

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh otočného stolu TDV 25

Autor: **Jan SLÁMA**

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

Akademický rok 2013/2014

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Sláma	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „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	Konstrukční návrh otočného stolu TDV 25		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	125	TEXTOVÁ ČÁST	84	GRAFICKÁ ČÁST	41
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh otočného stolu TDV 25, zejména návrhy základních rámových dílů a pohybových os. Je doplněna potřebnými výpočty a výkresovou dokumentací v daném rozsahu.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Otočný stůl, pohybové osy B a V, vedení, posuvový mechanismus, MKP</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Sláma	Name Jan	
FIELD OF STUDY	2302T019 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
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	Construction design of the rotary table TDV 25		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN.	2014
----------------	------------------------	-------------------	-----	----------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	125	TEXT PART	84	GRAPHICAL PART	41
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This thesis includes the design of the rotary table TDV 25, notably of the basic frame parts and motion axes. Accompanied by supporting calculations and drawings.
KEY WORDS	Rotary table, Motion axes B and V, guideways, thrust mechanism, MKP

Poděkování

Děkuji své vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Václavě Lašové, Ph.D. a konzultantovi ze společnosti ŠKODA MACHINE TOOL a.s. Ing. Jiřímu Kortusovi za cenné rady, připomínky a metodické vedení práce.

Obsah

1	Úvod	8
2	Charakteristika ŠKODA MACHINE TOOL a.s.	8
2.1	O společnosti	8
2.2	Historie	9
2.3	Současnost	11
2.4	Reference	11
2.5	Produkty.....	12
2.5.1	Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje ŠKODA HCW	12
2.5.2	Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje ŠKODA FCW	13
2.5.3	Univerzální hrotové soustruhy ŠKODA SR.....	15
2.5.4	Otočné stoly ŠKODA TDV.....	16
3	Otočné stoly.....	17
3.1	Konkurence na trhu v oblasti výroby otočných stolů	19
4	Otočný stůl	21
4.1	Upínací deska otočného stolu	21
4.2	Uložení upínací desky otočného stolu	22
4.3	Rám otočného stolu	24
4.4	Pohony otočných stolů.....	24
4.4.1	Nepřímé pohony otočných stolů	24
4.4.2	Přímé pohony otočných stolů.....	25
4.5	Ložiska otočných stolů	26
4.5.1	Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem	26
4.5.2	Axiálně radiální válečkové ložisko	26
4.5.3	Axiální jehlové klece s axiálními kroužky	26
4.5.4	Ložisko s integrovaným úhlovým odměřováním.....	26
4.6	Brzdy otočných stolů	27
4.6.1	Pneumatická brzda	27
4.6.2	Hydraulická brzda	28
4.6.3	Hirtovo ozubení.....	28
4.7	Odměřovací systémy otočných stolů.....	29
4.7.1	Optické odměřovací systémy	29

4.7.2	Magnetické odměřovací systémy	30
5	Definice problému a návrh variant	30
5.1	Zadané parametry otočného stolu	30
5.2	Metodický postup řešení	31
5.3	Návrh variant	31
5.3.1	Varianta A – nepřímý pohon - pastorek/ozubené kolo, hydrostatické vedení ...	32
5.3.2	Varianta B - nepřímý pohon - pastorek/ozubené kolo, valivé vedení	32
5.3.3	Varianta C – nepřímý pohon - šnek/šnekové kolo, hydrostatické vedení	33
5.3.4	Varianta D - nepřímý pohon - šnek/šnekové kolo, valivé vedení	33
5.4	Zhodnocení a výběr optimální varianty	33
5.4.1	Optimální výběr	34
5.4.2	Kardinální metoda	34
6	Výpočty potřebné pro konstrukční proces	35
6.1	Výpočet vedení a pohonu pohybového mechanismu osy V	35
6.1.1	Výpočet hydrostatického vedení osy V [16]	35
6.1.2	Výpočet pohonu pohybové osy V [15]	39
6.2	Výpočet pohonu otočné pohybové osy B [15]	45
7	Vlastní konstrukce otočného stolu TDV 25	51
7.1	Lože otočného stolu	51
7.2	Pohon a uložení osy V	52
7.3	Saně	53
7.4	Pohon a uložení osy B	57
7.5	Odměřování	60
7.5.1	Odměřování osy V	60
7.5.2	Odměřování osy B	61
7.6	Upínací deska	61
7.6.1	Variantní posouzení upínací desky	63
7.7	Sestava otočného stolu	76
8	Ekonomické zhodnocení	78
9	Závěr	80
10	Literatura	81

1 Úvod

Cílem této práce je vypracovat konstrukční návrh otočného stolu řady TDV pro zatížení 12,5 tun, označovaného jako TDV 25, se zadanými parametry, které se liší oproti podkladům poskytnutým zadavatelem této diplomové práce firmou ŠKODA MACHINE TOOL, a.s. sídlící v Plzni, dále jen ŠMT. Konstrukční návrh je zaměřen zejména na návrh základních rámových dílů (lože, saně, upínací deska) a pohybových os (pohony, uložení a odměřování). Všechno je podloženo výpočty jak analytickými, tak i pomocí metody konečných prvků. Analytické výpočty se zaměřují na určení potřebných komponent pro správné fungování otočného stolu. Výpočty pomocí metody konečných prvků se zaměřují především na pevnost a deformaci použité konstrukce otočného stolu. V závěru diplomové práce je provedeno ekonomické zhodnocení konstrukce základních částí otočného stolu a toto zhodnocení je porovnáno s poskytnutými parametry zadavatelem pro jeho výrobek s nejbližšími parametry ke konstrukčnímu návrhu v této práci.



Obr. 1 Otočný stůl TDV [1]

2 Charakteristika ŠKODA MACHINE TOOL a.s.

2.1 O společnosti

ŠMT je přední světovou firmou s výrobou a montáží těžkých horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojů, těžkých soustruhů, otočných stolů, speciálního příslušenství a mnoha dalších produktů.[1] Historie obráběcích strojů se značkou ŠKODA sahá až do roku 1911. Postupně se staly symbolem vysoké technické úrovně, spolehlivosti a dokonalého provedení. Vznikly unikátní konstrukce, kterými se dnešní nositel této stoleté tradice, společnost ŠMT, řadí mezi přední světové výrobce obráběcích strojů. Firma má silný výzkumný, vývojový a konstrukčně-technologický potenciál tvůrčích pracovníků a udržuje si náskok v technické úrovni svých výrobků. Stroje ŠKODA jsou nasazovány do provozů, kde využívají špičkovou techno-

logii a vysokou produktivitu. Více jak 90% produkce je určeno pro export. Mezi nejvýznamnější teritoria patří Čína, Finsko, Holandsko, Indie, Japonsko, Kanada, Korea, Německo, Rakousko, Rusko a Ukrajina. Členem skupiny ALTA je od roku 2011. [2]

2.2 Historie

Firma ŠKODA, **založená v roce 1859**, zaujímala již koncem 19. století významné místo mezi strojírenskými závody v Evropě.

Velký rozmach podniku **počátkem 20. století** a potřeba nových, často unikátních obráběcích strojů, si vyžádala i vznik nového výrobního oboru – konstrukci a výrobu obráběcích strojů. Výroba prvních unikátních obráběcích strojů pro vlastní potřebu byla zahájena v **roce 1911**. Teprve po 1. světové válce se začaly obráběcí stroje vyrábět pro tuzemské zákazníky i pro vývoz. Se zvyšováním podílu vývozu obráběcích strojů se zúžil jejich sortiment a výroba se specializovala. Za 2. světové války došlo k útlumu oboru. Výroba celého programu, doplněného moderními konstrukčními prvky, byla obnovena **po roce 1945**. V poválečné konjunktúře byla vyvinuta a vyrobena celá řada strojů, které se svojí užitnou hodnotou a originálními řešeními se ve své době řadily mezi světovou špičku. Vysokými řeznými parametry a unifikací dílů se vyznačovala řada horizontek: W 160, W 200, W 250, z níž byly později odvozeny horizontky s CNC řízením. Tehdejší závod Obráběcí stroje projektoval a dodával jako jeden z prvních na světě také výrobní systémy s jednoúrovňovou dopravou obrobků na technologických paletách centrálně řízeným kolejovým vozem s únosností 40 tun.

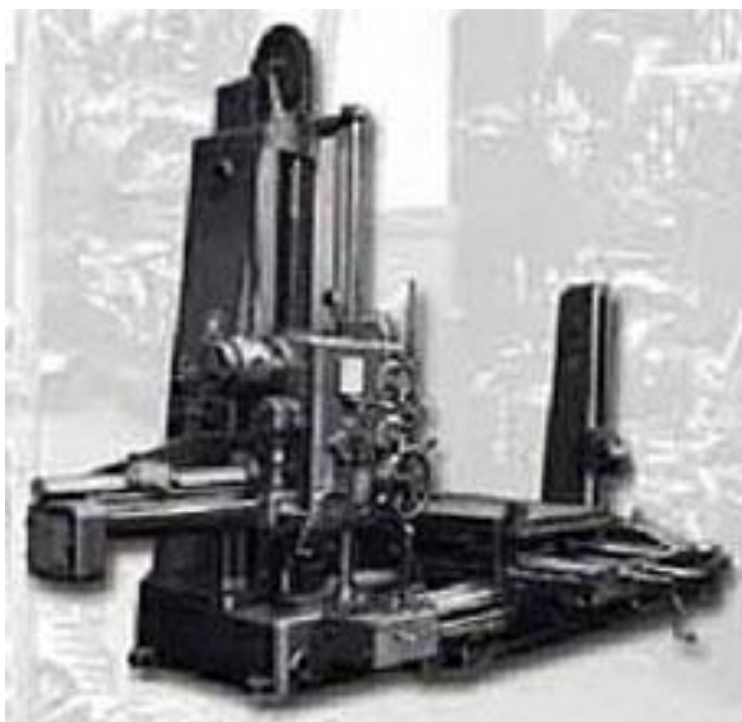
90. léta – privatizace, transformace a nové trhy. Vytvořen společný podnik ŠKODA MACHINE TOOL-DÖRRIES SCHARMANN GROUP, s.r.o. Byla zřízena speciální pracoviště a byl zahájen vývoj celé řady nových soustruhů.

V roce 1996 získala tehdejší ŠKODA a.s. ve společném podniku majoritu. Vývoj a výroba obráběcí techniky s tradiční pokrokovou technickou a ekonomickou úrovní pokračovala.

Rok 2005 - 98% podílu v ŠMT prodáno společnosti TELONIA TRADING LIMITED ze skupiny SIG. 2006 - transformace na akciovou společnost.

Rok 2007 - založení EASTERN SKODA (SHENYANG) MACHINE TOOL MODERNIZATION CO., LTD.

Březen 2011 - vstup do skupiny ALTA. [3]



Obr. 2 Horizontka HVF 100 MF (rok výroby 1938) [3]



Obr. 3 WD 200 Grand Prix Expo 1958 [3]

2.3 Současnost

ŠMT zcela inovovala svoje klíčové výrobky. Horizontální vyvrtávačky ŠKODA reprezentuje nová řada těžkých pinolových horizontek typu HCW, které představují pro firmu "core business". Jedná se o řadu v rozsahu průměrů včetně 150 až 300 mm, s otáčkami včetně 1600 až 3000 za min a s výkonem hlavního pohonu 60 až 130 kW.

Těžkou řadu horizontek doplňuje lehčí řada horizontálních frézek typu FCW s průměrem včetně 140 a 150 mm, s otáčkami 3 000 za min a výkonem hlavního motoru 40 kW. Horizontková pracoviště je možné vybavit otočnými stoly typu TDV s nosností od 25 do 400 tun a řadou různých frézovacích a vyvrtávacích hlav a dalšího příslušenství. V oboru těžkých soustruhů ŠKODA vznikla nová stavebnicová řada s označením SR. Ta umožňuje soustružení obrobků od průměru 1 000 mm do průměru 5200 mm a hmotnosti 16 až 350 tun. Ve všech případech se jedná o modulární stavebnicové řady, které dovolují rychle reagovat na potřeby zákazníků a umožňují také výstavbu speciálních pracovišť, např. pro opracování rotorů turbo-generátorů, rotorů parních turbín, těžkých klikových hřídelí a dalších těžkých a tvarově náročných obrobků.

