodící plochy

Vodorovné vodící plochy slouží pro podélný pohyb saní po loži (osa „V“). Prostřednictvím vedení se na ně přenáší veškeré zatížení od obrobku, upínací desky a saní otočného stolu. Tyto plochy jsou broušené.

Svislé vodící plochy jsou obloženy kalenými lištami a slouží pro boční ustavení a vedení saní po loži. Zachycují všechny stranové složky rezných sil a vzniklé momenty.

Spodní vodící plochy tvoří vedení pro přítláčné lišty, které jsou předepnuty proti účinkům vodorovného vedení.

Prostor mezi vodorovnými vodícími drahami je využit k umístění kuličkového šroubu. Kuličkový šroub je uložen ve dvou ložiskových tělesech, která jsou namontovány na jeho horní ploše. Převodová skříň a AC motor je umístěn na zadním čele lože.

Na spodní ploše lože jsou vytvořeny řady kotevních otvorů. Pomocí těchto otvorů a fixátorů se lože spolehlivě ukotví na připravený betonový základ.

2.1.2 Saně

Saně jsou skříňovitý odlitek většinou ze šedé litiny, který zprostředkovává pohyb upínací desky jak v podélném tak i v otáčivém směru. Na spodní části saní je vytvořena soustava vodorovných vodících drah. Tyto dráhy přenášejí zatížení na lože a zajišťují vodorovné vedení saní po loži. Soustava dvou svislých vedení zajišťuje přesné boční ustavení saní na loži a dokonalé vymezení bočních vůlí v podélném vedení. Na obou krajních jsou vytvořeny systémy spodního vedení. Vedení většinou tvoří lišty, které jsou namontovány na spodní ploše saní a dosedají na plochu lože. Část lišty dosedající na lože je obložena kluznou hmotou. Tyto lišty zabraňují odlehnutí saní od lože.

Na horní ploše saní je vytvořena soustava kruhových vodících drah. Tyto dráhy zajišťují přenos zatížení od upínací desky na saně.

Po obvodu horní plochy saní jsou dále umístěny upínací jednotky. Tyto jednotky zpevňují upínací desku stolu vůči saním v obecné úhlové poloze.

Na největším průměru kruhové vodící dráhy je namontován kroužek s těsnící manžetou. Tato manžeta zabraňuje proniknutí mechanických nečistot z vnějšku do olejového prostoru kruhových vodících drah.

Střed saní tvoří mohutný čep, který slouží k radiálnímu uložení upínací desky na saně stolu. Radiální uložení zajišťuje dvouřadé válečkové ložisko typu NNU.

Na spodní ploše mezi podélnými drahami je namontována lišta s držákem snímací hlavy podélného odměřování. Z čela je vytvořena příruba pro uchycení kuličkové matice a také prostor pro namontování koncového spínače blokování posuvu stolu.

Vnitřní prostor saní je využit pro namontování celého mechanismu otáčení. Výstupním členem mechanismu otáčení je dvojice pastorků, které bezvůlově zabírají do ozubeného věnce upínací desky.

Na boku saní je namontován přívodní řetěz energie.

Na obou čelech saní (v místech vodorovných, svislých a spodních vodících drah) jsou namontovány stěrky. Tyto stěrky zajišťují dokonalé setření nečistot z vedení.

2.1.3 Upínací deska

Upínací deska je odlitek ze šedé litiny, hustě žebrovaný pro dosažení co největší tuhosti a pevnosti. Spodní část upínací desky tvoří soustava vodících drah tvaru mezikruží.

Pod středovým víkem se nachází radiální uložení upínací desky a snímač kruhového odměřování se spojkou. Středové víko je vodotěsné.

Kroutící moment na desku přenáší ozubený věnec, který je s ní pevně spojen. Dále na spodní ploše desky je vytvořena drážka pro čepy upínacích jednotek.

Na horní ploše desky jsou vyfrézovány „T“ drážky, které slouží pro upnutí obrobku. Po celém obvodu desky upínací jsou namontovány sběrné žlaby chladící kapaliny spolu se svody. Těmito svody je kapalina odváděna do sběrného prostoru nad celou horní plochou saní a částí teleskopického krytí lože.

V horní ploše desky je vytvořen otvor, kterým je možné provést montáž kruhových upínacích jednotek. Tento otvor je vodotěsně zakryt víkem.

2.1.4 Teleskopické krytí lože

Toto krytí je provedeno jako vodotěsné a teleskopické. Chrání celý prostor nad podélnými vodícími drahami lože.

2.1.5 Mechanismus podélného posuvu

Pro posuv saní po loži je použita kinematická dvojice kuličkový šroub a předepnutá kuličková matice. Tato dvojice je použita jako bezvůlový soubor na konci kinematického řetězce.

Vlastní pohon zajišťuje střídavý brzdový motor v polohové vazbě. Z něho prostřednictvím předřazené převodové skříně je kroutící moment přiváděn přímo na kuličkový šroub.

2.1.6 Mechanismus otáčivého posuvu

Pro otáčení upínací desky je jako výstupní člen použit ozubený věnec a dvojice dvou proti sobě předepnutých pastorků. Věnec je namontován na upínací desce, pastorky jsou uloženy v odlitku saní.

Pastorky jsou poháněny střídavými motory s předřazenou převodovou skříní z nichž je kroutící moment přímo na pastorky.

2.1.7 Podélné odměřování

Pro podélné odměřování je použit systém LC 183 (výrobce HEIDENHAIN). Jedná se o přímý odměřovací systém. Lišta s měřícím páskem je namontována v prostoru mezi podélnými vodícími dráhami lože. Snímací hlava je prostřednictvím speciální lišty a konzoly uchycena k dolní části zadního čela saní. Montáž se provádí podle pokynů výrobce odměřovacího zařízení.

2.1.8 Kruhové odměřování

Pro odměřování kruhového pohybu je použit snímač ROD 780 C (výrobce HEIDENHAIN), který je pevně spojen se středovým čepem. Hřídel rotoru snímače je pomocí spojky K15 spojen přes víko s upínací deskou. Veškerá spojení jsou bezvůlová.

2.2 Popis stávajícího stroje

Stůl S 100C byl vyráběn od roku roku.1980.

Stůl se skládá ze čtyř hlavních skupin:

- Lože
- Saně
- Upínací deska
- Posuvový mechanismus

2.2.1 Lože

Lože je odlitek ze šedé litiny, který má na krajích čtyři vodorovné dráhy podélného posuvu. Z vnitřní strany vodorovných vodících drah jsou umístěny dráhy svislé které sloužily pro boční ustavení a zachycení všech bočních řezných sil. Zhruba ve středu lože je obrobena plocha pro montáž narážek a odměřování posuvu. Nalevo od ploch pro montáž narážek a odměřování posuvu se nachází opracovaný nálietek pro montáž ozubeného hřebenu podélného posuvu. Z vnější strany vodorovných drah je plocha pro spodní vedení.

Po stranách vodorovných drah podélného posuvu jsou umístěny žlaby pro zachytávání mazacího média. Tyto žlaby jsou propojeny pomocí hadic a trubek se sběrnou nádobou odkud je mazací médium přečerpáváno do mazacího agregátu.

Na obou čelech lože jsou namontovány konzoly pro krytí.

2.2.2 Saně

Saně je skříňovitý odlitek ze šedé litiny. Na spodní straně odlitku je podélné vedení, obložené kluznou hmotou. Boční vedení je provedeno ve dvou vnitřních plochých vedeních. Vůle je vymezena klíny s odpruženými kluzáky. Boční vedení a klíny jsou obloženy také kluznou hmotou. Podélné vedení je pro snížení pasivních odporů mazáno olejem. Mazání probíhá jen při spuštění podélného pojezdu. Kruhová dráha je provedena na vrchní straně odlitku tvaru mezikružní. Kruhová dráha je také obložena kluznou hmotou, ve které je vytvořeno 12 komor, do nichž je přiváděn tlakový olej. Na vrchní straně saní je uprostřed čep pro radiální uložení upínací desky.

Vedle mazacích agregátů jsou v saních odpadová potrubí, do kterých vtéká olej z kruhové dráhy a vrací se zpět do nádrže. Některé prostory saní jsou využity jako nádrže oleje.

Mimo mazání jsou v saních umístěny i hydraulické prvky. Na boku saní je skříňka pro přívod el. proudu do saní. V zadní části saní je část větve pohonu otáčení, na níž navazuje skříň převodu posuvu a posuvová skříň, které jsou přišroubovány na zadní stěně saní. Dále jsou tam umístěny kryty přecházení plošiny.

2.2.3 Upínací deska

Hustě žebrovaný odlitek, který slouží k upínání obrobků. Horní plocha upínací desky je čistě opracována a jsou zde upínací T drážky. Krajní drážka je vyrobena v toleranci H8, ostatní jsou provedeny v toleranci H12. Střed stolu je kryt víkem ϕ 450 H8. Upínací deska je

radiálně uložena na přesném válečkovém ložisku řady NN a axiálně v kuličkových ložiskách proti sobě předepnutých na středním čepu. Vedle toho je deska axiálně podepřena na kruhovém vedení. Na obvodě upínací desky jsou namontovány žlábký pro odvod chladicí kapaliny. Pod žlábký jsou umístěny nádržky a odtud je chladicí kapalina vedena saněmi do nádrže v základu. Kromě středního víka jsou na upínací desce ještě dva otvory kryté víčky, jeden slouží k montáži a demontáži upínacích jednotek kruhových, druhý slouží ke kontrole záběru pastorku s ozubeným věncem.

2.2.4 Posuvový mechanismus

Posuvová skříň je poháněna AC motorem se širokou regulací v polohové vazbě. Posuvová skříň je společná pro oba pohyby. Ve skříni je převod rozdělen přesuvnými koly a el. magnetickými spojkami na dvě větve, z nichž jedna slouží pro pohon převodové skříně (pro podélný posuv), druhá větev pohání skříň otáčení (pro otáčivý pohyb). Řazení jednotlivých pohybů je vzájemně blokováno tak, že nemohou být zařazeny oba pohyby společně. Řazení je ovládáno hydraulicky. Oba pohyby jsou brzděny lamelovou brzdou s el. magnetickým ovládním. Proti přetížení je chráněn posuvový mechanismus kuličkovou spojkou, která při přeskočení kuliček vypíná pohonný motor.

Pro podélný posuv následuje za posuvovou skříni převodová skříň posuvu. Je to redukční převodová skříň s výstupním pastorkem, který zabírá do hřebene, upevněného na loži. Skříň je do záběru ustanovena s minimální vůlí ustavovacími šrouby a pak zajištěna kolíky.

Pro otáčení je krouticí moment veden z posuvové jednotky tažnou tyčí do skříně otáčení, umístěné s boku saní. Tato skříň převádí dvěma páry ozubených kol krouticí moment do saní přes kuželové soukolí na pastorek, který zabírá s ozubeným věncem na upínací desce.

2.3 Srovnání stávajícího stroje a konkurence

Pro srovnání užitečných vlastností použijeme srovnávací tabulku tab. 2.3 . V tabulce jsou uvedeny základní charakteristiky pro otočné stoly. Otočný stůl S100C budeme srovnávat se stoly TDV 100 od výrobce Škoda MACHINE TOOL a DRTS 3100 od výrobce DEMMELER.

Technické parametry otočných stolů v základním provedení				
Popis	Jednotky	S1000C	TDV 100	TH100
Maximální centrické zatížení stolu	kg	100 000	100 000	100 000
Způsob vedení - osa „V“		Tlakové mazání	hydrostatické	hydrostatické
Typ posuvového mechanismu - osa „V“		Pastorek+hřeben	K.Š.	K.Š.
Posuvová síla -osa „V“	N		80 000	42 912
Rychlost podél. posuvu -osa „V“	mm/min	0,63-5000	0-10 000	0-10 000
Rychloposuv -osa „V“	mm/min	5000	10 000 (max. 2m)	10 000
Otáčení - osa „B“	stupeň	360	360	360
Způsob vedení - osa „B“		Tlakové mazání	hydrostatické	hydrostatické
Typ posuvového mechanismu - osa „B“		Oz. Věvec + pastorek	Oz. Věvec + 2 x pastorek MS	Oz. Věvec + 2 x pastorek MS
Maximální moment vztažený na věvec	N/m		105 000	150 000
Otáčky upínací desky	ot/min		0-2	0-1,5

Tab.2.3

Z tabulky 2.3 je patrné, že stávající konstrukční řešení již zcela nevyhovuje současným požadavkům. S tohoto důvodu je nutné zadefinovat nové parametry, které má modernizovaný otočný stůl S100C splňovat.

2.4 Definování požadavků na nové řešení

Vzhledm k nedostatečnosti původní konstrukce stolu S100C bude modernizace stolu pojata jako komplexní konstrukční návrh stolu s použitím stávajících odlitků. Stůl bude vycházet z řady stolů TDV300 TDV160 TDV100 TDV 70. Konstrukční požadavky nového návrhu jsou zobrazeny v tabulce tab. 2.4

Tabulka požadavků na nové řešení		
Popis	Jednotky	S100CM
Maximální centrické zatížení stolu	kg	100 000
Typ posuvového mechanismu - osa „V“		K.Š.
Posuvová síla -osa „V“	N	Max 50 000N STOP stav 70 000N
Maximální rychlost podélného posuvu -osa „V“	mm/min	Min. 10 000 ($a=0,3 \text{ m/s}^2$)
Otáčení – osa „B“	stupeň	360
Typ posuvového mechanismu - osa „B“		Oz. věnec + 2 x pastorek MS
Maximální moment vztažený na věnec	N/m	Min. 100 000
Otáčky upínací desky	ot/min	Min 1,5

Tab. 2.4

3 Projektový návrh stroje

3.1 Osa V

Osu V lze rozdělit na dvě základní skupiny.

- Skupiny vedení osy V
- Skupiny pohonu osy V

3.1.1 Rozbor možných řešení vedení osy V

Skupina vedení osy V má tři charakteristické konstrukční uzly.

- a) Vodorovné vedení
- b) Boční vedení
- c) Spodní vedení

a) Vodorovné vedení. Rozlišujeme čtyři základní možnosti zajištění vedení přímočarého pohybu. Přehledně jsou zobrazeny v tabulce 3.1.1.a.

Vodorovné vedení osy V	
Typ	Vlastnosti
Kluzné	$f=0,01-0,05/ v_{\max}=0,2 \text{ m/s}$
Valivé tanky	$f=0,0025-0,0045/ v_{\max}=2 \text{ m/s}$
Lineární předepnuté vedení	$f=0,001-0,0025/ v_{\max}=5 \text{ m/s} /L_{\max}=6000 \text{ mm}$
Hydrostatické vedení	$f=0,0005-0,001/ v_{\max}=3 \text{ m/s}$

Tab. 3.1.1.a

Vlastnosti kluzného vedení jsou nejvíce limitovány maximální rychlostí. Prostým přepočtem získáme maximální hodnotu rychlosti osy V na 12m/min. rovněž hraje v neprospěch značné tření oproti ostatním variantám.

Použití valivých tanků obnáší použití přesných kalených lišt jako pojezdových drah, které musí být upevněny na lože a zajištění jejich geometrické přesnosti následným obráběním. Rovněž seřízení valivých tanků je velmi složitou montážní operací. Tato technologická náročnost značně zvyšuje náklady, zejména u dlouhých pojezdů. V případě nedodržení požadovaných tolerancí dochází ke značné ztrátě únosnosti valivých tanků.

Lineární předepnuté vedení má výhodu, že zachytává síly ve všech směrech. Z tohoto důvodu není nutné používat boční a spodní vedení. Jedná se o finančně značně nákladnou metodu, zvláště u provedení s dlouhým pojezdem v ose V.