Společnost také systematicky vytvořila předpoklady pro neustálé zvyšování spolehlivosti a produktivity dříve vyrobených strojů formou generálních oprav a modernizací. Nabízí provádění těchto oprav a modernizací v rozsahu podle přání zákazníka. Technologické možnosti jsou rozšiřovány dodávkami moderního příslušenství.

Společnost vlastní certifikát systému kvality ISO 9001. [4]

2.4 Reference

Stroje ŠKODA jsou nasazovány do provozů, kde využívají špičkovou technologii a vysokou produktivitu. Více jak 90% produkce je určeno pro export. Mezi nejvýznamnější teritoria patří Čína, Finsko, Holandsko, Indie, Japonsko, Kanada, Korea, Německo, Rakousko, Rusko a Ukrajina. [2]

Přehled nejvýznamnějších referenčních zakázek [2]

- Alstom, Německo, USA, Polsko
- Baosteel Group, Čína
- BHEL Hardwar, Indie
- Doosan, Korea
- Engel, Rakousko
- Japan Steel Works, Japonsko
- Liebherr, Německo
- Machinefabriek Amersfoort, Holandsko
- Mitsubishi Heavy, Japonsko
- MKMZ, Ukrajina
- OMZ, Ruská federace
- Shanghai Electric, Čína
- Siemens, Německo, USA, Česká republika
- Wärtsilä, Holandsko

2.5 Produkty

Výrobní program společnosti

- horizontální frézovací a vyvrtávací stroje ŠKODA HCW
- horizontální frézovací a vyvrtávací stroje ŠKODA FCW
- hrotové soustruhy ŠKODA SR
- Otočné stoly TDV
- Příslušenství
- speciální stroje

2.5.1 Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje ŠKODA HCW

Stroje řady ŠKODA HCW představují nejdokonalejší a technicky nejvyspělejší vyvrtávačky dosavadní produkce ŠKODA. Tyto stroje jsou k plné spokojenosti zákazníků nasazovány do provozů, kde využívají špičkovou technologii a vysokou produktivitu. Svým pracovním rozsahem, vysokým instalovaným výkonem a přesností jsou určeny pro výkonné a přesné obrábění těžkých a rozměrných obrobků frézováním, vrtáním a vyvrtáváním. Tyto stroje umožňují výstavbu speciálních pracovišť pro opracování rotorů turbogenerátorů, těžkých klikových hřídelů a dalších těžkých a tvarově náročných obrobků. [5]



Obr. 4 Stroj řady HCW [5]

		HCW 1000	HCW 2000	HCW3000	HCW4000	HCW5000
Průměr vrtacího vřetena	[mm]	130	150/160	180/200/225	200/225/250/260	260/280/300/320
Otáčky vrtacího vřetena	[rpm]	2–3000	2–3000	1 – 3000	1–2000	1–1600
Výsuv W	[mm]	900	1000	1400	1400	1800
Výsuv Z	[mm]	bez pinoly	1200	2000	1600	2000
W + Z	[mm]	900	2200	3400	3000	3800
Pojezd X	[mm]	2500-6000	od 2500	od 3000	od 3500	od 4500
Pojezd Y	[mm]	2000–3000	2000–4000	2500–7000	3 000–7 000	5000–10000
Výkon motoru hl. pohonu S1	[kW]	37	71	100	100	129

Tab. 1 Přehled základních parametrů strojů řady HCW

2.5.2 Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje ŠKODA FCW

Nejlehčí řada nové koncepce s vřeteníkem ve smykadlovém provedení představuje ve své velikosti nejmodernější koncepci. Průhyb smykadla je automaticky vyrovnáván při výsuvu z vřeteníku. Pro pojezd v osách X, Y a Z jsou použita kompaktní valivá vedení zaručující vysokou dynamiku a přesnost.

Dle přání zákazníka lze vybavit stroj hydrostatickým vedením v ose X. Vybavení NC řídicím systémem dle přání zákazníka umožňuje využít vysoký stupeň automatizace, jako jsou automatické výměny nástrojů, automatická výměna technologického příslušenství, měřicí sondy pro proměřování obrobku a nástroje, kontroly zatížení, lomu a životnosti nástroje. Stavebnicová koncepce umožňuje flexibilní konfigurace pracovišť. [6]



Obr. 5 Stroj řady FCW [6]

		FCW 140	FCW 150
Průměr vrtacího vřetena	[mm]	140	150
Otáčky vrtacího vřetena	[rpm]	10–3000	10–3000
Výsuv W	[mm]	800	800
Výsuv Z	[mm]	900	900
W + Z	[mm]	1700	1700
Pojezd X	[mm]	od 1500	od 1500
Pojezd Y	[mm]	1000–4000	1000–4000
Výkon motoru hl. pohonu S1	[kW]	40	40

Tab. 2 Přehled základních parametrů strojů řady FCW

2.5.3 Univerzální hrotové soustruhy ŠKODA 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. K těmto strojům je dodáván široký sortiment příslušenství a přídavných zařízení (frézovací, brousící a vyvrtávací) pro speciální operace a komplexní opracování obrobku. Díky tomu lze např. efektivně opracovávat zalomené hřídele i turbínové rotory. [7]



Obr. 6 Stroj řady SR [7]

		SR 1000	SR 2000	SR 3000	SR 4000	SR 5000	SR 6000
Oběžný průměr nad suportem	[mm]	1 000	1 000/1 300/1 500	1 300/1 600/2 000	2 000/2 500/3 000	3 000/3 300/3 600	600/4 200/5 200
Moment	[Nm]	12000	-	-	-	-	-
Otáčky	[rpm]	-	1–1 000/1– 700	1– 700/1– 400/1– 250	1–400/1– 250/1–200	1–400/1– 250/1–200/ 1–120	1–400/1– 200/1–120
Délka obrobku	[mm]	do 6 000	3 000– 20 000	4 000– 20 000	4 000–20 000	4 000–20 000	10 000–20 000
Max. hmotnost obrobku	[t]	16	25	25/56	25/56/100/1 60	56/100/160/25 0	56/100/160/ 250/350
Výkon motoru hl. pohonu	[kW]	51	60/100	60/100/ 140/20 0	60/100/140/ 200	60/100/140/20 0	60/100/140/ 200/330

Tab. 3 Přehled základních parametrů strojů řady SR [7]

2.5.4 Otočné stoly ŠKODA 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.

Dvě souvisle řízené osy umožňují opracování rovných, válcových i zakřivených ploch s drážkami a zkoseními.

Na přání zákazníka dodává ŠMT stoly i s jinými rozměry desek a jinými pojedy. [8]

	TDV 4	TDV 5	TDV 70	TDV 100	TDV 160	TDV 250	TDV 400
Deska [mm]	1600×2500	2500×3000	3000×3500	4000×4000	4500×4500	5000×5000	5000×5000
Pojezd V [mm]	2500	2500	2500	2500	3000	3000	3000
Max zatížení [t]	25	40	70	100	160	250	400

Tab. 4 Přehled základních parametrů strojů řady TDV [8]

3 Otočné stoly

Otočné stoly jsou externí stroje, které se používají ve výrobním procesu z důvodu rozšíření pracovních možností pracovního zařízení. Rozšíření spočívá v tom, že pracovnímu zařízení, stroji nebo robotu, přidáme otočný stůl a tím další říditelné osy.

Jednoduchý otočný stůl, viz obr. 7 - Otočný stůl Demmeler s jednou rotační osou, s jednou říditelnou rotační osou - jedná se o tzv. osu C. Přidání této osy má několik výhod, mezi které patří zejména možnost obrábět součásti z více stran na jedno upnutí obrobku. Jedno upnutí nám umožní zvýšit přesnost výroby, kdy odpadají nepřesnosti při následném upínání obroku, zkracují se výrobní časy, kdy při jednom upnutí odpadá manipulace s obrobkem při upínání pro obrábění z dalších stran. Použitím otočného stolu můžeme také vytvořit příznivější podmínky pro technologické operace, jako například příznivější řezné podmínky pro nástroj.

Otočné stoly se nejčastěji používají u obráběcích strojů, jako jsou vyvrtávačky, frézky, nebo multifunkční obráběcí centra. Svoje využití naleznou také u tvářecích strojů, jako příklad můžeme uvést dvou sloupové hydraulické lisy pro volné kování. Otočné stoly nalezneme i v automatických linkách pro změnu orientace obrobku nebo také na robotických pracovištích jako jsou svařovací robotické pracoviště.

Pro další rozšíření pracovních možností stroje, jsou otočné stoly vybaveny o další říditelné osy. U těžkých otočných stolů, pro obrábění rozměrných a těžkých obrobků to bývá nejčastěji lineární posuvová osa kolmá na rotační osu stolu, Obr. 8 - Těžký otočný stůl FIBROMAX s posuvovou osou. Pro lehčí otočné stoly to může být jako posuvová tak rotační osa Obr. 9 - Kolébkový otočný stůl GANRO.

Speciální otočné stoly jsou vybaveny rotační osou C, posuvovou osou a další rotační osou s omezeným pohybem Obr. 10 - Naklápěcí těžký otočný stůl FIBROMAX [9]



Obr. 7 - Otočný stůl Demmeler s jednou rotační osou [9]



Obr. 8 - Těžký otočný stůl FIBROMAX s posuvovou osou [9]



Obr. 9 - Kolébkový otočný stůl GANRO [9]



Obr. 10 - Naklápěcí těžký otočný stůl FIBROMAX [9]

3.1 Konkurence na trhu v oblasti výroby otočných stolů

Mezi největší výrobce otočných stolů patří firmy Demmeler (<http://demmeler.com/de/home.html>) a Fibro (<http://fibro.de/>), jejichž příklady otočných stolů byly uvedeny na obrázcích výše.

Příčemž společnost Fibro nabízí otočné stoly s rozměry upínacích desek od 1450 mm do 2600 mm a maximální nosností stolů do 140 t. Pro uložení upínací desky použity hydrostatická vedení a pohon upínací desky je řešen prostřednictvím masterslave.

Firma Demmeler vyrábí stoly s velikostí upínací desky až do 5000 mm a nosností až 400 tun. Uložení posuvových os je kombinací valivých a hydrostatických vedení jak pro rotační tak posuvovou osu. Pro pohon otočného stolu používá řízení masterslave nebo pro menší stoly momentové motory. V nabídce jsou jak kruhové, čtvercové, tak i obdélníkové upínací desky. Dále společnost nabízí i vertikální otočné stoly pro obrobky o hmotnosti až 100 tun. Otočné stoly nabízí v provedení s c-osu, s c-osu a posuvovou osou i naklápěcí otočné stoly podobně jako společnost Fibro.

Mezi české výrobce otočných stolů můžeme uvést firmu Fermat (<http://www.fermatmachinery.com/cs/>). Otočný stůl Fermat uveden na Obr. 11. Rozměry upínací desky od 2000 x 2000 mm do 3000 x 3000 mm. Nosnost otočného stolu až 25000 kg a podélné přestavení stolu od 1200 do 2400 mm. [9]



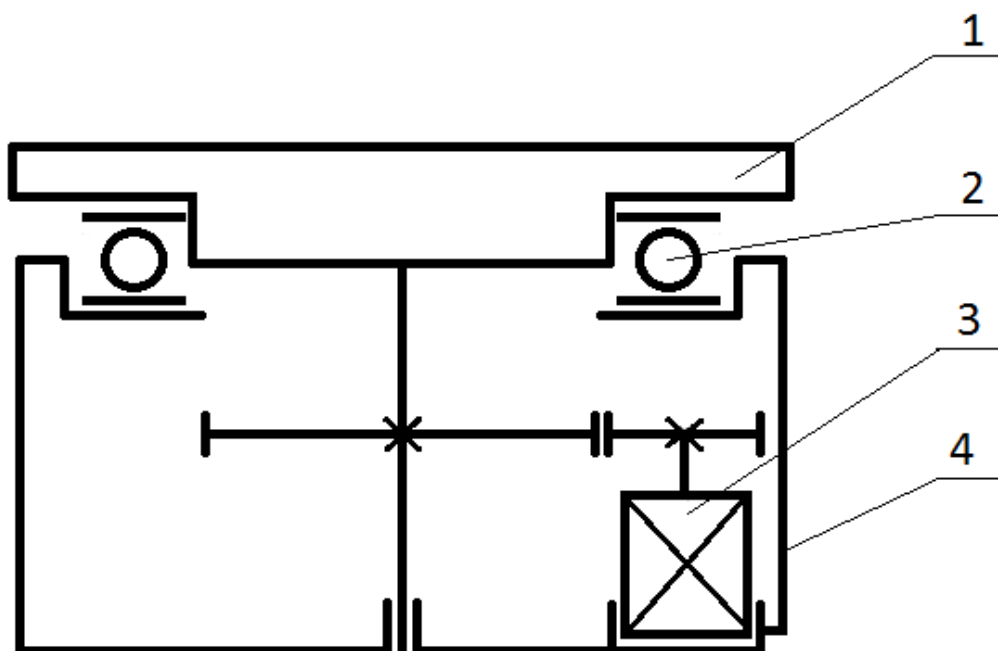
Obr. 11 - Lože se saněmi otočného stolu [9]



Obr. 12 - Otočný stůl Fermat [9]

4 Otočný stůl

Jednoduché schéma volného otočného stolu je na Obr. 13 - Schéma otočného stolu. Skládá se ze 4 základních částí: upínací deska, uložení upínací desky (ložisko), pohon a rám otočného stolu. Dále z dalších částí jako je systém mazání (převodů, ložiska), odměřování a další podpůrných systémů. [9]



Obr. 13 - Schéma otočného stolu [9]

1 – upínací deska otočného stolu, 2 – uložení upínací desky stolu (ložisko), 3 – pohon stolu, 4 – rám otočného stolu

4.1 Upínací deska otočného stolu

Upínací deska otočného stolu slouží k upínání obrobků, nebo pro upínání upínacích zařízení, ať už pneumatických, nebo hydraulických. Pro upínání obrobků nebo upínacích zařízení jsou upínací desky vybaveny nejčastěji upínacími T - drážkami. U kruhových upínacích desek jsou drážky nejčastěji vedeny od okraje k ose otáčení stolu. U nekruhových jsou drážky nejčastěji rovnoběžné s některou hranou stolu. Kruhové upínací desky, často používané u karuselů, mohou být vybaveny univerzálními tří-, nebo čtyř-čelistovými samo-středícími sklíčovými.

Upínací desky jsou vybaveny vnitřním otvorem (desky mají tvar mezikružší). Vnitřní otvor slouží pro přívod médií, jako např. hydraulický olej, tlakový vzduch, elektrická energie atd., ke speciálním upínacím zařízením.

Desky jsou pevnou součástí otočného stolu (pevně uchyceny na uložení upínací desky) nebo jsou uloženy volně, pro paletizační systém, který slouží k automatické výměně obrobků pro zvýšení produktivity výroby.

Upínací desky menších stolů jsou odlévány nebo kovány jako celek, větší upínací desky jsou řešeny jako žebrovaný svařenec nebo odlitek pro snížení hmotnosti.

Průměry (rozměry) upínacích desek stolů se pohybují od několika stovek milimetrů až do velikosti několik metrů. [9]



Obr. 14 - Upínací deska otočného stolu - žebrovaný odlitek, valivé uložení upínací desky (křížové valivé ložisko) [9]

4.2 Uložení upínací desky otočného stolu

Uložení upínací desky otočného stolu nebo tzv. kruhová vedení, používaná u obráběcích a tvářecích strojů, můžeme rozdělit do dvou skupin:

- kluzná kruhová vedení
- valivá kruhová vedení

Kluzná kruhová vedení jsou hydrodynamická, nebo hydrostatická. Dále do této skupiny můžeme zařadit aerostatická ložiska. Jako další méně používanou skupinu můžeme např. zmínit ložiska magnetická. Kruhová vedení jsou tedy soustava tzv. vodících ploch, na nichž se stýká pohyblivá část (suport) s nepohyblivou částí (rám) otočného stolu.

Pokud se budeme vedením, ať již kruhových nebo přímočarých, používaných u obráběcích a tvářecích strojů, robotů atd., věnovat obecně, jsou na jakákoli vedení (kluzná, valivá, magnetická) kladeny několik základních požadavků, jako např. přesnost, tuhost, odpor proti pohybu aj., které jsou popsány níže.

Základní požadavky kladeny na vedení:

Přesnost – pomyslné body vytyčené na pohyblivých částech vedení se musí pohybovat po drahách, které se od geometricky přesných drah liší s určitou odchylkou, která je dána tolerancí a jejíž velikost určuje přesnost vedení.

Tuhost – souvisí s deformací - čím vyšší tuhost, tím menší deformace vedení, která je žádoucí, protože deformace vedení se započítává do celkové deformace soustavy stroj-obrobek a tím při malé tuhosti vedení (velké deformace vedení) nepříznivě ovlivňuje přesnost rozměrů obráběné součásti. Dále tuhost vedení by se neměla měnit ani za pohybu pohyblivé části vedení po pevné části. Mění-li se, je proměnná (nestálá), po celé délce vedení, mění se i deformace soustavy stroj-obrobek a tím dochází ke zhoršení kvality povrchu obrobených ploch.

Odpor proti pohybu – odpor proti pohybu by měl být co nejmenší. Nižší odpor proti pohybu znamená vyšší celkovou účinnost stroje a snížení nákladů na energii potřebnou pro provoz stroje. Nízký odpor pohybu také zaručuje přesnější najíždění do požadovaných poloh a zlepšuje přesnost obrábění.

Plynulost pohybu – a to zejména při malých rychlostech, kdy plynulost chodu (netrhaný chod) potřebujeme pro přesné nastavení polohy pohyblivé části vedení.

Odolnost proti opotřebení – odolnost by měla být co největší, z důvodu životnosti vedení, tím životnosti celého stroje a dále pro zachování co největší přesnosti vedení během životnosti stroje.

Nejmenší možná vůle – vůle co nejmenší, ale stále se zachováním malého odporu proti pohybu. Vůle ve vedení nepříznivě ovlivňuje jeho přesnost, když při zatěžování dochází k jejímu vymezení.

Tlumení kmitání – schopnost tlumení kmitání (vibrací) přecházející do soustavy stroj-obrobek, např. od řezných sil, příznivě ovlivňuje kvalitu obrobených ploch.

Ochrana proti vnikání nečistot – vnikající nečistoty nepříznivě ovlivňují opotřebení a životnost vedení a další související veličiny spojené s kvalitou vedení a celého stroje. [9]

Kruhová i přímočará vedení rozdělujeme:

- Kluzná vedení
 - Hydrodynamická
 - Hydrostatická
- Valivá vedení

4.3 Rám otočného stolu

Materiály, používané pro stavby rámu otočných stolu, jsou stejné, jako pro stavby rámu obráběcích a tvářecích strojů.

Konvekční používané materiály jsou tedy konstrukční oceli vhodné pro svařování, svařované ocelové rámy, nebo litiny pro odlévané rámy otočných stolů. [9]

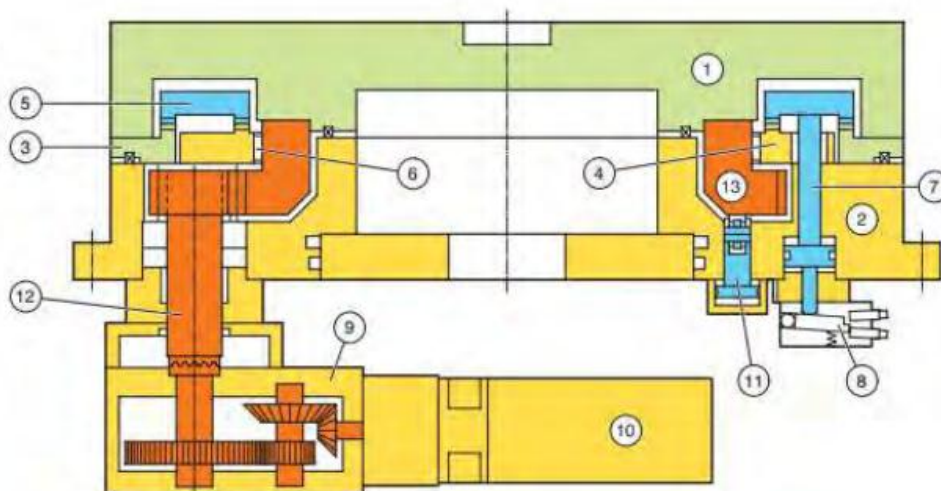
4.4 Pohony otočných stolů

Pohony otočných stolů lze obecně rozdělit na pohony přímé a nepřímé. V minulosti se standardně používaly nepřímé pohony, ale s přechodem přímých pohonů ze speciálních aplikací do těch běžných, se stává toto řešení levnější a tedy pro výrobce atraktivnější. [10]

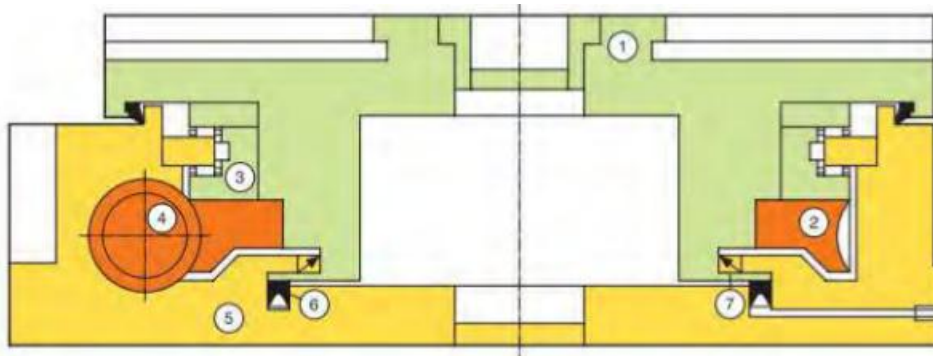
4.4.1 Nepřímé pohony otočných stolů

Nepřímým pohonem je označena koncepce, při níž je mezi servopohon a otočný stůl vložen mechanický převod. Nejčastěji používaným typem je převod realizovaný šnekem a šnekovým kolem nebo ozubeným kolem a pastorkem. Možné je také použití převodu řemenového, či použití převodovky.