U hydrostatického vedení je nutné počítat ze zpětným odvodem hydraulického oleje, nutností filtrace a dostatečně dimenzované nádrže kde olej bude chladnout. Hydraulické vedení má neomezenou délku pojezdu a oproti valivému a lineárně předepnutému vedení nerostou náklady pro dlouhé pojezdy tak razantně.

b) Boční vedení. Rozlišujeme tři základní možnosti bočního vedení. Přehledně je zobrazuje tabulka 3.1.1.b.

Boční vedení osy V	
Typ	Vlastnosti
Kluzné	$f=0,01-0,05/ v_{\max}=0,2$ m/s
Valivé tanky	$f=0,0025-0,0045/ v_{\max}=2$ m/s
Hydrostatické vedení	$f=0,0005-0,001/ v_{\max}=3$ m/s

Tab. 3.1.1.b
Tabulka bočního vedení osy V.

Kluzné boční vedení stejně jako v případě vodorovného vedení je značně limitováno maximální posunovou rychlostí. Neprospěch této varianty mluví rovněž vysoké třecí ztáty.

Valivé tanky se používají na bočné vedení ve spojení s klínovým systémem, který se nakupuje společně s valivými tanky. Vymezení boční vůle a nastavení předpětí je velmi jednoduché. Opět je zde značná technologická náročnost jako v předchozím případě.

Hydrostatické boční vedení je velmi náročné na přesné vymezení bočních vůlí, oproti tomu je výrobně velmi jednoduché.

c) Spodní vedení. Rozlišujeme tři základní možnosti spodního vedení. Přehledně je zobrazuje tabulka 3.1.1.c

Spodní vedení osy V	
Typ	Vlastnosti
Kluzné	$f=0,01-0,05/ v_{\max}=0,2$ m/s
Valivé tanky	$f=0,0025-0,0045/ v_{\max}=2$ m/s
Hydrostatické vedení	$f=0,0005-0,001/ v_{\max}=3$ m/s

Tab. 3.1.1.c

Kluzné vedení se jako spodní vedení používá poměrně často z důvodu konstrukční i technologické jednoduchosti. Limitujícím faktorem je zde rovněž maximální rychlost, i když v menší míře než u vedení bočního či vodorovného.

Valivé tanky se jako spodní vedení používají u stolů, které jsou namáhány značným klopným momentem. V takto opodstatněných případech se využívá malých rozměrů tohoto vedení.

Hydrostatické vedení se na spodní vedení u stolů téměř nepoužívá z důvodu zbytečné konstrukční, výrobní a montážní složitosti.

3.1.2 Rozbor možných řešení posuvového mechanismu osy V

Pohon osy v je možno řešit třemi základními konstrukčními metodami. Jednotlivé metody jsou uvedeny v tabulce 3.1.2.

Tabulka Typu posuvového mechanismu	
Typ	Vlastnosti
Kuličkový šroub+předeprnutá matice	$L_{\max}=5000$ mm
Hřeben + mechanicky předeprnutá dvojice pastorků	Neustálé předpětí
Hřeben + elektricky předeprnutá dvojice pastorků (Master- Slave)	Možnost brzdění

Tab. 3.1.2.

Kuličkový šroub s předeprnutou maticí je nejčastěji používaný posuvový systém lineárního vedení. Jeho hlavními výhodami je jednoduchá konstrukce a montáž, využití jednoho elektromotoru a reduktoru, snadné údržba.

Značnou nevýhodou je pak limit maximální délky pojezdu vzhledem technologickým možnostem výrobce kuličkových šroubů.

Hřeben + mechanicky předeprnutá dvojice pastorků má značnou nevýhodu, že po celou dobu běhu posuvu je nastaveno mechanicky předpětí, a to i v případech kdy není vyžadováno, například rychloposuv nebo hrubovací operace.

Rovněž je převodová skříň značně výrobně náročná, což spolu s montážní náročností negativně ovlivňuje náklady.

Výhodou je použití pouze jednoho servomotoru a de facto neomezená délka pojezdu.

Pohon pomocí dvojice elektricky předeprnutých pastorků systému Master-Slave se s výhodou používá pro snadné nastavení předpětí, snadnou údržbou a neomezenou délkou pojezdu.

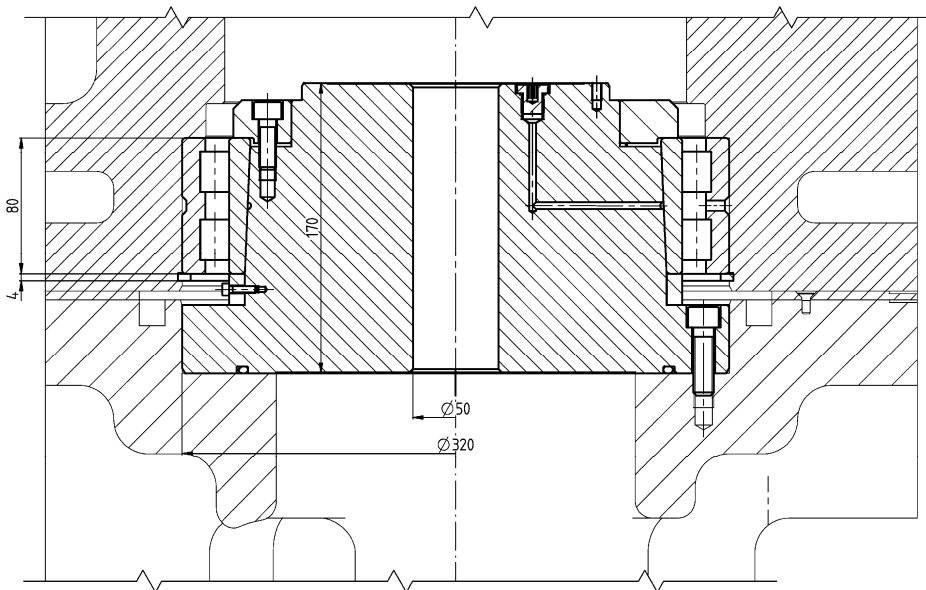
Nevýhodou systému Master-Slave jsou vyšší pořizovací náklady z důvodu použití dvou elektromotorů a dvou reduktérů.

3.2 Osa B

Osu B lze rozdělit na dvě základní skupiny.

- Skupiny kruhového vedení osy B
- Skupiny pohonu osy B

Středění neboli boční vedení osy B zajišťuje uložení středu upínací desky. V závodě Škoda MACHINE TOOL se pro stroje řady TDV používá uložení středu upínací desky za pomoci jednoho ložiska NNU které přenáší radiální síly z upínací desky na středový čep, který je uložen v saních. Uložení středu upínací desky je zobrazeno na obr. 3.2.



Obr. 3.2
Uložení středu upínací desky.

3.2.1 Rozbor možných řešení vedení osy B

Rozlišujeme tři základní možnosti zajištění vedení otáčivého pohybu. Přehledně jsou zobrazeny v tabulce 3.2.1.

Kruhové vedení osy B	
Typ	Vlastnosti
Kluzné	$f=0,01-0,05/ v_{\max}=0,2 \text{ m/s}$
Lineární předepnuté vedení	$f=0,001-0,0025/ v_{\max}=5 \text{ m/s}$
Hydrostatické vedení	$f=0,0005-0,001/ v_{\max}=3 \text{ m/s}$

Tab. 3.2.1.a

Vlastnosti kluzného vedení jsou nejvíce limitovány maximální rychlostí. Prostým přepočtem získáme maximální hodnotu rychlosti osy B na 12m/min. což je limitující při velkých průměrech kluzných kruhových drah, jelikož při konstantní úhlové rychlosti ω roste obvodová rychlost V lineárně s maximálním poloměrem kluzných kruhových drah R neboť $V = \omega \cdot R$. Rovněž hraje v neprospěch značné tření oproti ostatním variantám.

Použití valivých tanků obnáší použití přesných kalených lišt jako pojezdových drah, které musí být upevněny na lože a zajištění jejich geometrické přesnosti následným obráběním. Rovněž seřízení valivých tanků je velmi složitou montážní operací. Tato technologická náročnost značně zvyšuje náklady, zejména u dlouhých pojezdů. V případě nedodržení požadovaných tolerancí dochází ke značné ztrátě únosnosti valivých tanků.

Lineární předepnuté vedení má výhodu že zachytává síly ve všech směrech. Z tohoto důvodu není nutné používat boční a spodní vedení. Jedná se o finančně značně nákladnou metodu, zvláště u provedení s dlouhým pojezdem v ose V.

U hydrostatického vedení je nutné počítat se zpětným odvodem hydraulického oleje, nutností filtrace a dostatečně dimenzované nádrže kde olej bude chladnout. Hydraulické vedení má neomezenou délku pojezdu a oproti valivému a lineárně předepnutému vedení nerostou náklady pro dlouhé pojezdy tak razantně.

3.2.2 Rozbor možných řešení posuvového mechanismu osy B

Pro pohon osy B u strojů takové velikosti se používají dva základní systémy pohonu. Přehledně je ukazuje tab. 3.1.6

Tabulka Typu posuvového mechanismu osy B	
Typ	Vlastnosti
Ozubený věnec + mechanicky předepnutá dvojice pastorků	Neustálé předpětí
Ozubený věnec + elektricky předepnutá dvojice pastorků pastorky (Master- Slave)	Možnost brzdění

Tab. 3.2.2.a

Hřeben + mechanicky předepnutá dvojice pastorků má značnou nevýhodu, že po celou dobu běhu posuvu je nastaveno mechanicky předpětí a to i v případech, kdy není vyžadováno, například rychloposuv nebo hrubovací operace.

Rovněž je převodová skříň značně výrobně náročná, což spolu s montážní náročností negativně ovlivňuje náklady.

Výhodou je použití pouze jednoho servomotoru a de facto neomezená délka pojezdu.

Pohon pomocí dvojice elektricky předepnutých pastorků systému Master-Slave (dále bude uváděno jen "Master-Slave") se s výhodou používá pro snadné nastavení předpětí, snadnou údržbou a de facto neomezenou délkou pojezdu.

Nevýhodou systému Master-Slave jsou vyšší pořizovací náklady z důvodu použití dvou elektromotorů a dvou reduktérů.

3.3 Morfologická matice možných řešení.

Pro určení jednotlivých typů možných řešení jsem využil morfologickou matici, kterou jsem vyplnil dle výše uvedených variant možných řešení jednotlivých konstrukčních celků viz tabulka 3.3.a. Poté jsme v morfologické matici vyznačil cesty jednotlivých variant což je zobrazeno v tabulce 3.3.b. Jednotlivé varianty jsou níže popsány.

Mortofologická matice možných řešení				
Osa V	Možné řešení			
Vodorovné vedení osy V	Kluzné	Valivé tanky	Lineární předepnuté vedení	Hydrostatické vedení
Boční vedení osy V	Kluzné	Valivé tanky	Hydrostatické vedení	
Spodní vedení osy V	Kluzné	Valivé tanky	Hydrostatické vedení	
Typ posuvového mechanismu - osy V	Kuličkový šroub+předepnutá matice	Hřeben + mechanicky předepnuté pastorky	Hřeben + elektricky předepnuté pastorky (Master- Slave)	
Osa B	Možné řešení			
Kruhové vedení osy B	Kluzné	Lineární předepnuté vedení	Hydrostatické vedení	
Typ posuvového mechanismu - osy V	Ozubený věnec + mechanicky předepnutá dvojice pastorků	Ozubený věnec + elektricky předepnutá dvojice pastorků (Master- Slave)		

Tab. 3.3.a

Po té jsem v morfologické matici vyznačil cesty jednotlivých variant což je zobrazeno v tabulce 3.3.b různými barvami. Jednotlivé varianty jsou :

- Černou barvou- varianta kluzného vedení
- Fialovou barvou – varianta lineárního předepnutého vedení
- Červenou barvou- varianta hydrostatického vedení

Mortofologická matice možných řešení				
Osa V	Možné řešení			
Vodorovné vedení osy V	Kluzné	Valivé tanky	Lineární předepnuté vedení	Hydrostatické vedení
Boční vedení osy V	Kluzné	Valivé tanky	Hydrostatické vedení	
Spodní vedení osy V	Kluzné	Valivé tanky	Hydrostatické vedení	
Typ posuvového mechanismu - osy V	Kuličkový šroub+předepnutá matice	Hřeben + mechanicky předepnuté pastorky	Hřeben + elektricky předepnuté pastorky (Master- Slave)	
Osa B	Možné řešení			
Kruhové vedení osy B	Kluzné	Lineární předepnuté vedení	Hydrostatické vedení	
Typ posuvového mechanismu - osy B	Ozubený věnec + mechanicky předepnuté dvojce pastorků	Ozubený věnec + elektricky předepnutá dvojce pastorků (Master- Slave)		

Tab. 3.3.b

3.3.1 Varianta kluzného vedení

V této variantě uvažujeme použití kluzných vedení na všech osách.
Na ose V musíme zkontrolovat limitní rychlostní podmínku:

$$v_l \geq v_p$$

Kde:

v_l -limitní rychlost na ose V

v_p -požadovaná rychlost na ose V

$$v_l = 0,2m / s = 12000 \text{ mm} / \text{min}$$

$$v_p = 10000 \text{ mm} / \text{min}$$

$$v_l \geq v_p$$

$$12000 \geq 10000$$

Vzhledem k splnění limitní rychlostní podmínky můžeme na osu V kluzné vedení použít. Nevýhodou je, že budou značné třecí ztráty, neboť třecí koeficient dosahuje hodnot které nemůžeme zanedbat.

Na ose B musíme zkontrolovat limitní rychlostní podmínku:

$$v_{lt} \geq v_{pt}$$

Kde:

v_{lt} - je limitní tečná rychlost na ose B

v_{pt} - je maximální tečná rychlost na ose B

$$v_{lt} = 0,2 m / s = 12000 \text{ mm} / \text{min}$$

$$\omega = 1,5 \text{ ot} / \text{min}$$

$$r = 1347,5 \text{ mm}$$

$$v_{pt} = \omega * r = 1,5 * 1347,5 = 4042,5 \text{ mm} / \text{min}$$

$$v_{lt} \geq v_{pt}$$

$$12000 \geq 4042,5$$

Vzhledem k splnění limitní rychlostní podmínky můžeme na osu B kluzné vedení použít.

Nevýhodou je, že budou značné třecí ztráty, neboť třecí koeficient dosahuje hodnot, které nemůžeme zanedbat.

Systém posuvů osy V i osy B je prováděn mechanicky předepnutou dvojicí pastorků. Výroba posuvové skříně je výrobně i montážně náročná., rovněž výrobní úprava prodloužení lože vzhledem k nutnosti prodloužení plochy pro montáž posuvových ozubených hřebenů.

Výhodou je opětovné použití kluzného vedení na obou osách, čímž odpadnou konstrukční a technologická práce.

Celkově tato varianta je nevyhovující a to především kvůli značným ztrátám vlivem tření a ztrátám z neustálého předpětí posuvových mechanismů.

3.3.2 Varianta lineárního předepnutého vedení

V této variantě uvažujeme lineární předepnuté vedení na vodorovném i kruhovém vedení.

Na ose V musíme zkontrolovat limitní rychlostní podmínku:

$$v_l \geq v_p$$

Kde:

v_l -limitní rychlost na ose V

v_p -požadovaná rychlost na ose V

$$v_l = 5 m / s = 300000 \text{ mm} / \text{min}$$

$$v_p = 10000 \text{ mm} / \text{min}$$

$$v_l \geq v_p$$

$$300000 \geq 10000$$

Vzhledem ke splnění limitní rychlostní podmínky můžeme na podélnou osu V lineární předepnuté vedení použít.