Použití mechanických převodů s sebou přináší určité problémy a nevýhody. Hlavní nevýhodou je opotřebení částí převodového ústrojí vlivem vzniklého tření. Díky tomu vznikají v převodu nežádoucí vůle a zvyšuje se potřeba údržby, popřípadě výměny některých částí stroje. Opotřebení vlivem tření se dá částečně ovlivnit vhodným výběrem materiálů spolu zabírajících částí převodu a také tvarem ozubení. Převodové vůle lze odstranit např. použitím dvou pohonů zabírající do jednoho ozubeného či šnekového kola (master-slave). Další negativní vlastností jsou velké rozměry (zástavbový prostor), hmotnost a moment setrvačnosti převodového ústrojí. Oproti přímým pohonům mají ovšem nepřímé pohony nižší pořizovací náklady a nevzniká v nich takové množství tepla. Další výhodou může u některých aplikací být možnost velkého převodového poměru a z toho plynoucí velké přesnosti polohování. [11]



Obr. 15 – Pohon otočného stolu s převodem pomocí pastorku a ozubeného kola [11]

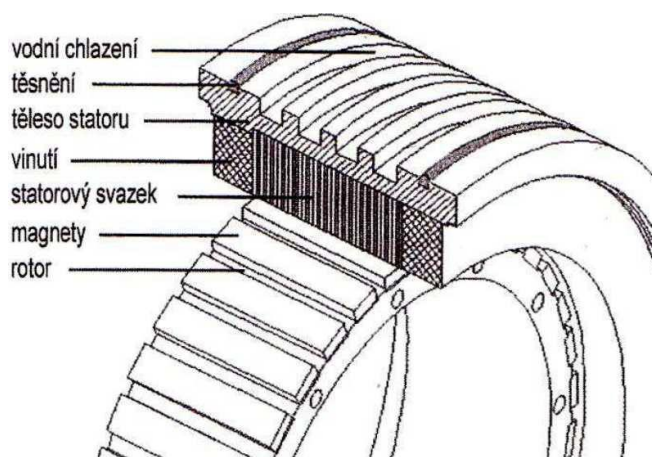


Obr. 16 – Pohon otočného stolu se šnekovým převodem [11]

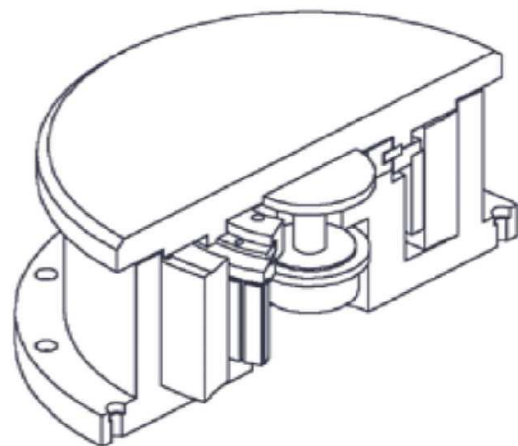
4.4.2 Přímé pohony otočných stolů

Přímé pohony otočných stolů jsou též označovány jako vysoko momentové. Vyvinuty byly v 70. letech 20. století a stejně jako většina tehdejších servomotorů využívaly kartáčové technologie.

V dnešní době jsou konstrukčně řešeny tak, že vnější prstenec (stator), ve kterém jsou umístěny budící cívky, je umístěn do rámu stroje a vnitřní prstenec (rotor), na kterém jsou umístěny permanentní magnety, je připevněn k poháněné části stroje. Mezi rotorem a státorem je 0,5-1,5 mm široká vzduchová mezera zajištěná axiálně-radiálním ložiskem. Díky tomuto u přímých pohonů nedochází k opotřebení třením a z toho plynou jejich velice nízké nároky na údržbu. Z jejich konstrukce rovněž vyplývají malé rozměry, hmotnost a moment setrvačnosti. Z toho plynou vynikající dynamické vlastnosti. [11]



Obr. 17 - Schéma prstencového pohonu [10]



Obr. 18 - Zabudování přímého pohonu do otočného stolu [10]

Jsou vyráběny v mnoha velikostech od motorů s vnitřním průměrem menším než 100 mm, až po motory s vnitřním průměrem přesahujícím 2 m. Díky velkému průměru, malému poměru mezi vnitřním a vnějším průměrem a malému rozměru ve směru osy, se jim říká prstencové. Vlivem velkého průměru (ramena síly) jsou schopny dosahovat vysokých momentů, proto se řadí mezi vysoko momentové motory.

Nicméně jejich hlavní nevýhodou je velké vznikající teplo, které je nutno odvádět pomocí chladicí kapaliny, odváděné standardně drážkováním na vnějším povrchu statoru. Nutné je také tyto motory vhodně krytovat tak, aby se do nich nedostal ocelový prach a jiné nečistoty přitahované silným magnetickým polem motoru. Tyto pohony mají také značně vyšší pořizovací náklady než nepřímé pohony. Celkově však pro převahu jejich výhod nad nevýhodami lze očekávat do budoucna jejich nadvládu v oblasti CNC otočných stolů. [11]

4.5 Ložiska otočných stolů

Ložiska v otočných stolech musí splňovat nároky na vysokou únosnost, axiální tuhost a nízké tření. Zde jsou čtyři základní přístupy k této problematice. [10]

4.5.1 Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

Na rozdíl od běžných axiálních kuličkových ložisek tato ložiska s kosoúhlým stykem (obr. 19 a)) mohou přenášet kromě axiálních zatížení i radiální zatížení a jsou vhodná také pro vysoké otáčky. Mohou být jedno i obousměrná, kde obousměrná mohou přenášet axiální zatížení působící v obou směrech. [10]

4.5.2 Axiálně radiální válečkové ložisko

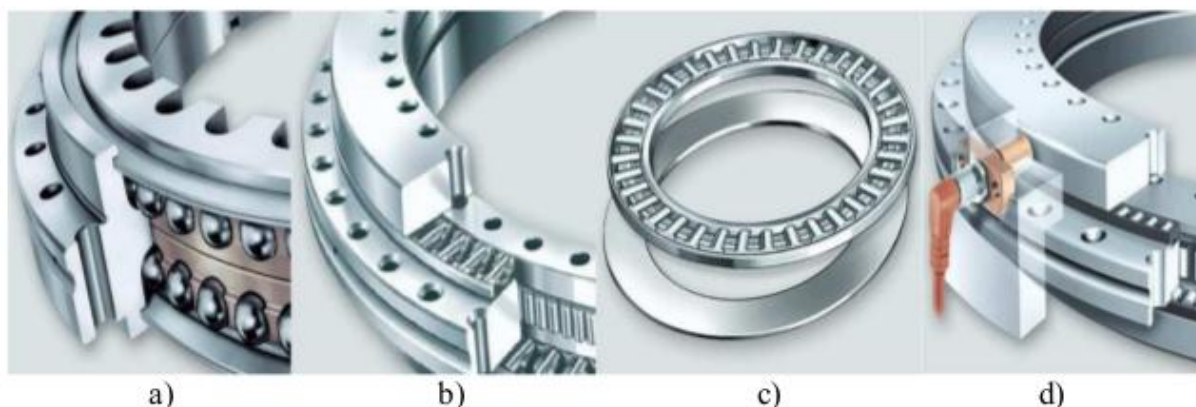
Axiálně radiální válečkové ložisko (obr. 19 b)) se vyznačuje velmi nízkým a konstantním třecím momentem. Výrazné snížení třecích momentů vede k zlepšení tepelné bilance ložiska, což má pozitivní vliv na zlepšení přesnosti celé strojní skupiny. Tato ložiska představují ideální řešení uložení vysoce dynamických otočných os s ohledem na efektivní využití výkonového potenciálu přímých pohonů. [10]

4.5.3 Axiální jehlové klece s axiálními kroužky

Při potřebě kompaktního řešení uložení na nízkém prostoru, je možno použít axiální jehlové klece (obr. 19 c)). [10]

4.5.4 Ložisko s integrovaným úhlovým odměřováním

Magnetický odměřovací systém je integrován přímo do ložiska (obr. 19 d)). Toto řešení je předurčeno pro použití ve vysoce dynamických přesných otočných stolech v obráběcích strojích s přímým pohonem. [10]



Obr. 19 - Ložiska otočných stůlů a) axiální oboustranné ložisko s kosoúhlým stykem, b) axiálně radiální válečkové ložisko, c) axiální jehlové klece s axiálními kroužky, d) ložisko s integrovaným úhlovým odměřováním [10]

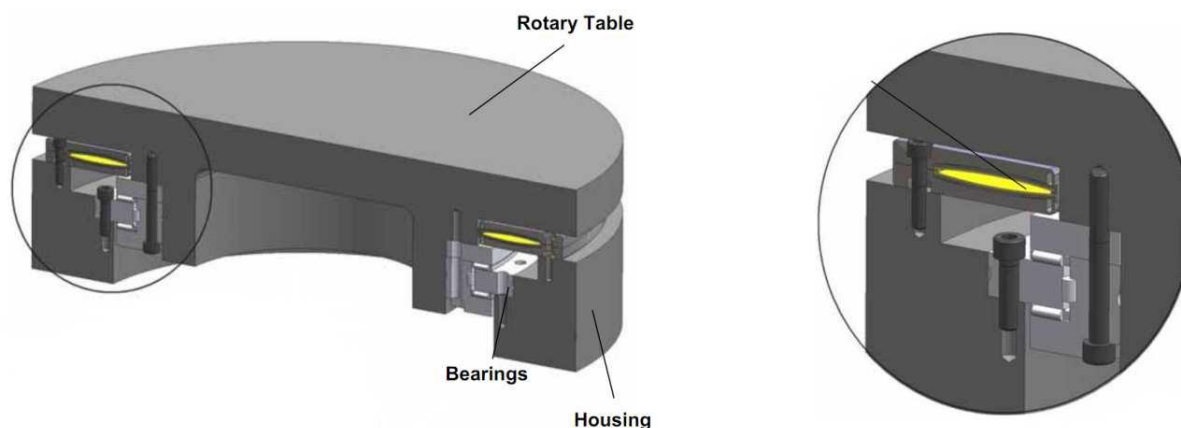
4.6 Brzdy otočných stůlů

Otočný stůl musí obsahovat i brzdny mechanismus umožňující zafixování obrobku v průběhu obrábění. Žádný typ pohonu není schopný zajistit regulaci stálou polohu bez minimálního kolísání polohy. Brzda může být hydraulická nebo pneumatická, výběr závisí na tom, zda daný obráběcí stroj již obsahuje okruh potřebného média. Další z variant je použití Hirthova ozubení.

4.6.1 Pneumatická brzda

Elastický vnitřní kroužek je bez přívodu stlačeného vzduchu rozevřen a neustále brzdí otočný stůl. K odbrzdění dojde při vpuštění stlačeného vzduchu do mezery v kroužku, který se rozšíří a tím dojde k odbrzdění. Tlak se obvykle pohybuje v rozmezí 0,55-0,65 MPa.

Toto řešení je velice zajímavé svou cenou, která je podstatně nižší než řešení hydraulické. Další výhodou je bezpečnost, protože při výpadku přívodu tlaku dojde automaticky k brzdění. [10]

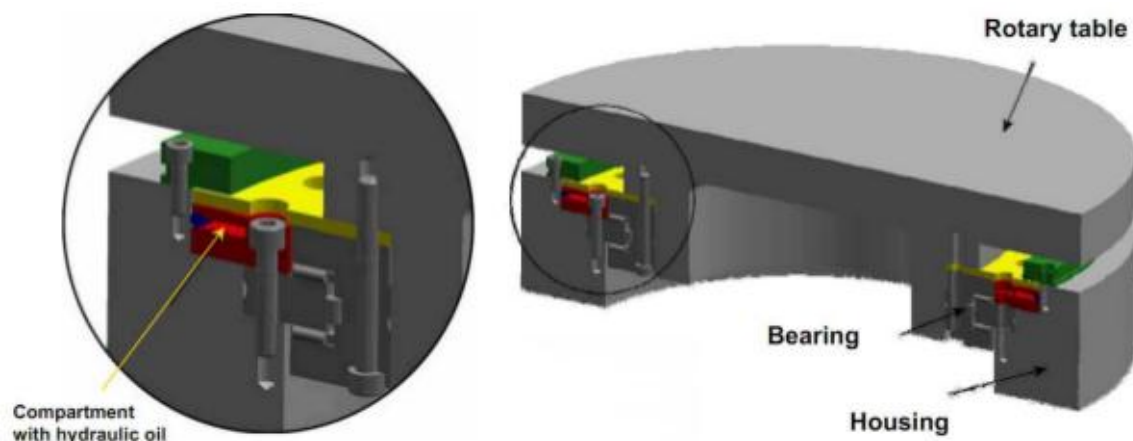


Obr. 20 - Pneumatická brzda [10]

4.6.2 Hydraulická brzda

Prostor v “červeném prstenci” je vyplněn hydraulickým olejem. Horní část prstence je tlakem oleje tlačena vzhůru. Točící se brzdový prstenec (žlutý) je tímto svírán a dochází k tření.

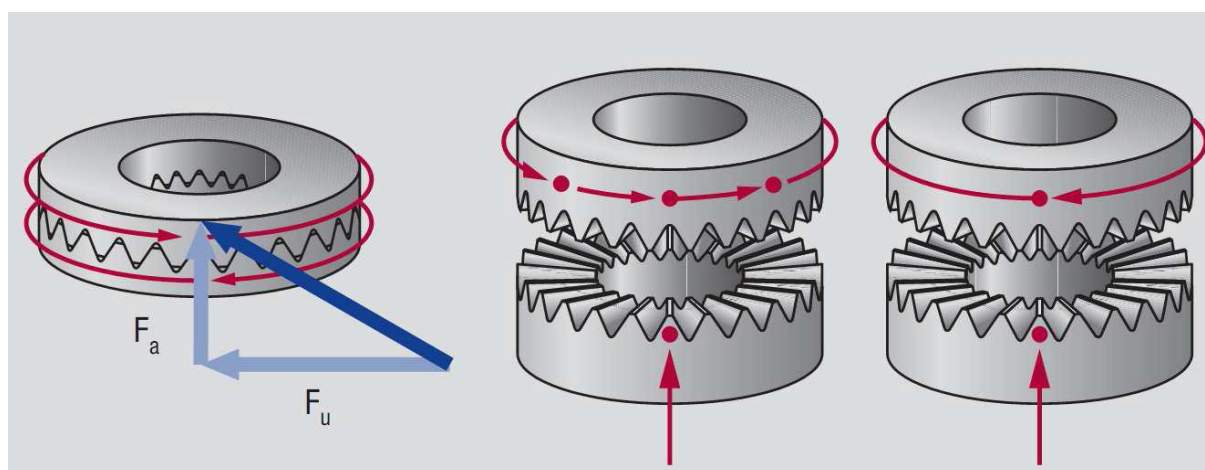
Jedná se o relativně nákladné řešení. Komponenty pro hydrauliku jsou v porovnání s pneumatickým řešením drahé. [10]



Obr. 21 - Hydraulická brzda [10]

4.6.3 Hirtovo ozubení

Použití Hirthova ozubení k fixaci polohy otočného stolu zajišťuje vysokou přesnost, opakovatelnost a odolnost proti opotřebení. Velká styková plocha umožňuje přenos velkých točivých momentů. Limitující faktor je však jemnost ozubení, které určuje minimální krok. [10]



Obr. 22 - Hirtovo ozubení v uzamčeném a rozpojeném stavu [19]

4.7 Odměrovací systémy otočných stolů

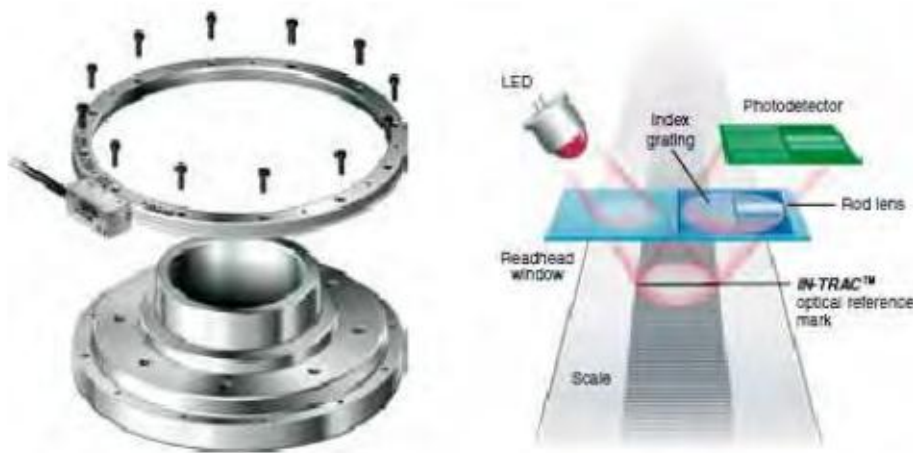
Výsledná přesnost stroje je determinována nejen precizností konstrukčního a technického provedení všech důležitých prvků, ale rovněž dostatečně přesným měřicím systémem, který řídicímu systému stroje dodává kvalitní zpětnou vazbu. Obecně se používá měřicí systém s rozlišovací schopností o řád vyšší, než je požadovaná přesnost stroje.

Kromě samotné přesnosti odměrovacího systému je rovněž nutno vzít v potaz náročnost systému na zástavbový prostor, rychlost přenosu dat a v neposlední řadě i jeho složitost a tím je ovlivněná pořizovací cena.

U otočných stolů je nutno vzít v potaz přesnost převodového ústrojí. Odměrovací systém je proto u tohoto druhu náhonu vhodné zařadit v kinematickém řetězci až za převodový mechanismus. Prakticky se pro otočné stoly používají dva typy odměrovacích zařízení a to fotoelektrické (optické) systémy a systémy magnetické. [11]

4.7.1 Optické odměrovací systémy

Pracují na fotoelektrickém principu. Skládají se ze tří hlavních částí a to z ocelové stupnice, která má na sobě vygravírovány značky a je připevněna k rotující části otočného stolu, ze čtecí hlavy, která je připevněna k rámu stolu a z rozhraní, které vyhodnocuje optické signály. Optické odměrování je přesnější (0,5 úhlové vteřiny) než odměrování na magnetickém principu. Jeho výhodou je rovněž odolnost vůči magnetickému rušení. Nevýhodou je ovšem náchylnost na nečistoty v prostředí (prach, emulze) a proto je nutné zajistit dokonalé krytování měřicího systému. [11]



Obr. 23 - Princip a aplikace optického odměrovacího systému Renishaw. [11]

4.7.2 Magnetické odměřovací systémy

Také se skládají ze stupnice, čtecí hlavy a rozhraní, které vyhodnocuje magnetický signál. Využívají Halova jevu. Nespornou výhodou je jednoduchost tohoto systému. Snímač se skládá přibližně jen z poloviny prvků oproti systému optickému. Magnetický čip, který tvoří srdce systému lze navíc velmi jednoduše krytovat a odstínit tak nepříznivé magnetické pole. [11]



Obr. 24 - Magnetický systém odměřování polohy - výrobce Renishaw. [11]

5 Definice problému a návrh variant

Hlavním cílem je podat konstrukční návrh otočného stolu pro rozšíření technologických možností horizontkových pracovišť firmy ŠMT. Při konstrukci je brán ohled na univerzálnost a jednoduchost konstrukce s hlediskem na ekonomičnost návrhu otočného stolu TDV 25. Rámcovou představu o rozměrech, hmotnosti a možném pracovním rozsahu zařízení lze odvodit ze zadaných parametrů zadaných ŠMT.

5.1 Zadané parametry otočného stolu

Zadané rozměry otočného stolu TDV 25		
Upínací deska	[mm]	1800x1800
Lože	[mm]	1050x(268x5400)
Saně	[mm]	1200x1200x(503)
Celková výška	[mm]	max. 1000
Užitečná pracovní síla posuvu osy V	[N]	30000
Užiteční pracovní moment otočné osy B	[Nm]	30000
Výsledný moment zpevnění upínací desky	[Nm]	30000
Maximální hmotnost obrobku	[t]	12,5

Tab. 5 Přehled zadaných parametrů otočného stolu

Rozměry mimo závorky jsou zadány ŠMT, rozměry v závorce vyplynuly ze samotného konstrukčního návrhu uvedeného níže v textu. Poslední rozměr upínací desky je předmětem variantního posouzení upínací desky a bude upřesněn při variantním posouzení.

Dalším parametrem pro návrh je, aby navržená konstrukce dosahovala 70 % hmotnosti než stůl pro zatížení 25t. Konkrétní hodnoty budou přehledně vypsány a porovnány v kapitole ekonomického zhodnocení konstrukce.

5.2 Metodický postup řešení

Pro zajištění úspěšného vyřešení konstrukčního problému je třeba zcela porozumět zadání, formou rešerše si zajistit potřebné znalosti problematiky, definovat problém a formulovat úkol a jeho řešení. V případě této práce bylo zadání podáno neurčitě a bylo nutné část parametrů zařízení volit. V kapitole 5.1 byly zadány návrhové parametry stolu a budou figurovat, jako vstupní údaje do konstrukční části. Informace obsažené v rešeršní části lze považovat za obeznámení se základními konstrukčními uzly otočných stolů. Nyní je tedy známo z jakých součástí se bude navrhované zařízení skládat a může se přistoupit k řešení a konstrukční části práce dle níže uvedené metodiky. Na základě systematického přístupu a logické úvahy je navržen následující postup pro řešení problému: [12]

- vypracování návrhu variant a jejich popisu
- výběr vhodné varianty pomocí metod optimálního výběru
- konstrukční proces
 - provedení analýzy stroje
 - přesnější určení rozměrů otočné stolu a obrobku
 - počáteční návrh konstrukčních uzlů
 - volba a výpočet ložisek
 - počáteční návrh rámu stolu,
 - konečné definování zatížení stolu
 - pokud konstrukce nevyhovuje => úprava vstupních hodnot a následné přepočítání
- volba systému odměřování
- konečná specifikace otočné stolu

5.3 Návrh variant

Navrženy čtyři varianty pro otočnou osu B, posuvná osa V bude realizována pomocí, v ŠMT běžně používaného, kuličkového šroubu a hydrostatického uložení.

Jedná se o kombinaci variant s nepřímým pohonem.

- pastorek/ozubené kolo, hydrostatické vedení upínací desky
- pastorek/ozubené kolo, valivé vedení upínací desky
- šnek/šnekové kolo, hydrostatické vedení upínací desky
- šnek/šnekové kolo, valivé vedení upínací desky

5.3.1 Varianta A – nepřímý pohon - pastorek/ozubené kolo, hydrostatické vedení

U této varianty je použit nepřímý pohon – pastorek/ozubené kolo a jako vedení je použito hydrostatické kruhové vedení.

Tato kinematická dvojice má proti šroubu a matici menší převod, lepší účinnost a menší tuhost. Díky vůli mezi pastorkem a ozubeným kolem je nutné provést její vymezení.

Pro vymezení vůle je pohon realizován dvěma motory v režimu master-slave. Tento velmi elegantní je způsob předepnutí (vymezení vůle) pomocí metody používající schopnosti moderních řídicích systémů - elektronické předepnutí (master-slave).

Pastorky jsou v režimu master-slave přes vložené planetové převodovky naháněny dvěma servomotory. Při nulové zátěži vyvíjejí oba motory (levý a pravý) momenty stejné velikosti, ale opačného znaménka (např. 30 % jmenovité síly). Při působení kladné vnější síly F_v bude např. levý motor závislý (slave) a pravý (master). Moment závislého motoru (slave) poroste ze záporné hodnoty, takže předpětí F_u klesá při určité velikosti F_v až na nulu, a pak oba motory působí ve stejném smyslu. [13]

Uložení je realizováno hydrostatickým kruhovým vedením. Hydrostatické vedení je charakterizováno nosným kapalinným filmem mezi dvěma kluznými plochami. Kapalinné tření je zajištěno přívodem maziva pod tlakem. Hydrostatické vedení má velmi malý součinitel tření, udává se 0,0001. Pracovní plochy vedení se nedotýkají ani za klidu, proto se vodící plochy málo opotřebovávají. Ve vedení není vůle, vrstva oleje má dobré tlumící schopnosti. Nevýhodou hydrostatických vedení je náročná výroba a nákladný provoz.

Vedení se skládá z ložiskových jednotek (buněk), které jsou upevněny na nepohyblivé straně vedení, druhá strana je hladká. [14]

5.3.2 Varianta B - nepřímý pohon - pastorek/ozubené kolo, valivé vedení

Tato varianta používá stejný pohon jako u varianty A, tedy pastorek/ozubené kolo, kde jsou pastorky připojeny v režimu master-slave.