Nevýhodou lineárního předepnutého vedení je značná nákladnost. Zvýšená nákladovost je dána nutností značné výrobní úpravy lože i saní a značnou montážní složitostí, jelikož u původního stroje se nepočítalo s takovýmto systémem vedení.

Vzhledem k poměru maximální a požadované rychlosti $I_v = v_l / v_p = 300000/10000 = 30:1$ jsou takto navýšené náklady neopodstatněné.

Na ose B musíme zkontrolovat limitní rychlostní podmínku:

$$v_{lt} \geq v_{pt}$$

Kde:

v_{lt} - je limitní tečná rychlost na ose B

v_{pt} - je maximální tečná rychlost na ose B

$$v_{lt} = 5 \text{ m / s} = 300000 \text{ mm / min}$$

$$\omega = 1,5 \text{ ot / min}$$

$$r = 1347,5 \text{ mm}$$

$$v_{pt} = \omega * r = 1,5 * 1347,5 = 4042,5 \text{ mm / min}$$

$$v_{lt} \geq v_{pt}$$

$$300000 \geq 4042,5$$

Vzhledem k splnění limitní rychlostní podmínky můžeme na osu B kruhové lineární vedení použít.

Nevýhodou kruhového lineárního vedení jsou velké náklady, dány nevhodností původního konstrukčního řešení k použití tohoto vedení osy B. Na upínací desce by se muselo obrobít několik otvorů pro montáž v upínací ploše. Na saních by se musela obrobít plocha pro montáž kolejnic kruhového lineárního vedení. Tím by se značně navýšily náklady na modernizaci stroje S100C.

Vzhledem k poměru maximální a požadované rychlosti $I_v = v_{lt} / v_{pt} = 300\ 000/4042,5 = 74,2:1$ jsou takto navýšené náklady neopodstatněné.

Systém posuvu osy B Master-Slave je opodstatněný a budou zapotřebí jen mírné konstrukční a výrobní úpravy saní.

Systém posuvu osy V Master-Slave se jeví v poměru k použití kuličkového šroubu jako zbytečně složitý. Při použití tohoto systému posuvu osy V bude zapotřebí upravit lože pro prodloužení plochy pro montáž posuvových ozubených hřebenů.

Tato varianta je nejdražší. Vzhledem k tomu že její technické možnosti velmi přesahují požadované vlastnosti na modernizovaný stůl S100C, jsou vysoké náklady neopodstatněné.

3.3.3 Varianta hydrostatického vedení

V této variantě uvažujeme hydrostatické vedení na všech osách kromě vedení spodního, kde využijeme vedení kluzné.

Na ose V musíme zkontrolovat limitní rychlostní podmínku

$$v_l \geq v_p$$

Kde:

v_l - limitní rychlost na ose V

v_p - požadovaná rychlost na ose V

$$\begin{aligned}v_{i1} &= 0,2m / s = 12000 \text{ mm} / \text{min} \\v_{i2} &= 3m / s = 150000 \text{ mm} / \text{min} \\v_{i2} &\geq v_{i1} \Rightarrow v_i = 12000 \text{ mm} / \text{min} \\v_p &= 10000 \text{ mm} / \text{min} \\v_l &\geq v_p \\12000 &\geq 10000\end{aligned}$$

Vzhledem k splnění limitní rychlostní podmínky můžeme na osu V hydrostatické vedení použít.

Nevýhodou hydrostatického vedení jsou dodatečné náklady na hydrostatické agregáty, nutnost zpětného odvodu hydrostatického oleje do nádrže o dostatečné kapacitě, která zajistí chlazení hydrostatického oleje.

Na ose B musíme zkontrolovat limitní rychlostní podmínku:

$$v_{li} \geq v_{pr}$$

Kde:

v_{li} - je limitní tečná rychlost na ose B

v_{pr} - je maximální tečná rychlost na ose B

$$\begin{aligned}v_{li} &= 3m / s = 300000 \text{ mm} / \text{min} \\ \omega &= 1,5 \text{ ot} / \text{min} \\ r &= 1347,5 \text{ mm} \\ v_{pr} &= \omega * r = 1,5 * 1347,5 = 4042,5 \text{ mm} / \text{min} \\ v_{li} &\geq v_{pr} \\ 300000 &\geq 4042,5\end{aligned}$$

Vzhledem k splnění limitní rychlostní podmínky můžeme na osu B kruhové hydrostatického vedení použít.

Nevýhodou hydrostatického vedení jsou dodatečné náklady na hydrostatické agregáty, nutnost zpětného odvodu hydrostatického oleje do nádrže o dostatečné kapacitě, která zajistí chlazení hydrostatického oleje.

Systém posuvu osy B Master-Slave je opodstatněný a budou zapotřebí jed mírné konstrukční a výrobní úpravy stávajících odlitků.

Systém posuvu osy V pomocí kuličkového šroubu se jeví jako nejvýhodnější z důvodu nízkého množství dodatečných výrobních úprav lože a saní.

Tato varianta je nevýhodná z důvodu nutnosti pořízení dostatečně výkonného agregátu hydrostatiky.

Výhody spočívají v prostém nahrazení kluzného vedení vedením hydrostatickým, bez nutnosti zásadních výrobních úprav odlitků. Kromě výkonnějšího hydrostatického agregátu nejsou s přívodem a odvodem hydrostatického oleje žádné náklady, neboť systém olejového hospodářství byl už u původního konstrukčního řešení s tlakově mazaným kluzným vedením. Nahrazení stávajícího posuvového mechanismu osy V (pastorek-hřeben) kuličkovým šroubem s předepnutou dvojicí matic nebude obnášet náročné výrobní operace.

Systém posuvu osy B Master-Slave je opodstatněný a budou zapotřebí jen mírné konstrukční a výrobní úpravy saní.

3.4 Vyhodnocení a výběr konstrukční varianty

K vyhodnocení jednotlivých variant použijeme váhovou tabulku Hodnocení konstrukčních variant. Hodnocená kritéria jsou předpokládaná náročnost výroby, předpokládaná konstrukční náročnost, vliv třecích sil. Ke každému kritériu je přiřazena váhová konstanta vyjadřující důležitost tohoto kritéria. Váhový rozsah je 0 až 4, kde 0 vyjadřuje absolutní nedůležitost a 4 maximální důležitost. Podle výše provedeného rozboru je přiřazena každému kritériu hodnota jenž zobrazuje, jakou náročnost předpokládáme. Hodnocení je od 0 do 4 kde 0 vyjadřuje žádnou náročnost a 4 maximální náročnost.

Výsledné hodnocení je průměr ze součtu součinů mezi váhou a předpokládanou náročností .

$$\text{hodnocení} = \frac{\sum \text{váha} * \text{hodnocení}}{\sum \text{váha}}$$

Hodnocení konstrukčních variant				
Kritérium	Váha (0-4)	Konstrukční varianta		
		Kluzné vedení (0-4)	Lineární předepnuté vedení (0-4)	Hydrostatické vedení (0-4)
Výrobní náročnost	4	3	4	2
Konstrukční náročnost	2	0	4	2
Vliv třecích sil	3	4	0	0
Hodnoceni		2,66	2,66	1,33

Tab. 3.4

Z tabulky 3.4 je patrné že nejvýhodnější varianta je s hydrostatickým vedením. V dalším textu se zabývám jen touto variantou. Ostatní varianty jsou dále nezpracované.

4 Konstrukční a výpočtový návrh stroje

4.1 Rozměrový návrh stroje

Stroj bude navržen s maximální snahou o využití stávajících velkých dílů. Při konstrukci se budeme snažit využít co největší unifikaci a typizaci dílů ze stávajících konstrukčních řešení otočných stolů řady TDV

4.2 Vypočet hydrostatického vedení

Dáno:

Hmotnost obrobku $m_o = 100\,000$ kg

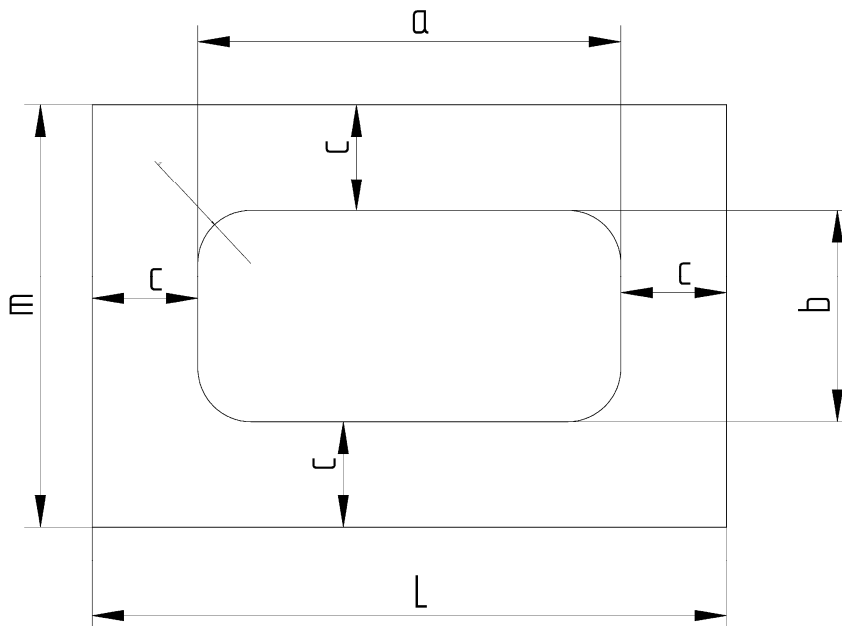
Hmotnost upínací desky $m_d = 21\,000$ kg

Hmotnost saní $m_s = 12\,000$ kg

Maximální složka řezné síly působící do lože stolu $F_r = 50\,000$ N

Dynamická viskozita oleje $\eta = 3,3461 \cdot 10^{-2}$

4.2.1 Vypočet hydrostatického vedení osy V



Obr. 4.2.1

Schéma hydrostatické buňky pro lineární vedení

Dáno: Obr 4.2.1

$d = 10$ mm

$L = 3470/6 = 578,3 \approx 578$ mm

$m = 220$ mm

počet buněk $n = 24$

Toušťka hydrostatické vrstvy $h = 0,035$ mm

Výpočet:

Pomocný koeficient k pro určení k_{opt} z interních tabulek Škoda Machine Tool

$$k = \frac{L}{m} = \frac{578}{220} = 2,627 \Rightarrow ztabulek \Rightarrow k_{opt} = 0,289$$

Výpočet c_{opt} :

$$c_{opt} = k_{opt} * m = 0,289 * 220 = 63,58 \text{ mm}$$

$$c = 64 \text{ mm}$$

Výpočet a,b :

$$a = m - 2c = 220 - 2 * 64 = 92 \text{ mm}$$

$$b = L - 2c = 578 - 2 * 64 = 450 \text{ mm}$$

Efektivní plocha buňky S_e :

$$S_e = L * m \left(1 - \frac{c}{L} - \frac{c}{m} \right) = 578 * 220 \left(1 - \frac{64}{578} - \frac{64}{220} \right) = 76088 \text{ mm}^2$$

Startovací plocha buňky S_p :

$$S_p = a * b = 92 * 450 = 41400 \text{ mm}^2$$

Tlak maziva pro nadzvednutí p_p :

$$p_p = \frac{(m_o + m_d + m_s)g + F_r}{n * S_p} = \frac{(100000 + 21000 + 12000) * 9,8 + 50000}{24 * 41400} \approx 1,36 \text{ MPa}$$

Střední měrný tlak maziva $p_{stř}$:

$$p_{stř} = \frac{(m_o + m_d + m_s)g + F_r}{n * S_e} = \frac{(100000 + 21000 + 12000) * 9,8 + 50000}{24 * 76088} \approx 0,74 \text{ MPa}$$

Součinitel množství k_q :

$$k_q = \frac{(a + b - 4d) \ln \frac{c+d}{d} + \pi * c}{6 * c * \ln \frac{c+d}{d}} = \frac{(92 + 450 - 4 * 10) \ln \frac{64+10}{10} + \pi * 10}{6 * 64 * \ln \frac{64+10}{10}} = 1,348$$

Množství maziva Q_v :

$$Q_v = n * k_q \frac{p_{stř} * h^3}{\eta} * 6 * 10^4 = 24 * 1,348 \frac{0,74 * 10^6 * (35 * 10^{-6})^3}{3,3461 * 10^{-2}} * 6 * 10^4 = 1,84 \text{ l/min}$$

4.2.2 Výpočet hydrostatického vedení osy B

Dáno:

Dráha 1 : průměr (pr.) $D_{11}=1600$ mm pr. $D_{12}=1970$ mm pr. $D_{13}=2325$ mm pr. $D_{14}=2695$ mm
 $D_{15}=2147,5$ mm

Toušťka hydrostatické vrstvy $h=0,040$ mm

Účinné plochy S_{ex} :

$$S_{ex} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{D_{x4}^2 - D_{x3}^2}{\ln \frac{D_{x4}}{D_{x3}}} - \frac{D_{x2}^2 - D_{x1}^2}{\ln \frac{D_{x2}}{D_{x1}}} \right)$$

$$S_{e1} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{2695^2 - 2325^2}{\ln \frac{2695}{2325}} - \frac{1970^2 - 1600^2}{\ln \frac{1970}{1600}} \right) \approx 2445645 \text{ mm}^2$$

Střední měrný tlak maziva $p_{stř}$:

$$p_{stř} = \frac{(m_o + m_d)g + F_r}{075 * S_{e1}} = \frac{(100000 + 21000) * 9,8 + 50000}{075 * 2445645} \approx 0,67 \text{ MPa}$$

Startovací plocha vedení S_p :

Dáno:

šířka buňky $b=330$ mm

šířka mezery mezi buňkami $z=360$ mm

počet buněk $x=6$

$$o_x = \pi * D_{sx} - x_x * z_x$$

$$o_1 = \pi * 2147,5 - 6 * 360 = 4586,5 \text{ mm}$$

$$S_p = o_1 * b = 4586,5 * 330 = 1513568 \text{ mm}^2$$

Tlak maziva pro nadzvednutí p_p :

$$p_p = \frac{(m_o + m_d)g + F_r}{S_p} = \frac{(100000 + 21000) * 9,8 + 50000}{1513568} = 0,8164 \text{ MPa}$$

Součinitel množství k_{qk} :

$$k_{qkx} = \frac{\pi}{6} \left(\frac{1}{\ln \frac{D_{4x}}{D_{3x}}} + \frac{1}{\ln \frac{D_{2x}}{D_{1x}}} \right)$$

$$k_{qk1} = \frac{\pi}{6} \left(\frac{1}{\ln \frac{2695}{2325}} + \frac{1}{\ln \frac{1970}{1600}} \right) \approx 17,1$$

$$k_{qk} = 17,1$$

Množství maziva Q_b :

$$Q_b = k_{qk} \frac{p_{stř} * h^3}{\eta} * 6 * 10^4 = 17,1 \frac{0,67 * 10^6 * (40 * 10^{-6})^3}{3,3461 * 10^{-2}} * 6 * 10^4 = 1,31 \text{ l/min}$$

Celkové množství maziva Q :

$$Q = Q_v + Q_b = 1,84 + 1,31 = 3,15 \text{ l/min}$$

4.3 Vypočet pohybového mechanismu osy V

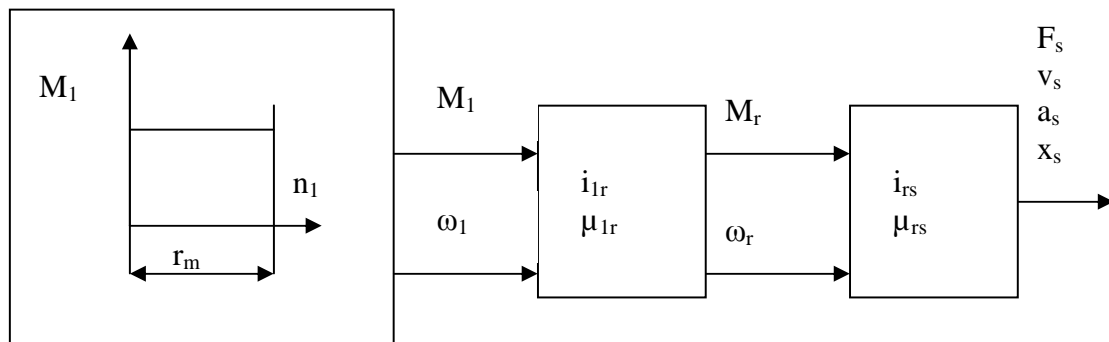
Z vyhodnocení možností řešení v kapitole jsem zvolil jako pohybový mechanismus kuličkový šroub. Pro získání potřebné přesnosti polohování stroje, bude použito kuličkového šroubu s předepnutou maticí v obou směrech.

4.3.1 Definování a výpočet vstupních parametrů kuličkového šroubu

Definování základních parametrů je uvedeno v tabulce 4.3.1. Ve výpočtech se nebude uvažovat třecí síla, jelikož ji můžeme vzhledem k součiniteli tření hydrostatického vedení zanedbat.

Postup výpočtu je znázorněn ve funkční struktuře posunového mechanismu obr 4.3.1.a kde :

- M_1 - Zaručený moment servomotoru
- r_m - oblast zaručeného momentu M_1 servomotoru
- n_1 - maximální otáčky při zaručeném momentu M_1 servomotoru
- ω_1 -úhlová rychlost servomotoru
- i_{1r} - převodový poměr reduktoru (převodovky)
- μ_{1r} - účinnost reduktoru (převodovky)
- M_r - Moment na výstupu reduktoru (převodovky)
- n_r - otáčky na výstupu reduktoru (převodovky)
- i_{rs} - převodový poměr finálního převodu (převodovky)
- μ_{rs} - účinnost finálního převodu (převodovky)



Obr. 4.3.1.a

Tabulka základních parametrů pro výpočet pohonu osy V	
Popis	Hodnota
Maximální síla na výstupní části mechanismu-STOP stav	$F_s=70$ kN
Maximální rychlost na výstupní části mechanismu	$V_s=10$ m/min
Maximální otáčky motoru	$n_1= 2000$ ot./min
Stoupání kuličkového šroubu	$h= 20$ mm
Účinnost kuličkového šroubu	$\mu_{rs}=0,96$

Tab. 4.3.1

Úhlová rychlost:

$$\omega_1 = 2\pi n_1 \Rightarrow \omega_1 = \frac{2\pi * 2000}{60} = 209,4 \text{ rad / s}$$

Celkový převodový poměr

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s} = \frac{209,4}{\frac{10}{60}} = 1256,4 m^{-1}$$

Finální převod:

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2\pi}{h} = \frac{2\pi}{0,02} = 314,15 m^{-1}$$

Vstupní převod:

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs} \Rightarrow i_{1r} = \frac{i_{1s}}{i_{rs}} = 3,99 \bar{9} m^{-1}$$

Moment na vstupu finálního členu mechanismu:

$$M_r = F_s \cdot \frac{1}{i_{rs} \cdot \eta_{rs}} = 70000 \cdot \frac{1}{314,15 * 0,96} = 232,1 Nm$$

Skutečný převod :

Převodový mechanismus bude proveden nakupovanou převodovkou.
Typ Alfa TP-050S-MF1-4OK1 => $i_{1r} = 4$

$$i_{1r} = 4 m^{-1}$$

Účinnost převodovky:

$$\eta_{1r} = 0,98$$

Skutečný celkový převodový poměr:

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs} = 4 * 314,15 = 1256,6 m^{-1}$$

Celková účinnost mechanismu

$$\eta_{1s} = \eta_{1r} * \eta_{rs} = 0,98 * 0,96 = 0,9408$$

Požadovaný moment motoru:

$$M_1 = F_s \cdot \frac{1}{i_{1s} \cdot \eta_{1s}} = 70000 \cdot \frac{1}{1256,6 * 0,9408} = 59,2 Nm$$

Pro pohon použijeme již zavedený motor od fy. Siemens 1FT7108-5AC

$$M_1 = 70 Nm$$

$$n = 2000 \text{ ot} / \text{min}$$

$$P = 10,47 kW$$

Přepočítáme skutečné posunové síly a rychlosti:

$$v_s = \frac{\omega_1}{i_{1s}} = \frac{2\pi * 2000}{60 * 1256,6} = 0,16667 m / s \cong 10 m / \text{min}$$

$$F_s = M_1 * i_{1s} * \eta_{1s} = 82754 N$$

4.3.2 Definování zatěžovacích stavů při obrábění

Zatěžovací stavy při obrábění budeme uvažovat za axiom. Definovány jsou v tabulce 4.3.2. Tyto hodnoty byly převzaty z učebních textů posuvových mechanismů-příklady. Jejich autorem je Doc. Ing. Zdeněk Hudec CSc. Stav 1 a 10 jsou určeny pro hrubování, stavy 2 a 9 jsou určeny pro běžné obrábění a stavy 3 a 8 jsou určeny pro dokončovací operace.

Tabulka zatěžovacích stavů při obrábění			
Zatěžovací Stav i	Posunová síla F_{si} [N]	Posunová rychlost v_{si} [m/min]	Doba běhu T_i [hod]
1	50 000	- 0,5	1 050
2	33 000	- 0,7	1 750
3	6 000	- 0,8	700
8	- 6 000	0,8	700
9	- 33 000	0,7	1 750
10	-50 000	0,5	1 050
Celková doba obrábění T_o [hod]			7 000

Tab.4.3.2.

4.3.3 Definování zatěžovacích stavů při rychloposuvu

Vstupní parametry pro výpočet zatěžovacích stavů při rychloposuvu jsou zadány v tab. 4.3.3.a

Tabulka vstupních parametrů pro rychloposuv	
Popis	Hodnota
Celková doba běhu při rychloposuvu	$T_r = 8\ 000$ hod.
Délka pojezdu	$L_1 = 4$ m
Zrychlení, zpoždění pohybu	$a_s = 0,3$ m/s
Rychlost rychloposuvu	$v_{sm} = 10$ m/min
Hmotnost pohybových skupin	$m_s = 133\ 000$ kg

Tab. 4.3.3.a

Volba dráhy rychloposuvu:

$$L_r = 0,75 * L_1 = 0,75 * 4 = 3$$

Celková dráha zrychleného a zpožděného pohybu:

$$L_4 = \frac{v_{sm}^2}{a_s}$$

Celkový čas při zrychleném a zpožděném pohybu:

$$a_s = \frac{dv}{dt} \Rightarrow t_4 = \frac{2v_{sm}}{a_s}$$

Dráha rovnoměrného pohybu:

$$L_5 = L_r - L_4$$

Doba běhu při rovnoměrném pohybu:

$$t_5 = \frac{L_5}{v_{sm}} = \frac{L_r}{v_{sm}} - \frac{v_{sm}}{a_s}$$

Celková doba běhu:

$$t_r = \frac{v_{sm}}{a_s} + \frac{L_r}{v_{sm}} \Leftrightarrow t_r = t_4 + t_5$$

Poměrná doba běhu při zrychleném/zpožděném pohybu:

$$q_{r4} = \frac{t_4}{t_r} = \frac{\frac{v_{sm}}{a_s} + \frac{L_r}{v_{sm}} - \left(\frac{L_r}{v_{sm}} - \frac{v_{sm}}{a_s} \right)}{\frac{v_{sm}}{a_s} + \frac{L_r}{v_{sm}}} = \frac{2}{1 + \frac{a_s}{v_{sm}^2} L_r} = 0,06 = \frac{T_4}{T_r}$$

$$\Rightarrow T_4 = 0,5q_{r4}T_r = 0,5 * 0,06 * 8000 = 240 \text{ hod} = T_7$$

Doba běhu při rovnoměrném pohybu:

$$T_5 = \frac{T_r}{2} - T_4 = \frac{8000}{2} - 240 = 3760 \text{ hod} = T_6$$

Síla při zrychleném/zpožděném pohybu:

$$F_{s4} = ma_s + F_{T4} = ma_s = 74000 * 0,3 = 39900 \text{ N} = F_{s7}$$

$$F_{T4} \rightarrow 0 - \text{zanedbáme}$$

Průměrná rychlost při zrychleném/zpožděném pohybu:

$$v_{s4} = \frac{v_{sm}}{2} = 5 \text{ m/min}$$

Síla při rovnoměrném pohybu:

$$F_{s5} = F_{T5} = 0 = F_{s6}$$

$$F_{T5} \rightarrow 0 - \text{zanedbáme}$$

Rychlost při rovnoměrném pohybu:

$$v_{s6} = v_{sm} = 10 \text{ m/min}$$

Získané zatěžovací stavy výpočtem jsou přehledně uvedeny v tabulce 4.3.3.b

Tabulka vypočítaných zatěžovacích stavů			
Zatěžovací Stav i	Posunová síla F_{si} [N]	rychlost posuvu v_{si} [m/min]	Doba běhu T_i [hod]
4	39900	-5	240
5	0	-10	3760
6	0	10	3760
7	- 39900	5	240
Celková doba rychloposuvu T _r [hod]			8000

Tab. 4.3.3.b

4.3.4 Volba kuličkového šroubu

Volba kuličkového šroubu je počítána z předpětí matice kuličkového šroubu. Pro předpětí jsme uvažovali největší sílu, u které musí být zajištěno předpětí.

Jedná se o sílu $F_{s3} = 33\,000\text{ N}$, neboť pro posuvové síly při rychloposuvu a pro hrubování nemusí být vymezeny vůle.

Parametry předepnutého převodu:

Vektor zatížení:

$$F_{si} = [50 \quad 33 \quad 6 \quad 39,9 \quad 0] \text{ kN}$$

$$i = \langle 1;5 \rangle$$

zatížení je pro obě matice totožné

Vektor zatížení pro volbu předpětí:

$$F_L = \max |F_{si}|$$

$$F_{s1}; F_{s4} - \text{bez nutnosti předpetí}$$

$$F_L = 33 \text{ kN}$$

Předpětí matice

$$F_o = \frac{F_L}{2,85} = \frac{33}{2,85} = 11,6 \text{ kN}$$

Volba kuličkového šroubu v závislosti na stanoveném předpětí:

$$C_a = \frac{F_o}{0,1} = 116 \text{ kN}$$

Kuličkový šroub K100x20-4/AP-A od firmy Kuřim

Průměr šroubu $d=100\text{ mm}$

Stoupání $h=20\text{ mm}$

Statická únosnost $C_0=562,5\text{ kN}$

Dynamická únosnost $C_a=165,1\text{ kN}$

Skutečné předpětí:

$$F_o = 0,1 C_a = 16,5 \text{ kN}$$

Vzdálenost podpor:

$$L_p = L_1 + 8d = 4,8 \text{ m}$$

Krajní poloha matice:

$$L_s = L_1 + 4d = 4,4 \text{ m}$$

4.3.5 Vektory zatížení, otáček a doby běhu matic M1 a M2 pro vnější zatížení a rychlost posuvu

Dáno z předchozích výpočtů:

Vektor zatížení:

$$F_{si} = [50 \quad 33 \quad 6 \quad 39,9 \quad 0] \text{ kN}$$

$$i = \langle 1;5 \rangle$$

zatížení je pro obě matice totožné

Vektor rychlosti posuvu:

$$v_{si} = [0,5 \quad 0,7 \quad 0,8 \quad 5 \quad 10 \quad 10 \quad 5 \quad 0,8 \quad 0,7 \quad 0,5] \text{ m / min}$$

$$i = \langle 1;10 \rangle$$

Předpětí matice:

$$F_o = 16,5 \text{ kN}$$

Určení skutečné F_L :

$$F_L = 2,85 F_o = 2,85 * 16,5 = 47 \text{ kN}$$

Výpočet F_{ai} a F_{bi}

Dvojice matic bude přenášet vnější síly v oblasti předepnutí v případě že:

$$F_L > F_{Si}$$

Pak jsou maximální a minimální síly dány:

Pro maximální síly platí :

$$F_{ai} = F_o + 0,65 * F_{Si}$$

Pro minimální síly platí :

$$F_{bi} = F_o - 0,35 * F_{Si}$$

Podmínky platí ve stavu i=2 až 5

Dvojice matic bude přenášet vnější síly mimo oblasti předepnutí v případě že:

$$F_L < F_{Si}$$

Pak jsou maximální a minimální síly dány:

Pro maximální síly platí:

$$F_{ai} = F_{Si}$$

Pro minimální síly platí:

$$F_{bi} = 0$$

Podmínky platí ve stavu i=1

Z těchto podmínek jsem stanovil vektory sil F_1 a F_2

$$F_1 = [50 \quad 38 \quad 20,3 \quad 42,4 \quad 16,5 \quad 16,5 \quad 2,5 \quad 14,5 \quad 4,9 \quad 0]$$

$$F_2 = [0 \quad 4,9 \quad 14,5 \quad 2,5 \quad 16,5 \quad 16,5 \quad 42,4 \quad 20,3 \quad 38 \quad 50]$$

Vektor otáčec n_{ri} pro i=1 až 10 se určí ze vztahu

$$n_{ri} = \frac{v_{si}}{h}$$

$$n_r = [25 \quad 35 \quad 41 \quad 250 \quad 500 \quad 500 \quad 250 \quad 41 \quad 35 \quad 25]$$

Vektor doby běhu q_r se určí ze vztahu:

$$q_{ri} = \frac{T_i}{T_c} = \frac{T_i}{T_r + T_o}$$

Pro i= 1 až 10

$$q_r = [0,07 \quad 0,12 \quad 0,05 \quad 0,01 \quad 0,25 \quad 0,25 \quad 0,01 \quad 0,05 \quad 0,12 \quad 0,07]$$

4.3.6 Životnost kuličkového šroubu a matic

Dáno z předchozích výpočtů: viz tabulka 4.3.6.a

Tabulka zatěžovacích stavů pro výpočet životnosti kuličkového šroubu a matic					
Zatěžovací Stav i	Vektor zatížení F_1 [kN]	Vektor zatížení F_2 [kN]	Vektor otáček n_r [ot/min]	Vektor doby běhu q_r	Doba běhu T_i [hod]
1	50	0	25	0,07	1050
2	38	4,9	35	0,12	1750
3	20,3	14,5	41	0,05	700
4	42,4	2,5	250	0,01	240
5	16,5	16,5	500	0,25	3760
6	16,5	16,5	500	0,25	3760
7	2,5	42,4	250	0,01	700
8	14,5	20,3	41	0,05	240
9	4,9	38	35	0,12	1750
10	0	50	25	0,07	1050
Součet vektoru doby běhu q_r				1	
Celková doba běhu T_c [hod]					15000

Tab. 4.3.6.