Uložení je realizováno valivým uložením. U valivých kruhových vedení (ložisek, drah) nedochází k přenosu zatěžujících sil přes olejový film, ale pomocí valivých těles. Valivá ložiska jsou v dnešní době nejpoužívanějším typem ložisek vůbec. Jejich použití najdeme v nejrůznějších aplikacích. [9]

Přednosti tohoto vedení jsou především:

- Celkově menším součinitelem tření a nepatrný rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a za pohybu, což má velký vliv na odstranění trhavých pohybů při nepatrných rychlostech pohybu
- Minimální opotřebení a tím dlouhá životnost
- Možnost vymezení vůle a předepnutí
- Vysoká přesnost pohybu i při malých rychlostech

Na druhé straně jako nevýhody valivého vedení lze uvést:

- Vysoká náročnost na přesnost výroby a tím někdy vyšší ceny
- Větší rozměry než vedení kluzná
- Menší schopnost útlumu chvění [13]

5.3.3 Varianta C – nepřímý pohon - šnek/šnekové kolo, hydrostatické vedení

Varianta C je realizována pomocí šnekového pohonu se šnekovým kolem a hydrostatickým vedením.

Pro posuvné soustavy s vysokou hodnotou převodu lze často využít výhodně i princip hydrostatického šnekového pohonu. Ozubená šneková tyč je opatřena olejovými kapsami, do nichž je postupně přiváděn tlakový olej pomocí přívodu, dotlačovaných na boky ozubeného převodu, vždy jen do kapes, které jsou v záběru se šnekem. Únikový olej z kapes stéká volně přes šnek do sběrného žlabu pod šnekem. Pohon šneku je proveden ozubením od ozubeného pastorku na hnací hřídeli spojené přímo s náhonovým motorkem. [13]

K odstranění vůle v převodu se používá stejných principů jako při použití ozubených kol s čelním ozubením, použití dvou šneků (master-slave), použití děleného šneku.

Výhody jsou především:

- v minimálním tření
- vysoké tuhosti
- samosvornosti pohonu

Nevýhody jsou:

- nízká účinnost dána šnekovým ozubením
- velké oteplování mechanismu
- nižší a malé kroutící momenty

Vedení je realizováno jako ve variantě A, tedy hydrostatickým vedením.

5.3.4 Varianta D - nepřímý pohon - šnek/šnekové kolo, valivé vedení

Tato varianta používá stejný pohon jako varianta C, tj. šnek/šnekové kolo a vedení je realizováno jako ve variantě B, tedy valivé vedení.

5.4 Zhodnocení a výběr optimální varianty

Po představení možných variant řešení je třeba vybrat variantu, která bude reprezentovat optimální řešení zadaného problému. K tomuto účelu lze použít i prosté úvahy, ale k relevantnímu posouzení vhodnosti řešení je výhodné použít spíše některou z matematických metod řízení kvality. Pro posouzení technické a ekonomické stránky řešení lze použít metody multikriteriálního hodnocení. Avšak pro případ této práce, volím jednodušší postup optimálního výběru.[12]

5.4.1 Optimální výběr

Principem metody je vybrání několika (1 - 10) společných parametrů, kterým budou přiřazeny váhy podle důležitosti. Pro jednotlivé varianty pak následuje párové porovnání s parametry, které je vyjádřeno bodovým hodnocením (čím vyšší číslo, tím je parametr lepší). Dále následuje syntéza, kde se váhy násobí s bodovým ohodnocením párového porovnání. Součtem syntéz jednotlivých variant se provede výběr, respektive nejvyšší součet určuje optimální variantu. Tato metoda nachází využití například při výběru nejlepšího výrobku porovnáním parametrů.

Pro vybrání optimální varianty lze použít několik postupů [12]:

- Nominální metodou – bodové hodnocení 0,1
- Preferenční metodu – hodnocení 1-3
- Kardinální metodu – hodnocení 1-5

Pro účel využití v této práci volím kardinální metodu, protože nabízí větší interval bodového hodnocení, který zpřesní výběr optimálního řešení.

5.4.2 Kardinální metoda

- Volím 6 parametrů

- zástavbový prostor
- přesnost
- tuhost
- účinnost
- výrobní náročnost
- složitost konstrukce
-

	Parametr	Váha	Hodnocení				Součet			
			A	B	C	D	A	B	C	D
1.	zástavbový prostor	30	4	5	4	4	120	150	120	120
2.	přesnost	20	4	4	3	3	80	80	60	60
3.	tuhost	20	4	5	3	4	80	100	60	80
4.	účinnost	20	4	3	3	2	80	60	60	40
5.	výrobní náročnost	30	4	5	3	3	120	150	90	90
6.	složitost konstrukce	30	3	4	3	3	90	120	90	90
Celkem:							570	660	480	480

Tab. 6 Vyhodnocení kardinální metody

Dle vyhodnocení výběru kardinální metodou vychází jako relevantní varianta B:

Nepřímý pohon - pastorek/ozubené kolo, valivé vedení.

Vybraná varianta bude doplněna o návrh pohybového mechanismu osy V, která je realizovaná pomocí kuličkového šroubu a hydrostatického uložení.

Její podrobný popis bude uveden až po vypracování konstrukčního návrhu.

Ke konstrukčnímu řešení patří variantní posouzení upínací desky, bude probíhat při vlastním konstrukčním návrhu pomocí MKP.

Při konstrukčním návrhu jsem vytvořil varianty upínací desky s různou výškou a tloušťkou stěn upínací desky, které jsem pomocí MKP porovnal, a následně jsem vybral nejlepší s ohledem na nejlepší technickoekonomické vlastnosti, dále jsem porovnal tuto vybranou desku s deskou s jiným druhem žebrování.

6 Výpočty potřebné pro konstrukční proces

Při konstrukci se budu snažit o co největší unifikaci a typizaci dílů ze stávajících konstrukčních řešení otočných stolů řady TDV.

6.1 Výpočet vedení a pohonu pohybového mechanismu osy V

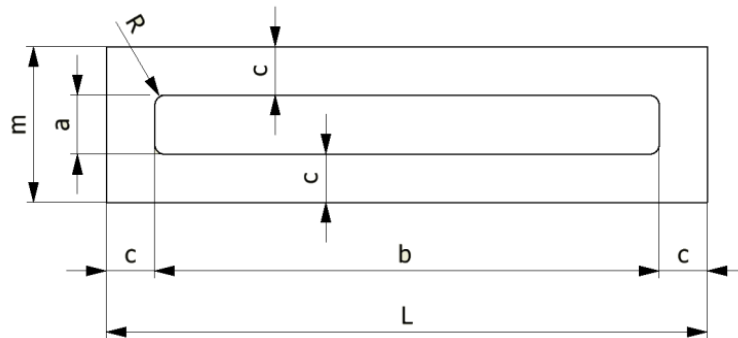
Jako vedení je použito hydrostatické vedení. Vybráno je z důvodu nevhodnosti valivého uložení pro rychlost posuvu, která činí $15 \text{ m/min} = 0,25 \text{ m/s}$. Pro kluzné vedení je maximální rychlost $0,2 \text{ m/s}$. [16] Pro pohyb osy V je použit kuličkový šroub.

6.1.1 Výpočet hydrostatického vedení osy V [16]

Hmotnost obrobku	m_o	12 500	[kg]
Hmotnost zatěžující hydrostat. vedení	m_d	6425	[kg]
Maximální složka řezné síly	F	30000	[N]
Dynamická viskozita oleje (50°C)	η	$3,3461 \cdot 10^{-2}$	[Pa]

Tab. 7 – Zadané hodnoty pro výpočet hydrostatické vedení osy V

Hmotnosti saní a upínací desky vycházejí z konstrukčního řešení uvedeného níže.



Obr. 25 Schéma hydrostatické buňky pro lineární vedení

Horní hydrostatické vedení osy V:

Délka - L	1200	[mm]
Šířka - m	155	[mm]
Rádiusy - R	10	[mm]
Počet buněk - n	4	-
Tloušťka hydr. vrstvy - h	0,035	[m]

Tab. 8 – Hodnoty hydrostatické buňky horního vedení osy V

Výpočet optimální šířky stěny c_{opt} :

$$k = \frac{L}{m} = \frac{600}{155} = 3,87 \text{ mm} \Rightarrow \text{z tabulek} \Rightarrow k_{opt} = 0,305$$

Koeficient k_{opt} z tabulek ŠMT.

$$c_{opt} = k_{opt} * m = 0,305 * 155 = 47,275 \text{ mm}$$

$$c = 48 \text{ mm}$$

Výpočet a, b:

$$a = m - 2 * c = 155 - 2 * 48 = 59 \text{ mm}$$

$$b = L - 2 * c = 600 - 2 * 48 = 504 \text{ mm}$$

Efektivní plocha buňky:

$$S_e = L * m * \left(1 - \frac{c}{L} - \frac{c}{m}\right) = 600 * 155 * \left(1 - \frac{48}{600} - \frac{48}{155}\right) = 56760 \text{ mm}^2$$

Startovací plocha buňky:

$$S_p = a * b = 59 * 504 = 29736 \text{ mm}^2$$

Potřebný tlak maziva pro nadzvednutí posunované části otočného stolu:

$$p_p = \frac{(m_o + m_d) * g + F}{n * S_p} = \frac{(12500 + 6425) * g + 30000}{4 * 29736} = 1,81 \text{ MPa}$$

Střední měrný tlak maziva:

$$p_{stř} = \frac{(m_o + m_d) * g + F}{n * S_e} = \frac{(12500 + 6425) * 9,81 + 30000}{4 * 56760} = 0,95 \text{ MPa}$$

Součinitel množství:

$$k_q = \frac{(a + b - 4 * R) * \ln \frac{c + R}{R} + \pi * c}{6 * c * \ln \frac{c + R}{R}} = \frac{(59 + 504 - 4 * 10) * \ln \frac{48 + 10}{10} + \pi * 48}{6 * 48 * \ln \frac{48 + 10}{10}} = 2,1138$$

Množství potřebného maziva:

$$Q_h = n * k_q * \frac{p_{stř} * h^3}{\eta} * 6 * 10^4 = 2 * 2,1138 * \frac{0,95 * 10^6 * (35 * 10^{-6})^3}{3,3461 * 10^{-2}} * 6 * 10^4 = 0,31 \text{ L/min}$$

Boční hydrostatické vedení osy V:

Délka - L	400	[mm]
Šířka - m	90	[mm]
Rádus - R	10	[mm]
Počet buněk - n	4	-
Tloušťka hydr. vrstvy - h	0,035	[mm]

Tab. 9 – Hodnoty hydrostatické buňky bočního vedení osy V

Výpočet optimální šířky stěny c_{opt} :

$$k = \frac{L}{m} = \frac{400}{90} = 4,44 \text{ mm} \Rightarrow \text{z tabulek} \Rightarrow k_{opt} = 0,31$$

Koeficient k_{opt} z tabulek ŠMT.

$$c_{op} = k_{opt} * m = 0,31 * 90 = 27,9 \text{ mm}$$

$$c = 30 \text{ mm}$$

Výpočet a, b:

$$a = m - 2 * c = 90 - 2 * 30 = 30 \text{ mm}$$

$$b = L - 2 * c = 400 - 2 * 30 = 340 \text{ mm}$$

Efektivní plocha buňky:

$$S_e = L * m * \left(1 - \frac{c}{L} - \frac{c}{m}\right) = 400 * 90 * \left(1 - \frac{30}{400} - \frac{30}{90}\right) = 21300 \text{ mm}^2$$

Startovací plocha buňky:

$$S_p = a * b = 30 * 340 = 10200 \text{ mm}^2$$

Potřebný tlak maziva pro nadzvednutí posunované části otočného stolu:

$$p_p = \frac{(m_o + m_d) * g + F}{n * S_p} = \frac{(12500 + 6425) * g + 30000}{4 * 10200} = 5,29 \text{ MPa}$$