Kuličkový šroub K100x20-4/AP-A od firmy Kuřim

Průměr šroubu $d=100$ mm
 Stoupání $h=20$ mm
 Statická únosnost $C_0=562,5$ kN
 Dynamická únosnost $C_a=165,1$ kN
 Koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu $f_m=1,25$

Vektor středních otáček:

$$n_m = \sum_1^{10} q_i n_{ri} = 273,45 \text{ ot / min}$$

Střední působící síla:

Vzhledem k symetrickému zatížení kuličkového šroubu platí $F_{1m} = F_{2m}$

$$F_{1m} = F_{2m} = \left(\frac{\sum_1^{10} F_{1i}^3 q_i n_{ri}}{n_m} \right)^{\frac{1}{3}} = 19,34 \text{ kN}$$

Životnost matice:

Vzhledem k symetrickému zatížení kuličkového šroubu platí $L_1 = L_2$

$$L_1 = L_2 = \left(\frac{C_a * f_m}{F_{1m}} \right)^3 * 10^6 = \left(\frac{165,1 * 1,25}{19,34} \right)^3 * 10^6 = 12,2 * 10^8$$

Životnost kuličkového šroubu a předepnuté dvojce matic:

$$L_h = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{L_1} \right)^{\frac{10}{9}} + \left(\frac{1}{L_2} \right)^{\frac{10}{9}} \right]^{\frac{9}{10}}} * \frac{1}{n_m} = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{12,2 * 10^8} \right)^{\frac{10}{9}} + \left(\frac{1}{12,2 * 10^8} \right)^{\frac{10}{9}} \right]^{\frac{9}{10}}} * \frac{1}{273,45 * 60} = 39848 \text{ hod.}$$

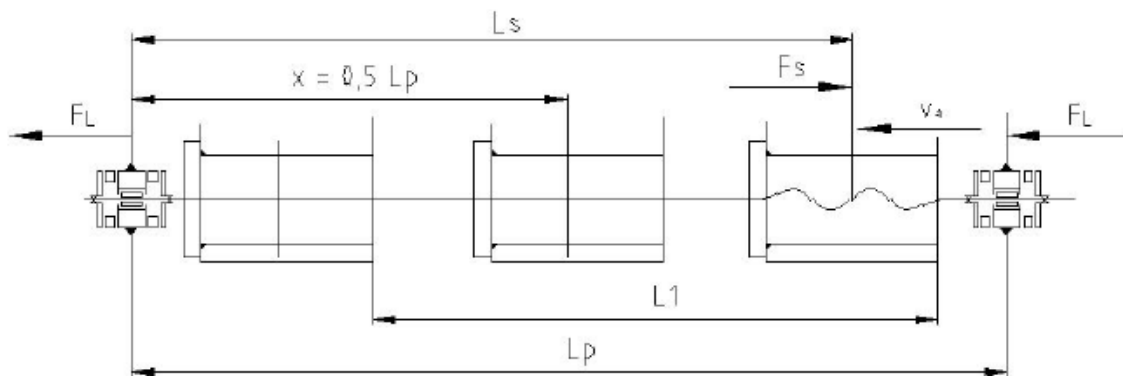
$$S_h = \frac{L_h}{T_c} = \frac{39848}{15000} = 2,66$$

$$S_h = 2,66 > 1$$

4.3.7 Vzpěr kuličkového šroubu a kritické otáčky

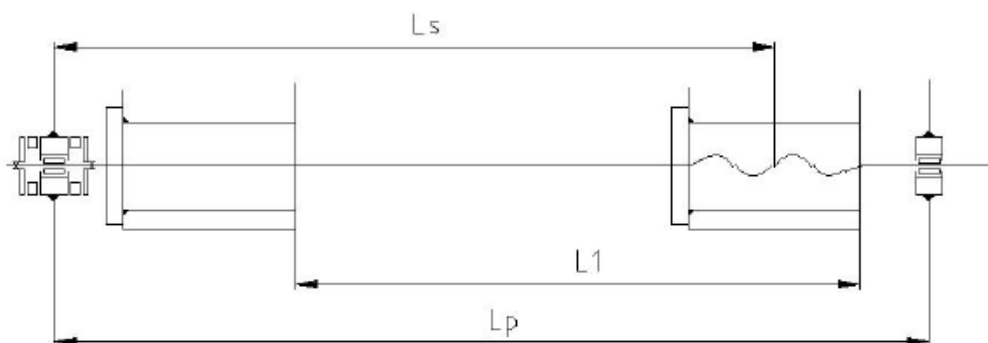
Kuličkový šroub je možno uložit čtyřmi základními typy.

- Systém vetknutý-vetknutý viz obr. 4.3.7.a



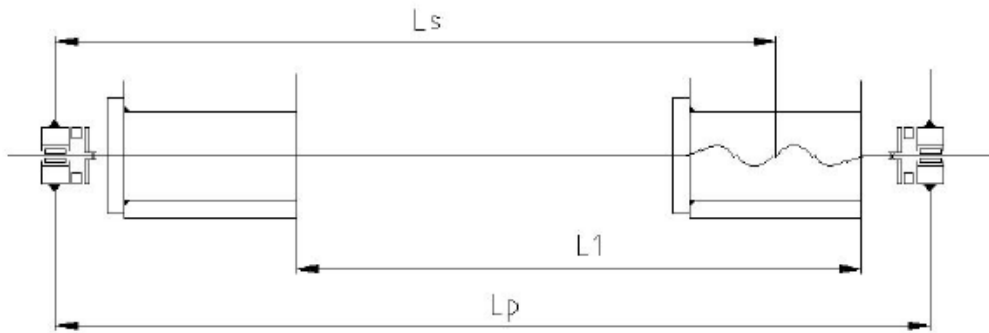
Obr. 4.3.7.a

- Systém vetknutý- podepřený viz obr. 4.3.7.b



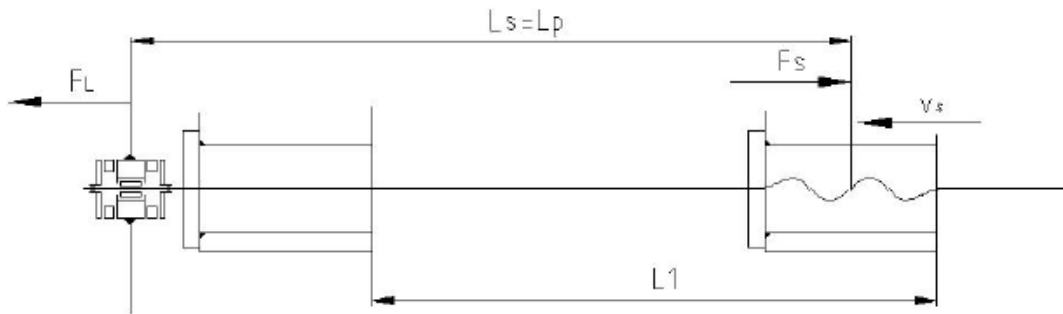
Obr. 4.3.7.b

- Systém podepřený- podepřený viz obr. 4.3.7.c



Obr. 4.3.7.c

- Systém vetknutý-volný viz. obr 4.3.7.d



Obr. 4.3.7.d

Pro výše uvedené systémy uložení kuličkového šroubu byly z katalogu výrobce kuličkových šroubů zjištěny koeficienty pro výpočet kritické vzpěrné síly, požadovaný minimální koeficient bezpečnosti kritické vzpěrné síly, koeficienty výpočtu kritických otáček a požadovaný minimální koeficient bezpečnosti kritických otáček. Tyto koeficienty jsou přehledně vypsány v tabulce 4.3.7.a

Tabulka koeficientů pro výpočet kritické vzpěrné síly				
Typ uložení (i)	Koeficient výpočtu kritické vzpěrné síly k_{vi}	Minimální koeficient bezpečnosti kritické vzpěrné síly S_v	Koeficient výpočtu kritických otáček k_{ni}	Minimální koeficient bezpečnosti kritických otáček S_n
Vetknutý- Vetknutý (1)	22,4	2	25,5	1,25
Vetknutý-podepřený (2)	11,2	2	17,7	1,25
Podepřený- podepřený (3)	5,6	2	11,5	1,25
Vetknutý-volný (4)	1,4	2	3,9	1,25

Tab. 4.3.7.a

Dále je dáno :

$$L_p = 4,8m$$

$$L_s = 4,4m$$

$$E = 2,1 * 10^5 MPa$$

$$d = 0,1m$$

$$F_m = \max |F_{si}| = F_s = 70000 N$$

$$n_m = \max |n_{si}| = \max \left| \frac{v_{si}}{h} \right| = 500 \text{ ot / min}$$

Z výše uvedených vztahů byly spočteny hodnoty kritické vzpěrné síly F_{ci} , koeficienty bezpečnosti kritické vzpěrné síly S_v , hodnoty kritických otáček n_{ci} , koeficient bezpečnosti kritických otáček S_n pro jednotlivá uložení. Uložení kuličkového šroubu musí vyhovovat oběma podmínkám.

$$n_{ci} = k_{ni} \frac{d^4}{L_p^2} * 10^7$$

$$F_{ci} = k_{vi} \frac{d^4}{L_s^2} * \frac{E}{20}$$

$$S_v = \frac{F_{ci}}{F_m} > 2$$

$$S_n = \frac{n_{ci}}{n_m} > 1,25$$

Výsledky jsou přehledné seřazeny v tabulce 4.3.7.b společně s vyhodnocením zdali uložení kuličkového šroubu vyhovuje či nikoliv.

Tabulka výsledných hodnot výpočtu kritické síly					
Uložení i	Vzpěrná síla F_{ci} [N]	koef. bez. S_v	Kritické otáčky n_{ci} [ot/min]	koef. bez. S_n	Vyhovuje ano/ne
1.	1 214 876	17,4	1107	2,2	ano
2.	607 438	8,6	768	1,5	ano
3.	303 719	4,3	495	0,94	ne
4.	75 929	1,1	169	0,33	ne

Tab. 4.3.7.b

4.3.8 Vyhodnocení výpočtu kuličkového šroubu

Z vypočtených hodnot jsem zjistil, že kuličkový šroub K100x20-4/AP-A od firmy Kuřim vyhovuje pro zadané spektra zatížení pokud je uložen systémem vetknuto-vetknuto nebo vetknuto- podepřeno.

Tento kuličkový šroub se již používá pro stroje TDV70, TDV 100 a TDV 160. U těchto stolů se používá uložení vetknuto-vetknuto. Pro unifikaci dílů ve výrobě použijeme již zavedené uložení tohoto šroubu včetně již zavedených ložisek. S tohoto důvodu již nemusíme provádět výpočet a dimenzování uložení kuličkového šroubu.

4.4 Výpočet pohybového mechanismu osy B

Ve vyhodnocení možných řešení v kapitole jsem stanovil že pohybový mechanismus osy B bude řešen systémem Master-Slave. Tento systém je již použit u modernizovaných stolů TDV.

4.4.1 Definování zátěžných stavů při obrábění osy B

Zatěžovací stavy při obrábění budu považovat za axiom. Definovány jsou v tabulce 4.4.1.a Tyto hodnoty byly převzaty z učebních textů posuvových mechanismů-příklady. Jejich autorem je Doc. Ing. Zdeněk Hudec CSc. Stav 1 a 10 jsou určeny pro hrubování, stavy 2 a 9 jsou určeny pro běžné obrábění a stavy 3 a 8 jsou určeny pro dokončovací operace.

Tabulka zatěžovacích stavů při obrábění			
Zatěžovací Stav i	Posunová síla F_{si} [N]	Posunová rychlost v_{si} [m/min]	Doba běhu T_i [hod]
1	50 000	- 0,5	1 050
2	33 000	- 0,7	1 750
3	6 000	- 0,8	700
8	- 6 000	0,8	700
9	- 33 000	0,7	1 750
10	-50 000	0,5	1 050
Celková doba obrábění T_o [hod]			7 000

Tab.4.4.1.

Dále je dáno:

Součinitel posunové síly mechanismu kruhového pohybu $k_{kp}=0,6$

Jmenovitý průměr obrobku $D_e=4,3m$

Vektor posunových momentů

$$M_{si} = F_i * \frac{D_e}{2} * k_{kp} = F_i * \frac{4,3}{2} * 0,6 = F_i * 1,29$$

$$M_{si} \cong [64,5 \quad 42,6 \quad 7,7 \quad -7,7 \quad -42,6 \quad -64,5]kN$$

Vektor úhlových rychlostí

$$\omega_{si} = \frac{v_{si}}{\frac{D_e}{2}} = \frac{v_{si}}{4,3} = \frac{v_{si}}{2,15}$$

$$\omega_{si} = [-0,24 \quad -0,33 \quad -0,37 \quad 0,37 \quad 0,33 \quad 0,24]rad / min$$

Vektor otáček

$$n_{si} = \frac{\omega_{si}}{2\pi}$$

$$n_{si} = [-0,04 \quad -0,05 \quad -0,06 \quad 0,06 \quad 0,05 \quad 0,04]ot / min$$

4.4.2 Definování zátěžných stavů při rychloposuvu osy B

Vstupní parametry pro výpočet zatěžovacích stavů při rychloposuvu jsou zadány v tab. 4.4.2.a

Tabulka vstupních parametrů pro rychloposuv	
Popis	Hodnota
Celková doba běhu při rychloposuvu	$T_r = 8\ 000$ hod.
Celkové natočení	2π
Zrychlení, zpoždění pohybu na jmenovitém průměru obrobku	$a_s = 0,3$ m/s
Rychlost rychloposuvu	$v_{sm} = 10$ m/min
Hmotnost obrobku	$m_o = 100\ 000$ kg
Hmotnost desky upínací	$m_d = 21\ 000$ kg
Maximální rozměr desky upínací(a*b)	4x4 m
Jmenovitý průměr obrobku	$D_e = 4,3$

Tab. 4.4.2.a

Volba dráhy rychloposuvu:

$$\varphi_r = \frac{\pi}{2}$$

Výpočet hmotového momentu

$$J = J_o + J_d = \frac{1}{2} m_o r^2 + \frac{1}{12} m_d (a^2 + b^2) = \frac{1}{2} 100000 \left(\frac{4,3}{2} \right)^2 + \frac{1}{12} 21000 (4^2 + 4^2) = 287125 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Stanovení úhlové rychlosti a otáček

$$v_{sm} = \frac{D_e}{2} \omega_{sm} \Rightarrow \omega_{sm} = \frac{D_e}{2} v_{sm} = \frac{2,5}{2} * 10 = 12,5 \text{ min}^{-1} = 0,21 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{sm} = 2\pi * n_{sm} \Rightarrow n_{sm} = \frac{\omega_{sm}}{2\pi} = \frac{12,5}{2\pi} = 1,9894 \approx 2 \text{ ot} / \text{min}$$

Stanovení úhlového zrychlení

$$a_{sm} = \frac{D_e}{2} \alpha_{sm} \Rightarrow \alpha_{sm} = \frac{D_e}{2} a_{sm} = \frac{2,5}{2} * 0,3 = 0,375 \text{ s}^{-1}$$

Přiřazení délky pojezdu k natočení rychloposuvem

$$L_r = \frac{D_e}{2} \varphi_r = 3,377$$

Výše uvedené vztahy v_{sm} ; a_s ; L_r se dosadí do vztahu

$$q_{r4} = \frac{t_4}{t_r} = \frac{2}{1 + \frac{a_s}{v_{sm}^2} * L_r} = \frac{2}{1 + \frac{0,3}{\left(\frac{10}{60}\right)^2} * 3,377} \cong 0,03 = \frac{T_4 + T_7}{T_r} = \frac{2T_4}{T_r}$$

$$\Rightarrow T_4 = 0,5 * q_{r4} * T_r \cong 0,5 * 0,03 * 8000 = 120 \text{ hod}$$

$$q_{r5} = 1 - q_{r4} = 1 - 0,03 = 0,97$$

$$\Rightarrow T_5 = 0,5 * T_r - T_4 = 3880 \text{ hod}$$

Určení momentu pro pohyb zrychlený/zpožděný

$$M_{s4} = J * \alpha_s + M_{t4}$$

$$M_{s4z} = J * \alpha_s - M_{t4}$$

Pro výpočet budeme uvažovat větší moment M_{s4} . Vzhledem k nízkému součiniteli tření pro hydrostatické vedení hodnotu M_{t4} zanedbáme.

$$M_{s4} = J * \alpha_s + M_{t4} = 287125 * 0,375 = 107672 \approx 107672 \text{ Nm}$$

Pro další výpočet se předpokládá

$$n_{s4} = \frac{n_{sm}}{2} = \frac{2}{2} = 1 \text{ ot / min}$$

Pohyb rovnoměrný

$$M_{s5} = M_{t5}$$

Vzhledem k nízkému součiniteli tření pro hydrostatické vedení hodnotu M_{t5} zanedbáme.

$$n_{s5} = n_{sm} = 2 \text{ ot / min}$$

Získané zatěžovací stavy výpočtem jsou přehledně uvedeny v tabulce 4.3.2.b

Tabulka vypočítaných zatěžovacích stavů			
Zatěžovací Stav i	Posunový moment M_{si} [Nm]	Otáčky n_{si} [1/min]	Doba běhu T_i [hod]
4	107672	-1	120
5	0	-2	3880
6	0	2	3880
7	107672	1	120
Celková doba rychloposuvu T_r [hod]			8000

Tab. 4.3.2.b

4.4.3 Zatížení pastorků mechanismu osy B systém Master-Slave

Vstupní parametry pro výpočet zatížení pastorků mechanismu osy B jsou dány v tab. 4.4.3

Tabulka zatěžovacích stavů pro výpočet zatížení pastorků osy B systém M-S			
Zatěžovací Stav i	Posunový moment M_{si} [kNm]	Vektor otáček n_r [ot/min]	Doba běhu T_i [hod]
1	64,5	-0,04	1050
2	42,6	-0,05	1750
3	7,7	-0,6	700
4	107,7	-1	120
5	0	-2	3880
6	0	2	3880
7	-107,7	1	120
8	-7,7	0,6	240
9	-42,6	0,05	1750
10	-64,5	0,04	1050
Celková doba běhu T_c [hod]			15000
Předpětí pastorků			$M_0=0,3M_m$
Druh zatížení			Symetrické

Tab. 4.4.3

Maximální posunový moment na stole je největší hodnota z vektoru zatížení. Neuvažují síly od rychloposuvu.

$$M_{sc} = M_{sm} = M_{s1} = 64,5 \text{ kNm}$$

Maximální moment pastorku vztažený na věnec

$$M_m = \frac{M_{sc}}{2} = 64500 \text{ Nm} = 32,25 \text{ kNm}$$

Předpětí pastorků je dáno vztahem

$$M_0 = 0,3 * M_m = 0,3 * 32,25 \cong 9,7 \text{ kNm}$$

Vektor zatížení pastorku Master se stanoví ze vztahu

$$M_{Mi} = M_0 + \frac{M_{si}}{2}$$

Při hrubování a rychloposuvu není nutné dodržet předpětí. Proto platí

$$M_{Mi} = \frac{M_{si}}{2}$$

Vektor je pak dán

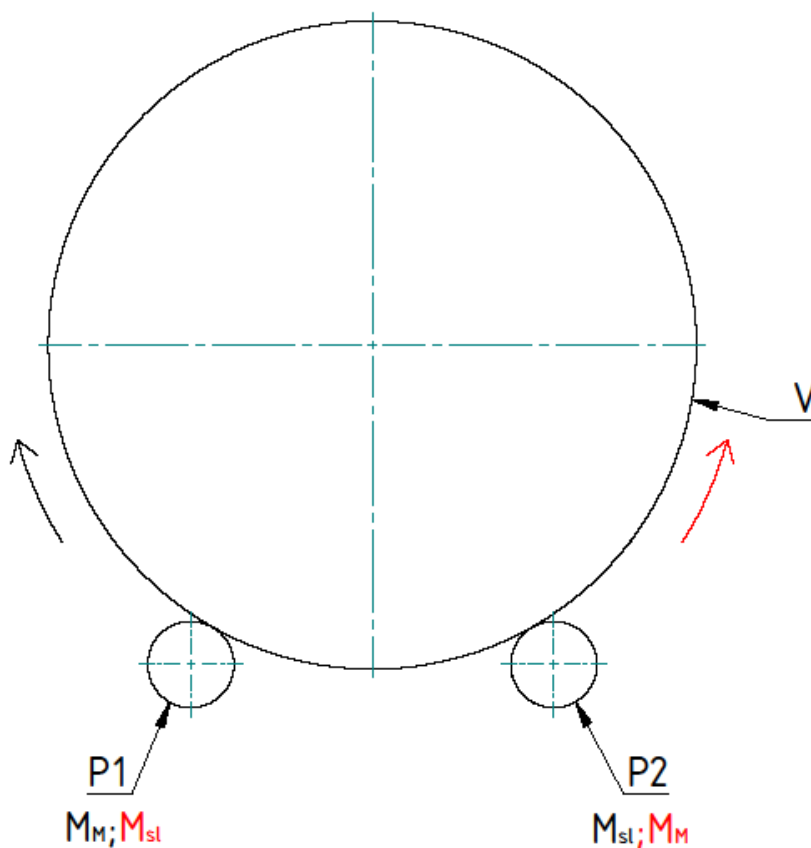
$$M_{Mi} = [32,25 \quad 31 \quad 13,55 \quad 53,85 \quad 9,7] \text{ kNm}$$

Vektor zatížení pastorku Slave se stanoví ze vztahu

$$M_{si} = -M_{Mi} + M_{si}$$

$$M_{si} = [32,25 \quad 11,6 \quad -3,85 \quad 53,85 \quad 9,7] kNm$$

Vzhledem k symetrickému druhu zatěžování mají vektory zatížení viz Obr 4.4.3 věnce od pastorků Master-Slave pro $i=1 \dots 10$ hodnotu



Obr. 4.4.3

$$P_1 = [M_{M1} \quad M_{M2} \quad M_{M3} \quad M_{M4} \quad M_{M5} \quad -M_{sl5} \quad -M_{sl4} \quad -M_{sl3} \quad -M_{sl2} \quad -M_{sl1}]$$

$$P_1 = [32,25 \quad 31 \quad 13,55 \quad 53,85 \quad 9,7 \quad -9,7 \quad -53,85 \quad 3,85 \quad -11,6 \quad -32,25] kNm$$

$$P_2 = [M_{sl1} \quad M_{sl2} \quad M_{sl3} \quad M_{sl4} \quad M_{sl5} \quad -M_{M5} \quad -M_{M4} \quad -M_{M3} \quad -M_{M2} \quad -M_{M1}]$$

$$P_2 = [32,25 \quad 11,6 \quad -3,85 \quad 53,85 \quad -9,7 \quad 9,7 \quad -53,85 \quad -13,55 \quad -31 \quad -32,25] kNm$$

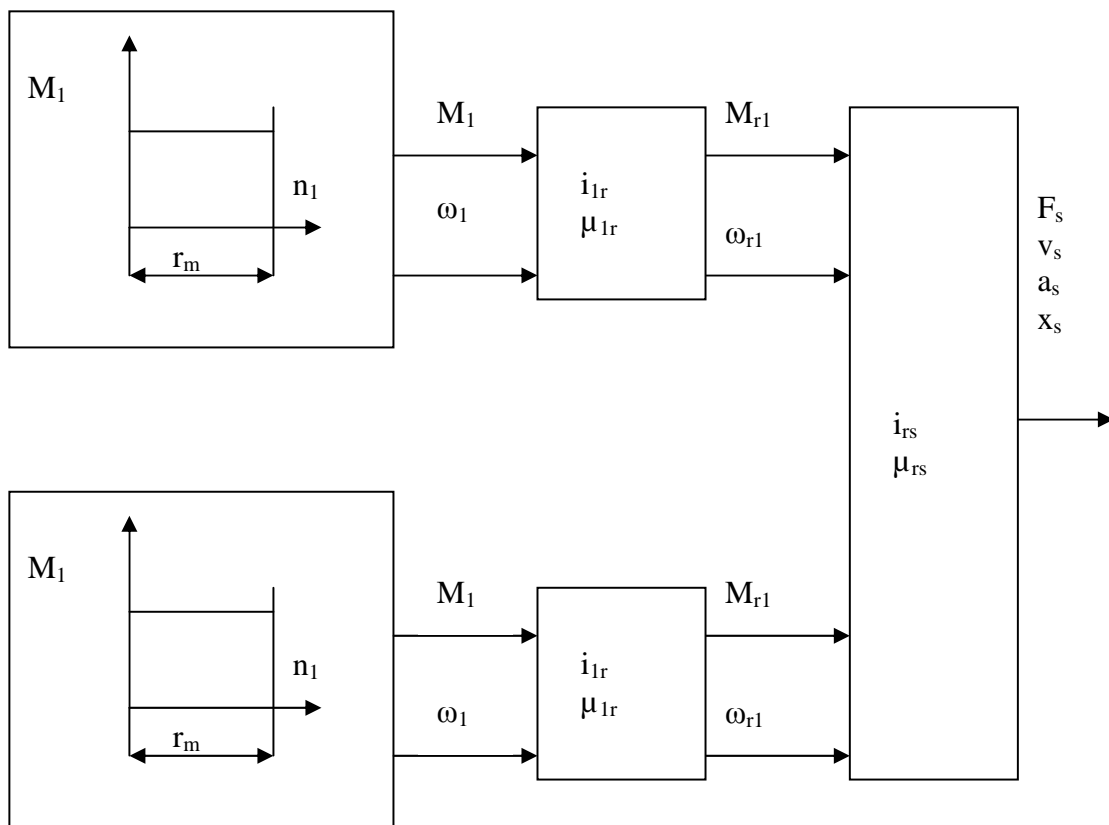
4.4.4 Definování a výpočet vstupních parametrů osy B

Definování základních parametrů je uvedeno v tabulce 4.4.1.a Ve výpočtech se nebude uvažovat třecí síla, jelikož ji můžeme vzhledem k součiniteli tření hydrostatického vedení zanedbat.

Postup výpočtu je znázorněn ve funkční struktuře posuvového mechanismu osy B

Obr 4.4.4 kde:

- M_1 - Zaručený moment servomotoru
- r_m - oblast zaručeného momentu M_1 servomotoru
- n_1 - maximální otáčky při zaručeném momentu M_1 servomotoru
- ω_1 -úhlová rychlost servomotoru
- i_{1r} - převodový poměr reduktoru (převodovky)
- μ_{1r} - účinnost reduktoru (převodovky)
- M_r - Moment na výstupu reduktoru (převodovky)
- n_r - otáčky na výstupu reduktoru (převodovky)
- i_{rs} - převodový poměr finálního převodu
- μ_{rs} - účinnost finálního převodu



Obr 4.4.4

Funkční struktura posuvového mechanismu osy B

Pro výpočet základních parametrů rotačního posuvového mechanismu Master- Slave otočného stolu jsou dány hodnoty dle tab. 4.4.4.a

Základní parametry pro výpočet vstupních parametrů osy B	
Popis	hodnota
Max. moment na výstupní části mechanismu (upínací deska)	$M_{sc} = 107,7 \text{ kNm}$
Maximální otáčky na výstupní části mechanismu	$n_{sc} = 2 \text{ ot/min}$
Počet zubů pastorek	$z_p = 28$
Počet zubů věnec	$z_v = 468$
Účinnost finálního převodu	$\mu_{rs} = 0,98$
Účinnost mechanismu-odhad	$\mu_{1s} = 0,9$
Předpokládané otáčky motoru	$n_1 = 1500 \text{ ot/min}$

Tab.4.4.4.a

Maximální moment pastorku vztážený na věnec

$$M_m = \frac{M_{sc}}{2} = \frac{50,3}{2} = 53,85 \text{ kNm}$$

Celkový převodový poměr

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{\omega_{sc}} = \frac{2\pi * n_1}{2\pi * n_{sc}} = \frac{n_1}{n_{sc}} = \frac{1500}{2} = 750 m^{-1}$$

Finální převodový poměr

$$i_{rs} = \frac{z_v}{z_p} = \frac{468}{28} = 16,71 m^{-1}$$

Určení převodového poměru reduktoru

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs}$$

$$\Rightarrow i_{1r} = \frac{i_{1s}}{i_{rs}} = \frac{750}{16,71} = 44,88 m^{-1}$$

Volím převodovku KS50 M1250FH000109

Skutečný převodový poměr reduktoru

$$i_{1r} = 50$$

Skutečný celkový převodový poměr

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs} = 50 * 16,71 = 885,5$$

Učinnost reduktoru

$$\eta_{1r} = 0,98$$

Skutečná účinnost mechanismu

$$\eta_{1s} = \eta_{1r} * \eta_{rs} = 0,98 * 0,96 = 0,9408$$

Požadovaný moment motoru

$$M_1 = M_m \cdot \frac{1}{i_{1s} \cdot \eta_{1s}} = 53850 \cdot \frac{1}{885,5 \cdot 0,9408} = 64,64 Nm$$

Volím motor Simens 1FT7108-5AB71-1NE1

Vlastnosti motoru Simens 1FT7108-5AB71-1NE1	
Maximální krouticí moment M_{k1} 100(K)	70 Nm
Maximální otáčky n_1	1500 ot/min
Výkon	9,58 kW

Přepočítání skutečného momentu pastorku vztaženého na věnec

$$M_m = M_{k1} \cdot i_{1s} \cdot \eta_{1s} = 70 \cdot 885,5 \cdot 0,9408 \cong 58315,5 Nm$$

Přepočítání skutečných otáček výstupní části mechanismu

$$n_{sc} = \frac{n_1}{i_{1s}} = \frac{1500}{885,5} \cong 1,7 ot^{-1}$$

4.5 Vypracování konstrukční dokumentace

Pro vypracování konstrukční dokumentace jsem zvolil výkresy celkové sestavy, výkres úpravy saní a výkres pohonu osy B, jelikož kompletní konstrukční zpracování by dále přesahovalo rozsah diplomové práce.

V konstrukčním zpracování je zahrnuto:

- Změna systému odměřování osy B na ROD 729.
změna aretační jednotky na jednotku upínací- úprava odlitku saní.
- Změna systému odměřování osy V absolutní lineární odměřování HEDENHAIN.
Nutno vytvořit plochu na loži pro montáž pravítka.
- Změna posuvového mechanismu za systém Master-Slave.
Nutno upravit odlitek saní.
- Změna posuvového mechanismu osy V za kuličkový šroub s předepnutou dvojicí matic.
Nutno upravit odlitek lože a saní.

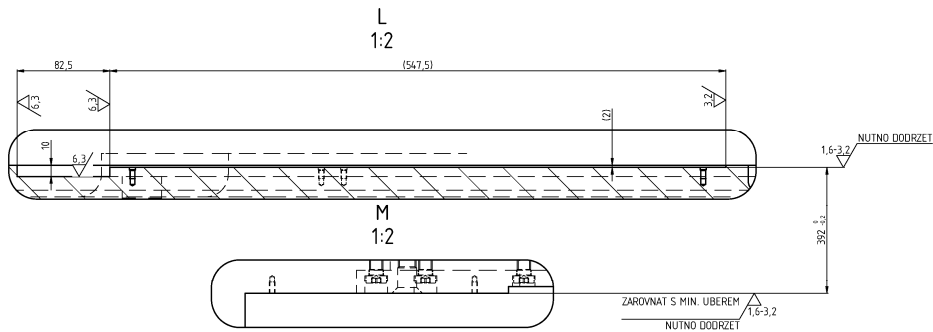
Ve výkresové dokumentaci je zpracována zjednodušená celková sestava otočného stolu S100CM, výkres úpravy původních saní S100C na saně úprava S100CM a sestava pohonu osy B.

4.5.1 Celková sestava otočného stolu S100CM

Z výkresu je patrné celkové sestavení hlavních pohybových dílů. Výkres číslo ZCU-01-00 název Celková sestava S100CM je zařazen v přílohách.

4.5.2 Saně úprava S100CM

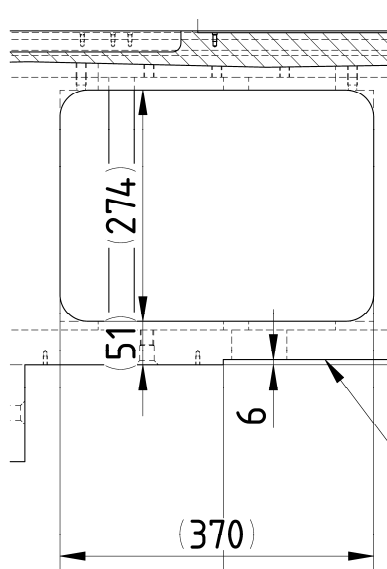
Na výkresu SANĚ ÚPRAVA č. ZCU-01-02 jsou zobrazeny konstrukční úpravy nutné pro aplikace konstrukčního řešení. Jedná se zejména o vytvoření plochy pro lepení obložení osy V a B z hmoty Biplast V poz.14, poz. 15. zobrazeno v detailu L a detailu M viz obr.4.5.2.a. Z obrázku je patrná nutnost dodržení vzdálenosti ploch pro obložení hydrostatického vedení osy B, detail L a ploch pro obložení osy V, detail M.



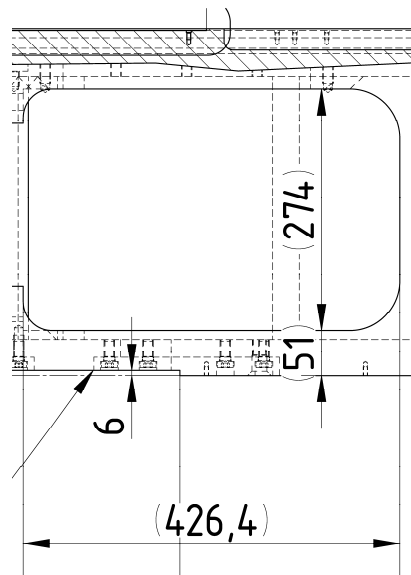
Obr. 4.5.2.a

Dále je z obrázku patrné obrobení dosedací plochy s drsností Ra 1,6-3,2 z důvodu podnikové směrnice pro lepení obložení z materiálu Biplast V. Hodnota úběru je definována jako minimální, jelikož původní obložení z justovací hmoty musí být odstraněno a plocha upravena pro lepení obložení, ale již předtím musela splňovat rozměrové a geometrické přesnosti. Velikost plochy pro obložení je viditelná z pohledu OPAKOVANY PUDORYS S BIPLASTY. Jedná se o mezikružší s maximálním průměrem $d=2695$ mm a minimálním průměrem $d=1600$ mm jak bylo stanoveno výpočtem v kapitole 4.2.2.

Pro montáž posuvového mechanismu osy B je nutné v saních vytvořit dutiny s lícovacími rozměry. Velikost dutin je patrná z nárysu viz obr 4.5.2.b a 4.5.2.c



Obr. 4.5.2. b

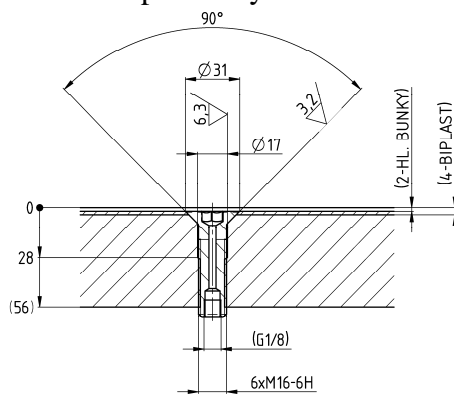


Obr. 4.5.2. c

Vzhledem k malé tloušťce horní strany desky je nutné pro lícovací uložení mech. posuvu osy B vložit do saní dvě ocelové desky poz.2. Otvory pro desky poz. 2 jsou zobrazeny na listu č. 2 v opakovaném půdorysu kresleném bez obložení. Desky jsou na saně namontovány a ustaveny na pozici za pomoci kolíků. Poté se na stroji seznačí středy os

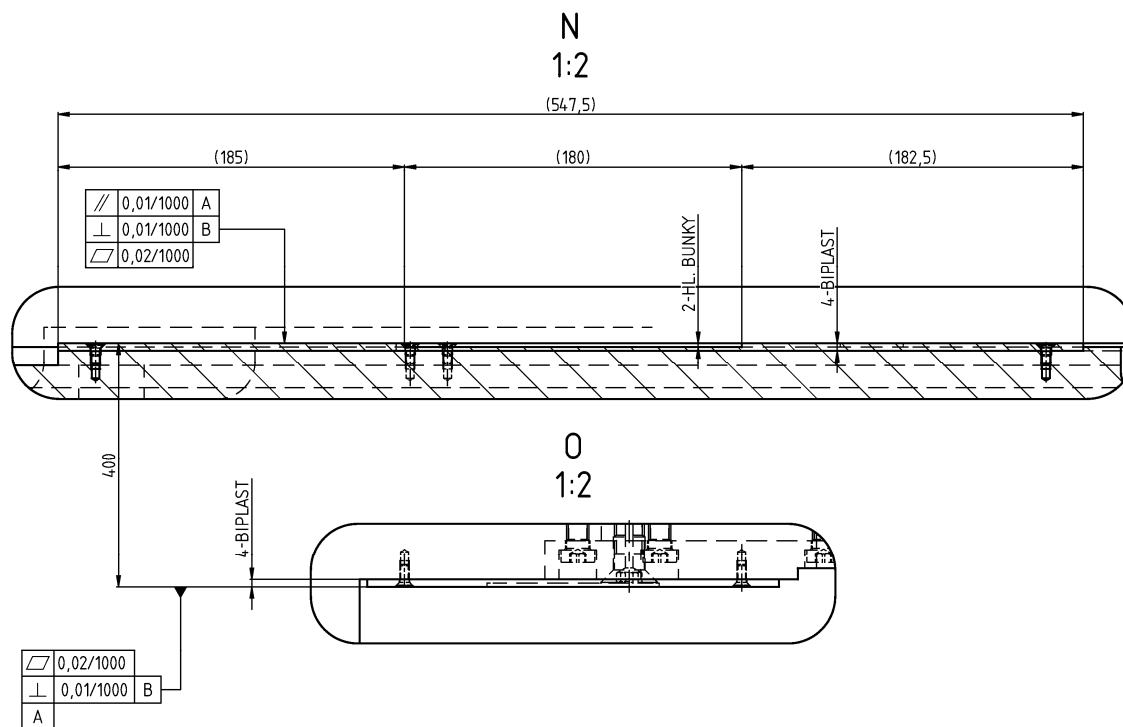
pastorků posuvového mechanismu osy B. Desky se demontují a dle označení proběhne obrobení lícovacích rozměrů pro uložení mechanismu osy B.
Hydrostatické buňky jsou vyhotoveny na obložení osy B a osy V. Buňky se obrábí až po nalepení a pojištění šrouby obložení na saně jak je vidět na pohledu na spodní stranu saní na listu č.1 kvadrant C13 a opakovaného půdorysu s biplasty list č.1. Hloubka buňky společně s čistě obrobenou dosedací plochou osy V a osy B je definována v detailu N a detailu O.
Jedna strana bočního hydrostatického vedení je definována na řezech Q-Q a U-U. Druhá strana není na výkresu zobrazena, neboť bude osově symetricky umístěna na druhé polovině saní. Tato strana bočního hydrostatického vedení bude vytvořena na klínové liště a bude používána pro vymezení boční vůle při montáži saní na lože. V každé buňce je vstup pro přívod hydrostatického oleje pomocí upraveného šroubu se zápustnou hlavou jak je patrné z řezu S-S; U-U; V-V.

Na obrázku 4.5.2.d je zobrazen přívod hydrostatického oleje do buňky.



Obr. 4.5.2.d

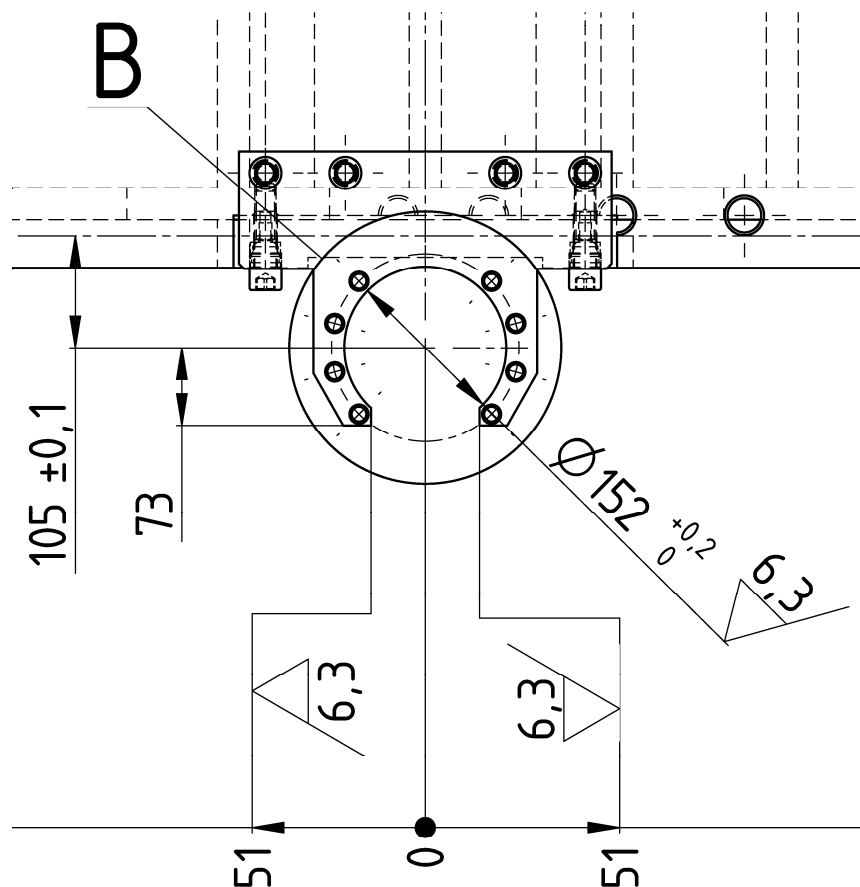
Obrázek 4.5.2.d zobrazuje finální obrobení biplasty osy V a osy B



Obr. 4.5.2.e

Ve středu spodního okraje zadní plochy saní je namontována příruba pro kuličkový šroub poz. 4. Upevnění příruby je patrné z nárysu, řezu A-A, a řezu E-E. Příruba dosedá na spodní a zadní plochu saní. Obrobení spodní dosedací plochy je patrné z opakovaného nárysu list č. 2, detailu I a pohledu Q. Zadní plocha saní se obrábět nemusí, jelikož zde původně byla dosedací plocha posuvové skříně a je již obrobena v dostatečné přesnosti. Po namontování příruby dojde k obrobení připojovacích rozměrů pro matici kuličkového šroubu. Vzdálenost osy díry pro matici kuličkového šroubu od obložení osy V je definována na nárysu list č.1. a je 105 mm viz obr. 4.5.2.f.

Výkres SANĚ ÚPRAVA Číslo ZCU-01-02 je zařazen v přílohách.

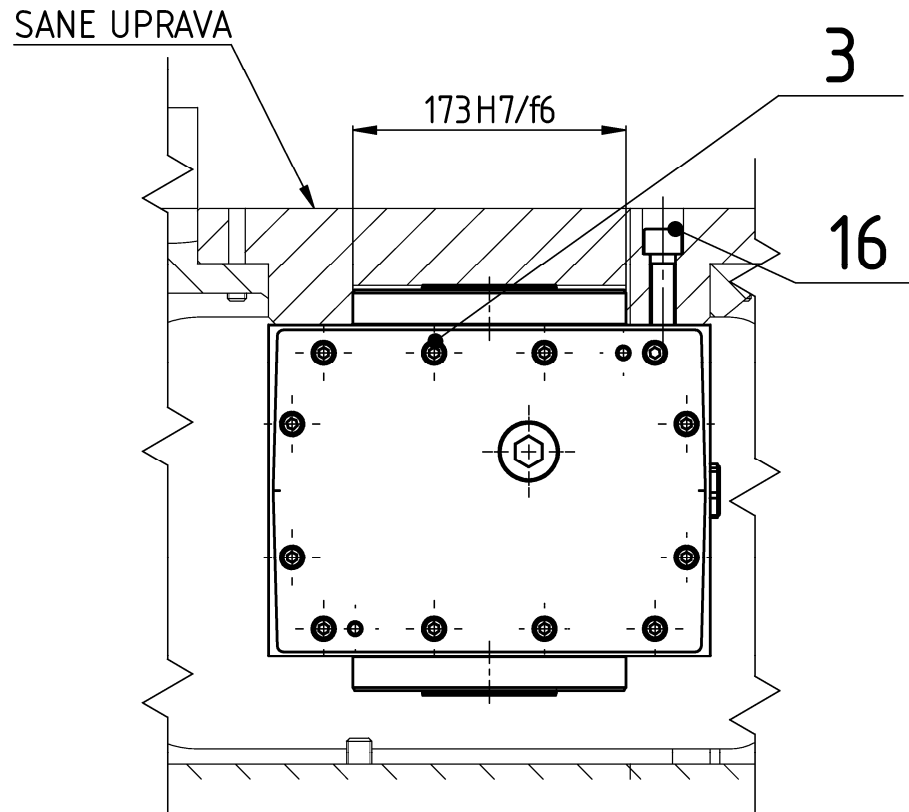


Obr. 4.5.2.f

4.5.3 Sestava pohonu osy B

Na výkrese OTACENI B S100CM číslo výkresu ZCU-01-01 jsou zobrazeny jednotlivé díly potřebné pro pohon osy B. Servomotor Siemens poz. 2 je namontován na převodovku Gressner poz. 3, která je upevněna šrouby poz.16 do saní. Pro přesné ustavení

převodovky slouží lícování za pomoci dvou válcových ploch průměru 170H7/f6 viz obrázek 4.5.3.a.



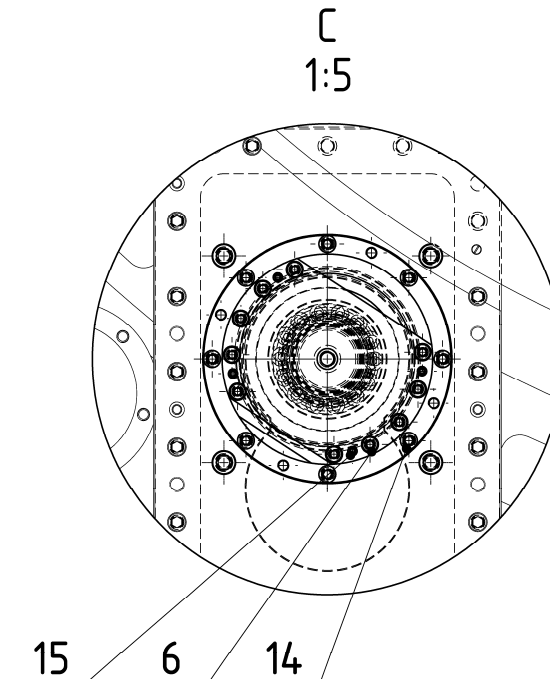
Obr 4.5.3.a

Z převodovky poz.3 je přenášen kroutící moment na pastorek poz.8, který je uložen v ložiscích poz.5 v přírubě levé poz.13 jenž je uzavřena víkem poz.9. Víko poz.9 je zajištěno šrouby poz.6 a kuželovými kolíky poz.15 jak je vidět na výkrese viz detail C. Příruba levé poz. 13 je ustavena do saní pomocí lícování válcových ploch průměru 195H8/f7. Průniku nečistot do dutiny saní je zabráněno pomocí O kroužku poz.11 mezi přírubou levou poz. 13 a saněmi. Těsnicí kroužek GP poz.12 brání průniku nečistot do dutiny saní mezi pastorkem poz. 8 a přírubou levou poz.13 a je zajištěn pojistným kroužkem poz. 10. Výrobní nepřesnosti uložení pastorku poz. 8 v ložiscích poz. 5 se vyrovnávají kroužkem distančním poz. 7. Vše je přehledně vidět z obrázku 4.5.3.b a 4.5.3.c.

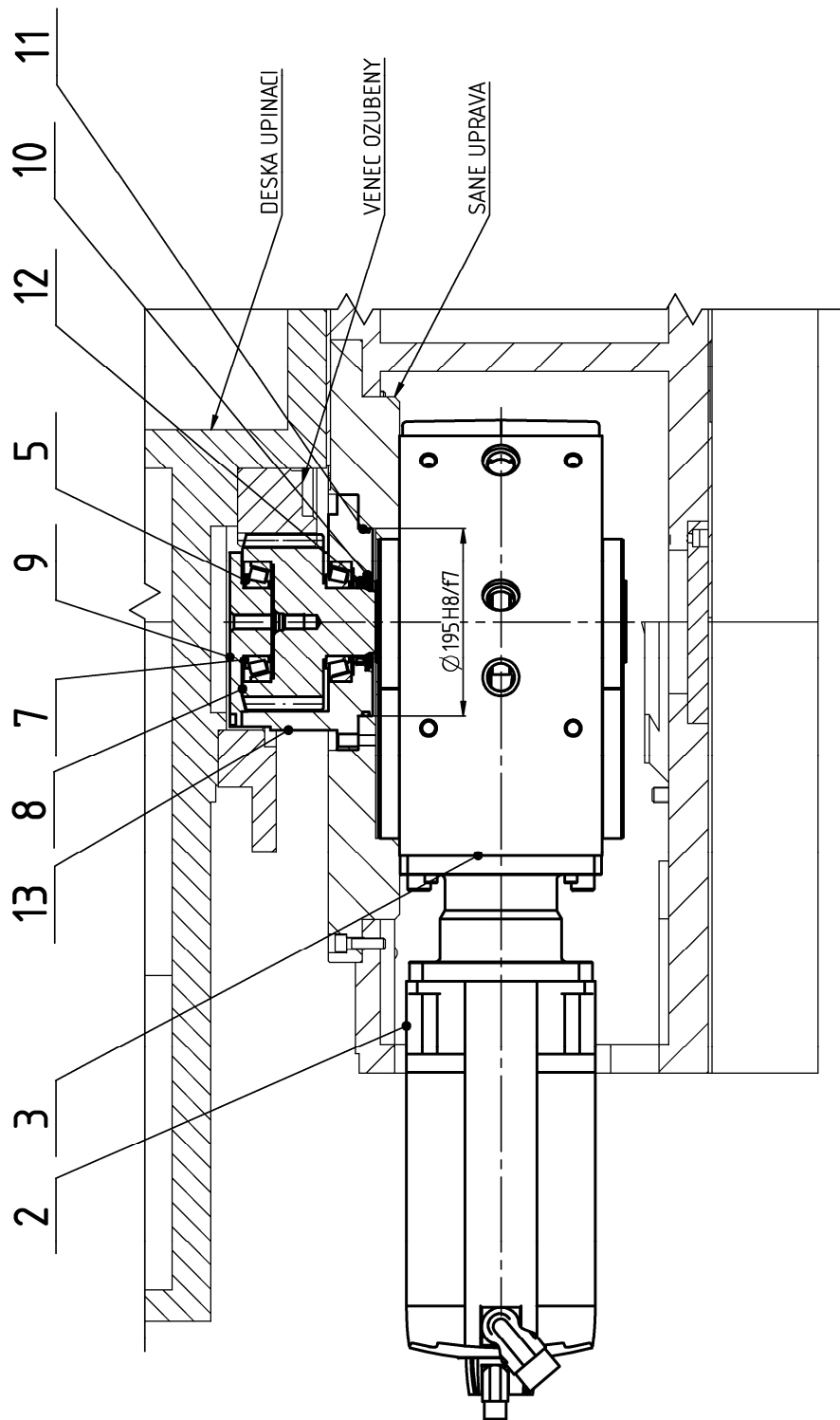
Přenos kroutícího momentu mezi elektromotorem poz. 2 a převodovkou poz.3 je zajištěn svěrnou spojkou. Dále je přenášen kroutící moment na pastorek poz.8 a to evolventním drážkováním. Z pastorku poz.8 je přenášen kroutící moment na věnec ozubený, který je pevně spojen s deskou upínací. Svěrnou spojkou ani evolventí drážkování není nutné dimenzovat, neboť se již využívá v závodě ŠMT pro stejný princip pohonu otočných stolů řady TDV se stejným elektromotorem a převodovkou. Rovněž není nutné provádět výpočet ozubeného převodu neboť využijeme stávající ozubený věnec otočného stolu S100C, přičemž

krouticí moment působící mezi pastorkem a ozubeným věncem je nižší než krouticí moment původní.

Pro druhou větev posuvového mechanismu osy B viz obr. 4.4.4 platí výše uvedené v analogické podobě.



Obr4.5.3.c



Obr. 4.5.3.b

5 Závěr

5.1 Cenová kalkulace výrobních nákladů otočného stolu S100CM

Pro cenovou kalkulaci nákladů na výrobu je použita metoda srovnání s podobně složitými výrobky, společně se známou cenou unifikovaných a typizovaných dílů. Jako podobnostní hodnoty posloužily náklady na již dříve zhotovené modernizace otočných stolů S50, S80, SAE 40, TDV7, TDV8. Při porovnávání výrobní náročnosti jsem využil oddělení Technologie a oddělení Kalkulace společně s daty v informačním systému SAP ve firmě Škoda MACHINE TOOL a.s.

Kalkulace pro lože a desku upínací je provedena srovnáním. Kalkulace pro celkovou sestavu saně S100CM a otáčení B S100CM je provedena srovnávací metodou společně s vyčíslením nákladů na unifikované a typizované díly. Kalkulace je provedena pouze pro mechanickou část bez elektro výzbroje a hydraulických systémů Přehledně je kalkulace zobrazena v tabulce 5.1

Kalkulace otočného stolu S100CM				
Název	úroveň	výrobní náklady [Kč]	Množství [ks]	Jednotkové náklady [Kč]
SESTAVA CELKOVA S100CM	1	3 311 491,79		
LOZE S100C SESTAVA	2	750 766,15	1	
SANE S100CM SESTAV	2	1 221 862,69	1	
SANE ÚPRAVA	3	633 182,26		
SANE ODLITEK	4			0
POHON B	3	479 163,94	1	
KS50FH LINKS	4		1	221 500,00
KS50FH RECHTS	4		1	221 500,00
CEP	4		8	3 640,00
PODLOZKA	4		8	1 760,00
LOZISKO 6409	4		8	7 600,00
SROUB M16x65	4		8	55,44
SROUB M12X30	4		8	16,40
POHON B DILY	3	109 516,49	1	
DESKA UPINACI S100CM SESTAVA	2	109 516,49		

Tab 5.1

5.2 Srovnání výrobních nákladů otočného stolu S100CM a TDV100

Pro srovnání jsem vybral stůl TDV100 o nosnosti 100 t, jenž představuje nejmodernější řadu otočných stolů vyráběnou firmou Škoda MACHINE TOOL a.s.

5.2.1 Kalkulace otočného stolu TDV100

Kalkulace stolu TDV100 je uvažována pouze pro výrobní náklady bez elektro výzbroje a bez hydraulických systémů. Kalkulace je uvedena v tabulce 5.2.1

Kalkulace otočného stolu TDV100				
Název	úroveň	Výrobní náklady [Kč]	Množství [ks]	Jednotkové náklady [Kč]
SESTAVA CELKOVA TDV100	1	8 175 046,38		
LOZE TP7	2	2 380 589,89	1	
SANE TP7 SESTAVA	2	2 603 013,08	1	
SANE	3	1 322 747,29	1	
ODLITEK SANE	4		1	535 000,00
POHON B	3	479 230,74	1	
KS50FH LINKS	4		1	221 500,00
KS50FH RECHTS	4		1	221 500,00
CEP	4		8	3 640,00
PODLOZKA	4		8	1 760,00
LOZISKO 6409	4		8	7 600,00
SROUB M16x65	4		8	55,44
SROUB M12X30	4		8	16,40
OTACENI B DILY	3	64 283,38	1	
DESKA UPINACI TP7 SESTAVA	2	2 896 030,02	1	

Tab. 5.2.1

5.2.2 Srovnání výrobních kalkulací otočného stolu S100CM a TDV100

Srovnání je provedeno pro kalkulační položky do úrovně 2. Srovnání je provedeno v tabulce 5.2.2. V této tabulce jsou srovnány výrobní náklady na hlavní mechanické skupiny otočných stolů TDV100 a S100CM vyčíslením rozdílu nákladů. Pokud je znaménko rozdílu nákladů kladné pak jsou náklady na výrobu otočného stolu S100CM nižší než náklady na výrobu otočného stolu TDV100. Obdobně pokud je znaménko rozdílu nákladů záporné pak jsou náklady na výrobu otočného stolu S100CM vyšší než náklady na výrobu otočného stolu TDV100.

Kalkulace otočného stolu TDV100				
Název	úr.	Celkové náklady TDV100 [Kč]	Celkové náklady S100CM [Kč]	Rozdíl nákladů [Kč]
SESTAVA CELKOVA	1	8175 046,38	3 311 491,79	4 863 554,59
LOZE CELKOVÁ SESTAVA	2	2 380 589,89	750 766,15	1 629 823,74
SANE CELKOVÁ SESTAVA	2	2 603 013,08	633 182,26	1 381 150,39
DESKA UPINACI CELKOVA SESTAVA	2	2 896 030,02	479 163,94	2 718 403,70

Tab 5.2.2

Z tabulky ve sloupci vidíme rozdíl nákladů mezi otočným stolem TDV100 a S100CM. Takto velké rozdíly jsou dány tím, že byly zachovány všechny velké díly otočného stolu S100C. Proto nám do nákladové kalkulace otočného stolu S100CM nevstupují ceny odlitků. Rovněž využití maximálního množství již obroběných ploch na jednotlivých dílech otočného stolu S100Cm vede k úspoře výrobních nákladů. Prostým srovnáním nákladů na pohon osy B pro jednotlivé stoly zjistíme, že náklady na modernizované posuvové mechanismy jsou zhruba stejné.

V kalkulaci nejsou zohledněny další náklady spojené s nutností výroby základu pro otočný stůl. Tyto náklady v případě modernizovaného otočného stolu S100CM odpadají.

Je nutné si uvědomit, že stůl S100CM dosahuje geometrické přesnosti polohování jako stůl TDV100, ale tuhost otočného stolu S100CM je nižší než otočného stolu TDV100, tudíž pracovní přesnost otočného stolu S100CM je nižší než pracovní přesnost stolu TDV100.

5.3 Vyhodnocení splnění zadání

Pro vyhodnocení splnění zadání použijí tabulku 5.3. V této tabulce se porovnávají požadavky a jejich splnění. Porovnávání vyčíslením rozdílu mezi požadovanou a skutečnou hodnotou udává absolutní odchylku. Pokud je absolutní odchylka kladná pak bylo zadání splněno s rezervou, pokud je odchylka záporná pak zadání splněno nebylo.

Tabulka vyhodnocení splnění zadání				
Popis	Jednotky	Požadováno S100CM	Skutečnost S100CM	Hodnocení
Maximální centrické zatížení stolu	Kg	100 000	100 000	0
Způsob vedení - osa „V“		hydrostatické	hydrostatické	splněno
Typ posuvového mechanismu - osa „V“		K.Š.	K.Š. KS100x20+A PA	splněno
Posuvová síla -osa „V“	N	Max 50 000 STOP stav 70 000	50 000 Stop stav 70 000	0
Maximální rychlost podélného posuvu -osa „V“	mm/min	Min. 10 000 ($a=0,3 \text{ m/s}^2$)	10 000 ($a=0,3 \text{ m/s}^2$)	0
Otáčení – osa „B“	stupeň	360	360	0
Způsob vedení - osa „B“		hydrostatické	hydrostatické	splněno
Typ posuvového mechanismu - osa „B“		Oz. Věvec + 2 x pastorek MS	Oz. Věvec + 2 x pastorek MS	splněno
Maximální moment vztažený na věvec	N/m	Min. 100 000	$2 \cdot M_m \cdot \eta = 2 \cdot 58315 \cdot 0,98 = 114298$	14 294
Otáčky upínací desky	ot/min	Min 0-1,5	0-1,7	0,2
Zachování odlitků a velkých dílů		ano	ano	splněno

Tab. 5.3

Z tabulky 5.3 vyplývá, že zadání bylo splněno v plném rozsahu. Odchytky u maximálního momentu vztaženého na věnec a otáček upínací desky o přibližně deset procent jsou dány principem návrhu pohonu.

5.4 Celkové shrnutí práce

Podařilo se splnit zadání v plném rozsahu včetně všech doplňujících podmínek. Celkové výrobní náklady jsou nižší přibližně o 4,8 mil Kč oproti Stolu TDV100. Takovýto rozdíl výrobních nákladů se zřetelně projeví na konečné ceně.

Zákazník, který již vlastní pracoviště s otočným stolem S100C bude ve většině případů volit jeho modernizaci místo nákupu nového stroje. Společně s modernizovanou vodorovnou vyvrtávačkou tak získá moderní obráběcí pracoviště odpovídající dnešním standardům s uspokojivými parametry pro většinu aplikací.

Modernizace obráběcích strojů Škoda je sice méně zisková. Ale vzhledem k tomu, že bylo vyrobeno přes 3000 vodorovných vyvrtávaček a většina v kombinaci s otočným stolem tak se jedná se o tvrdý byznys, který obstává i v období hospodářské krize a podílí se nemalou měrou na zakázkové náplni společnosti.

Výstupem diplomové práce jsou informace, které slouží k dalšímu dílčímu rozpracování konstrukčního návrhu, stanovení kriticky namáhaných konstrukčních uzlů a jejich výpočet, například upevnění příruby pro matici kuličkového šroubu, a vyhotovení jejich detailní výkresové dokumentace.

6 Použitá literatura

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J., Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press 1999
- [2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J., Příručka strojního inženýra 2. Praha: Computer Press 1999
- [3] BRENÍK, P. a kol, Obráběcí stroje konstrukce a výpočty. Praha SNTL 1986
- [4] MAREK, J. a kol, Konstrukce CNC obráběcích strojů. Praha: MMpublishing, s.r.o., 2010
- [5] HUDEC, Z., Posuvové mechanismy- příklady Plzeň: 2009
- [6] Podklady a materiály poskytnuté zadavatelem úkolu