Střední měrný tlak maziva:

$$p_{stř} = \frac{(m_o + m_d) * g + F}{n * S_e} = \frac{(12500 + 6425) * 9,81 + 30000}{4 * 21300} = 2,531 \text{ MPa}$$

Součinitel množství:

$$k_q = \frac{(a + b - 4 * R) * \ln \frac{c + R}{R} + \pi * c}{6 * c * \ln \frac{c + R}{R}} = \frac{(30 + 340 - 4 * 10) * \ln \frac{30 + 10}{10} + \pi * 30}{6 * 30 * \ln \frac{30 + 10}{10}} = 2,211$$

Množství potřebného maziva:

$$Q_b = n * k_q * \frac{p_{stř} * h^3}{\eta} * 6 * 10^4 = 4 * 2,211 * \frac{2,531 * 10^6 * (35 * 10^{-6})^3}{3,3461 * 10^{-2}} * 6 * 10^4 = 1,72 \text{ L/min}$$

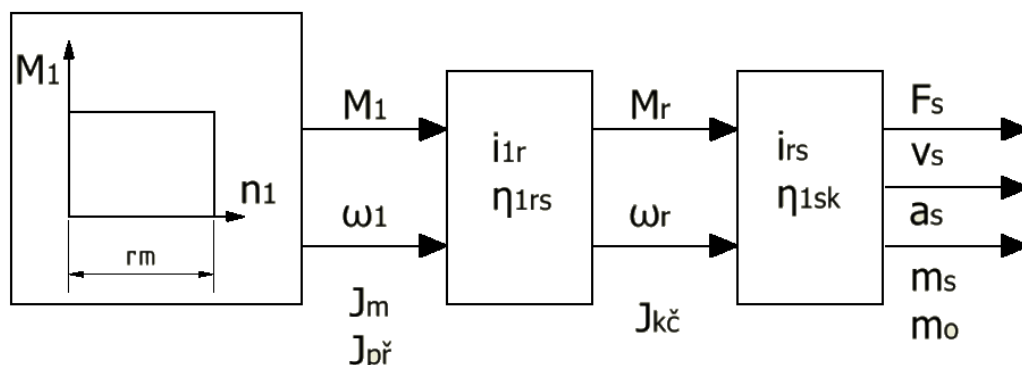
Celkové množství maziva:

$$Q_c = Q_h + Q_b = 0,31 + 1,72 = 2,03 \text{ L/min}$$

6.1.2 Výpočet pohonu pohybové osy V [15]

Jako pohybový mechanismus jsem zvolil kuličkový šroub s předepnutou maticí v obou směrech pro dosažení požadované přesnosti. Ve výpočtech se nebude uvažovat třecí síla z důvodu použití hydrostatického vedení.

Postup výpočtu zobrazen ve funkční struktuře posuvného mechanismu na obr. 25



Obr. 26 - Blokové schéma posuvné osy V

Použité veličiny na obr. – 26:

- 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)
- ω_r - úhlová rychlost na výstupu reduktoru (převodovky)
- i_{1s} - převodový poměr finálního převodu (převodovky)
- μ_{1sk} - účinnost finálního převodu (převodovky)
- F_s - síla na výstupní části mechanismu
- a_s - zrychlení na výstupní části mechanismu
- m_s - hmotnost pohybovaných částí mechanismu
- m_o - maximální hmotnost obrobku
- J_m - moment setrvačnosti motoru
- $J_{př}$ - moment setrvačnosti převodovky
- $J_{kč}$ - moment setrvačnosti kuličkového šroubu

Definování a výpočet vstupních parametrů kuličkového šroubu posuvové osy V

Užitečná síla posuvu - F	30 000	[N]
Rychlost posuvu - v_p	15 = 0,25	[m/min] [m/s]
Délka lože - L_1	4000	[mm]
Max. otáčky motoru (předpokládané) - n_1	3000	[ot/min]
Stoupání kuličkového šroubu (zvoleno) - h	20	[mm]
Účinnost kuličkového šroubu - $\eta_{kšr}$	0,96	[-]

Tab. 10 – Zadané hodnoty pro výpočet kuličkového šroubu

Úhlová rychlost:

$$\omega_1 = 2\pi * n_1 = 2\pi * \frac{3000}{60} = 314,16 \text{ s}^{-1}$$

Celkový převodový poměr:

$$i_{is} = \frac{\omega_1}{v_p} = \frac{314,16}{\frac{15}{60}} = 1256,64$$

Finální převod:

$$i_{rs} = \frac{2\pi}{h} = \frac{2\pi}{0,020} = 314,16$$

Vstupní převod:

$$i_{is} = i_{1r} * i_{rs} \Rightarrow i_{1r} = \frac{i_{is}}{i_{rs}} = \frac{1256,64}{314,16} = 4$$

Moment na vstupu finálního členu mechanismu:

$$M_r = F * \frac{1}{i_{rs} * \eta_{kšr}} = 30 * 10^3 * \frac{1}{314,16 * 0,96} = 99,47 \text{ Nm}$$

Skutečný převod:

Převodový mechanismus pomocí nakupované převodovky: TP 025S-MF1-4-0K1, výrobce Wittenstein [17]

Převodový poměr převodovky - i_{1rs}	4	[-]
Účinnost - η_{1rs}	0,97	[-]
Moment setrvačnosti převodovky - $J_{př}$	$10,3 \cdot 10^{-4}$	[kgm ²]

Tab. 11 Vybrané katalogové hodnoty pro vybranou převodovku

Skutečný převodový poměr:

$$i_{isk} = i_{1rs} * i_{rs} = 4 * 314,16 = 1256,64$$

Celková účinnost:

$$\eta_{1sk} = \eta_{1rs} * \eta_{kšr} = 0,97 * 0,96 = 0,9312$$

Požadovaný moment motoru:

$$M_1 = F * \frac{1}{i_{isk} * \eta_{1sk}} = 30 * 10^3 * \frac{1}{1256,64 * 0,9312} = 25,64 \text{ Nm}$$

Pro pohon volím synchronní servomotor od firmy Siemens typu:

1FT7105-5AF71-1NE1 [18]

Výkon motoru – P_1	8,8	[kW]
Otáčky motoru - n_1	3000	[ot/min]
Maximální moment – M_{max}	50	[Nm]
Moment setrvačnosti motoru- J_m	$178 \cdot 10^{-4}$	[kgm ²]

Tab. 12 Vybrané katalogové hodnoty pro vybraný motor

Takto velký motor byl zvolen vzhledem k analýze setrvačných momentů viz níže, která by s jiným motorem vyšla hůře, než vyšla s tímto motorem.

Přepočít skutečné posuvové rychlosti a síly:

$$v_s = \frac{\omega_1}{i_{isk}} = \frac{2\pi * n}{60 * i_{isk}} = \frac{2\pi * 3000}{60 * 1256,64} = 0,25 \frac{m}{s} = 15 \frac{m}{min}$$

$$F = M_{max} * i_{isk} * \eta_{1sk} = 50 * 1256,64 * 0,9312 = 58509,16 \text{ N} = 58,509 \text{ kN}$$

Definování zátěžných stavů při rychloposuvu

Délka posuvu (zdvih) - L_1	4000	[mm]
Rychlost rychloposuvu - v_{ps}	15 = = 0,25	[m/min] [m/s]

Tab. 13 Hodnoty při rychloposuvu

Zrychlení/ zpoždění pohybu:

$$v_{ps} = \frac{L_1}{t} \Rightarrow t = \frac{L_1}{v_{ps}} = \frac{4}{\frac{15}{60}} = 16s$$

$$a_{ps} = \frac{v_{ps}}{t} = \frac{15}{16} = 0,016 \text{ m/s}^2$$

Volba dráhy rychloposuvu (nejvyšší rychlost považovaná za rychloposuv)

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

Celková dráha zrychleného a zpožděného pohybu:

$$L_{cr} = \frac{v_{ps}^2}{a_s} = \frac{\left(\frac{15}{60}\right)^2}{0,023} = 2,72 \text{ m}$$

Volba kuličkového šroubu:

Volba kuličkového šroubu počítána z předepnutí matice. Pro předepnutí uvažujeme sílu největší: $F = 30 \text{ kN}$

Předepnutí matice:

$$F_o = \frac{F}{2,85} = \frac{30 * 10^3}{2,85} = 10,53 \text{ kN}$$

Volba kuličkového šroubu v závislosti na stanoveném předepnutí:

$$C_a = \frac{F_o}{0,1} = \frac{10,53}{0,1} = 105,3 \text{ kN}$$

Volím kuličkový šroub od firmy Kuřim: K100x20-4/AP+A [19]

Průměr šroubu - d	100	[mm]
Stoupání - h	20	[mm]
Statická únosnost - C_o	604 560	[N]
Dynamická únosnost - C_a	184 740	[N]

Tab. 14 Tabulkové hodnoty kuličkového šroubu

Skutečné předpětí:

$$F_o = 0,1 * C_a = 0,1 * 184 740 = 18 474 \text{ N}$$

Vzdálenost podpor:

$$L_p = L_1 + 8 * d = 4 + 8 * 0,1 = 4,8 \text{ m}$$

Krajní poloha matic:

$$L_s = L_1 + 4 * d = 4 + 4 * 0,1 = 4,4 \text{ m}$$

Z vypočtených hodnot jsem zjistil, že kuličkový šroub K100x20-4/AP+A od firmy Kuřim vyhovuje pro zadané 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. Z tohoto důvodu již nemusíme provádět výpočet a dimenzování uložení kuličkového šroubu. [16]

Analýza setrvačných momentů posuvového mechanismu osy V

Převodovka TP 025S-MF1-4-0K1 - tabulkové hodnoty viz tabulka 11.

Motor Siemens 1FT7105-5AF71-1NE1 – tabulkové hodnoty viz Tabulka 12. Kuličkový šroub od firmy Kuřim: K100x20-4/AP+A – tabulkové hodnoty viz tabulka 14.

Celkový převod mechanismu - i_{is}	1256,64	[-]
Hmotnost posunovaných částí - m_s	6425	[kg]
Maximální hmotnost obrobku - m_o	12500	[kg]

Tab. 15 Hodnoty pro výpočet

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu:

$$J_{kč} = \frac{\pi * d^2}{4} * L_p * \rho * \frac{d^2}{8} = \frac{\pi * 0,1^2}{4} * 4,8 * 7,85 * 10^3 * \frac{0,1^2}{8} = 0,37 \text{ kgm}^2$$

Moment setrvačnosti posunového mechanismu včetně posuvových skupin redukováný na hřídel motoru:

$$\begin{aligned} J_{1p} &= J_{př} + J_{kč} * \frac{1}{i_{1rs}^2} + (m_s + m_o) * \frac{1}{i_{is}^2} \\ &= 10,3 * 10^{-4} + 0,37 * \frac{1}{4^2} + (6425 + 12500) * \frac{1}{1256,64^2} = 0,036 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Podíl momentů setrvačnosti posuvových skupin a převodu k momentu setrvačnosti motoru:

$$\mu = \frac{J_{1p}}{J_m} = \frac{0,036}{178 * 10^{-4}} = 2,0 - \text{vyhovuje}$$

Systémy s $\mu > 2$ mají horší dynamickou stabilitu (překmity při rozjezdu a zastavení)

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$\begin{aligned} J_c &= J_m + J_{př} + J_{kč} * \frac{1}{i_{1rs}^2} + (m_s + m_o) * \frac{1}{i_{is}^2} = \\ &= 178 * 10^{-4} + 10,3 * 10^{-4} + 0,37 * \frac{1}{4^2} + (6425 + 12500) * \frac{1}{1256,64^2} \\ &= 0,054 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Teoretické zrychlení saní při klidovém momentu motoru se stanoví ze vztahů:

Zrychlující moment:

$$M_1 = 2 * M_{max} = 2 * 50 = 100 \text{ Nm}$$

Zrychlující síla:

$$F_s = i_{is} * \eta_{1sk} * M_1 = 1256,64 * 0,9312 * 100 = 117018,3 \text{ N} = 117,018 \text{ kNm}$$

Celková hmotnost redukována na saně:

$$m_{sc} = J_c * \left(\frac{\omega_1}{v_s} \right)^2 = J_c * i_{is}^2 = 0,054 * 1256,64^2 = 85273,78 \text{ kg}$$

Teoretické zrychlení:

$$a_s = \frac{F_s}{m_{sc}} = \frac{117018,3}{82273,78} = 1,42 \text{ m/s}^2$$

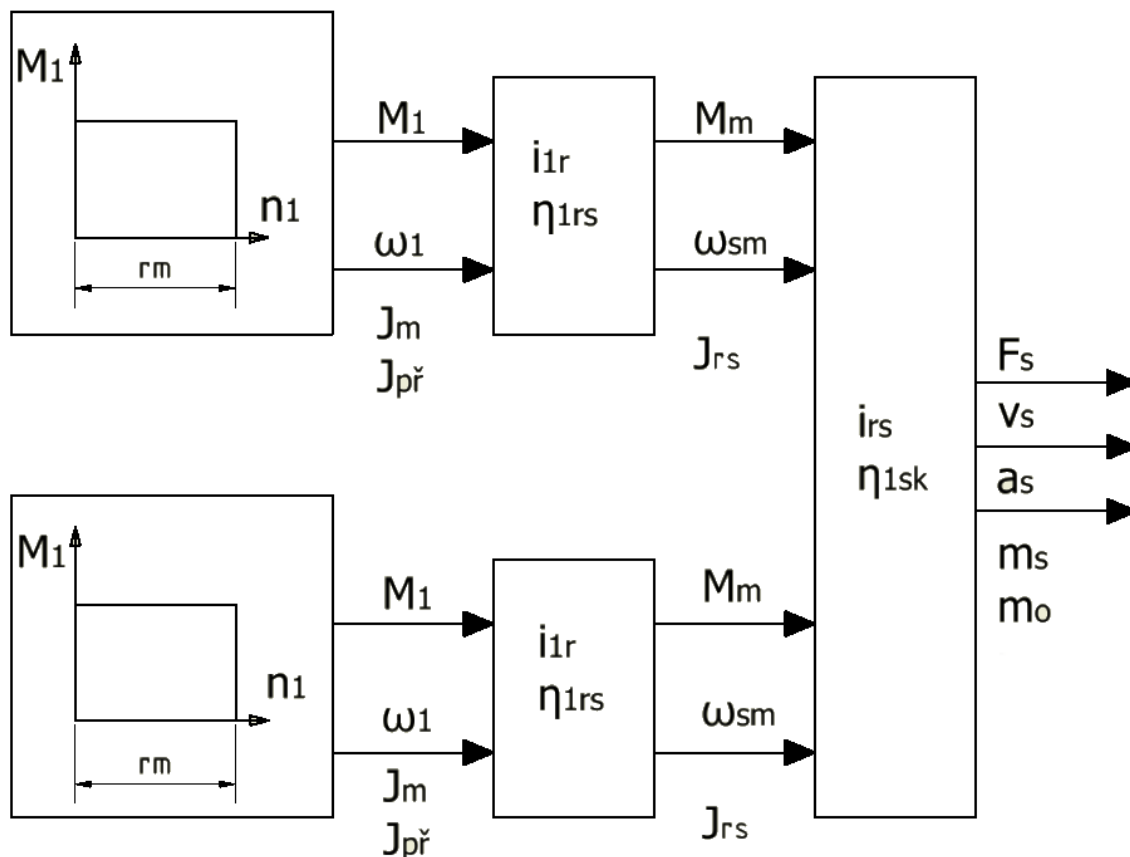
$$a_s > a_{ps}$$

Vybraným pohonem dosáhnou vypočítané zrychlení a_{ps}

6.2 Výpočet pohonu otočné pohybové osy B [15]

Jako pohybový mechanismus je použit pastorek na ozubený věnec pro dosažení požadované přesnosti použitý v režimu Master-Slave. Ve výpočtech se nebude uvažovat třecí síla z důvodu použití valivého vedení. Jako vedení osy B je použito ložisko, které ŠMT používá, viz obrázek 36, a které není potřeba počítat, tak jako v případě hydrostatického vedení v ose V.

Postup výpočtu zobrazen ve funkční struktuře posuvného mechanismu na obr. 26



Obr. 27 - Blokové schéma otočné pohybové osy B

Použité veličiny na obr. – 27:

- 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)
- η_{1rs} - účinnost reduktoru (převodovky)
- M_m - moment na výstupu reduktoru (převodovky)
- ω_{sm} - úhlová rychlost na výstupu reduktoru (převodovky)
- i_{rs} - převodový poměr finálního převodu (převodovky)

- μ_{1sk} - účinnost finálního převodu (převodovky)
- F_s – síla na výstupní části mechanismu
- a_s – zrychlení na výstupní části mechanismu
- m_s – hmotnost pohybovaných částí mechanismu
- m_o – maximální hmotnost obrobku
- J_m – moment setrvačnosti motoru
- $J_{př}$ – moment setrvačnosti převodovky
- J_{rs} – moment setrvačnosti na hřídel motoru

Definování zátěžných stavů při rychloposuvu (dané rychlosti jsou považovány za rychloposuvy)

Celkové natočení	2π	-
Rychlost otáčení osy B - n_{sm}	2,5 = 0,0416	[ot/min] [ot/s]
Hmotnost obrobku - m_o	12500	[kg]
Hmotnost otáčených částí - m_d	4216	[kg]
Maximální rozměr upínací desky (axb)	1.8x1.8	[m]
Jmenovitý průměr: D_e	2,343	[m]

Tab. 16 Zadané hodnoty pro výpočet

Volba dráhy:

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

Výpočet hmotového momentu:

$$\begin{aligned}
 J &= J_o + J_m = \frac{1}{2} * m_o * r^2 + \frac{1}{12} * m_d * (a^2 + b^2) \\
 &= \frac{1}{2} * 12500 * \left(\frac{2,343}{2}\right)^2 + \frac{1}{12} * 4216 * (1,8^2 + 1,8^2) = 10\,854,2 \text{ kgm}^2
 \end{aligned}$$

Stanovení úhlové rychlosti a úhlového zrychlení:

$$\omega_{sm} = 2\pi * n_{sm} = 2\pi * \frac{2,5}{60} = 0,262 \text{ s}^{-1}$$

$$v_{sm} = \frac{D_e}{2} * \omega_{sm} = \frac{2,343}{2} * 0,262 = 0,307 \text{ m/s}$$

$$a_{ps} = \omega_{sm}^2 * r = \omega_{sm}^2 * \frac{D_e}{2} = 0,262^2 * \frac{2,343}{2} = 0,08 \text{ m/s}^2$$

$$a_{ps} = \frac{D_e}{2} * \varepsilon_s \Rightarrow \varepsilon_s = \frac{2}{D_e} * a_{ps} = \frac{2}{2,343} * 0,08 = 0,0683 \text{ s}^{-1}$$

ϵ_s – úhlové zrychlení

Určení momentu pro pohyb zrychlený/zpomalený pro rychloposuv:

$$M_{sr} = J * \epsilon_s + M_t$$

M_t – zanedbává se – nízký součinitel tření

Pak:

$$M_{sr} = J * \epsilon_s = 10783,4 * 0,0683 = 736,5 \text{ Nm}$$

$$n_{sr} = \frac{n_{sr}}{2} = \frac{2,5}{2} = 1,25 \text{ ot/min}$$

Zatížení pastorků mechanismu osy systému M-S

Maximální síla od nástroje - F	30/-30	[kN]
Součinitel posuvné síly mechanismu kruhového pohybu: k_{kp}	0,6	-
Jmenovitý průměr obrobku: D_e	2,343	[m]

Tab. 17 Zadané hodnoty

Maximální posunový moment:

$$M_{sm} = F_1 * \frac{D_e}{2} * k_{kp} = 30 * \frac{2,343}{2} * 0,6 = 21,09 \text{ kNm}$$

Maximální moment pastorku vztažený na věnec:

$$M_m = \frac{M_{sm}}{2} = \frac{21,09}{2} = 10,545 \text{ kNm}$$

Předpětí pastorku:

$$M_o = 0,3 * M_m = 0,3 * 10,545 = 3,162 \text{ kNm}$$

Vektor zatížení pastorku Master:

$$M_M = M_o + \frac{M_{sm}}{2} = M_o + M_m = 3,1612 + 10,57 = 13,702 \text{ kNm}$$

Vektor zatížení pastorku Slave:

$$M_S = -M_M + M_{sm} = -13,702 + 21,09 = 7,39 \text{ kNm}$$

Definování a výpočet vstupních parametrů osy

Max. moment na výstupní části mechanismu (upínací desky) $M_{sc} = M_{sm}$	21,09	[kNm]
Min. otáčky na výstupní části n_{sc}	2,5 = 0,0416	[m/min] [m/s]
Účinnost finálního převodu - η_{rs}	0,98	-
Účinnost mechanismu –(odhad) - η_{1s}	0,9	-

Tab. 18 Zadané hodnoty pro výpočet osy B

Max. moment na pastorku:

$$M_m = 10,545 \text{ kNm}$$

$$\omega_{sm} = 0,262 \text{ s}^{-1}$$

$$P_1 * \eta_{1s} = M_m * \omega_{sm} \Rightarrow P_1 = \frac{M_m * \omega_{sm}}{\eta_{1s}} = \frac{10,545 * 0,262}{0,9} = 3,07 \text{ kW}$$

Pro pohon osy B volím synchronní servomotor od firmy Siemens typu: 1FT7084-5AF71-1NE1 [18]

Výkon motoru – P_1	4,55	[kW]
Otáčky motoru - n_1	3000	[ot/min]
Maximální moment – M_{max}	20	[Nm]
Moment setrvačnosti motoru- J_m	$45,1 * 10^{-4}$	[kgm ²]

Tab. 19 Vybrané katalogové parametry zvoleného motoru

Celkový převodový poměr:

$$i_{1s} = \frac{\frac{2\pi * n_1}{60}}{\frac{2\pi * n_{sm}}{60}} = \frac{n_1}{n_{sm}} = \frac{3000}{2,5} = 1200$$

Použito ložisko s ozubením č. v. 9-1340-1-PV poskytnuté ŠMT – ŠMT jej používá u stolů TDV

Počet zubů na věnci ložiska $z_v=288$

Počet zubů pastorků – volím $z_p=24$

Finální převodový poměr:

$$i_{rs} = \frac{z_v}{z_p} = \frac{288}{24} = 12$$

Určení převodového poměru reduktoru:

$$i_{is} = i_{1r} * i_{rs} \Rightarrow i_{1r} = \frac{i_{is}}{i_{rs}} = \frac{1200}{12} = 100$$

Volím planetovou převodovku TPK+ 050S MF2-100-OK1 od výrobce Wittenstein [20]

Skutečný převodový poměr převodovky - i_{1rk}	100	-
Účinnost - η_{1p}	0,94	-
Moment setrvačnosti převodovky - $J_{př}$	$9,93 * 10^{-4}$	[kgm ²]

Tab. 20 Vybrané katalogové parametry zvolené převodovky

Celková účinnost: $\eta_{isk} = \eta_{rs} * \eta_{1p} = 0,98 * 0,94 = 0,9212$

Skutečný celkový převodový poměr reduktoru:

$$i_{isk} = i_{rs} * i_{1rk} = 12 * 100 = 1200$$

Přepočtení skutečného momentu pastorku vztaženého na věnec:

$$M_{msk} = M_{max} * i_{isk} * \eta_{isk} = 20 * 1200 * 0,9212 = 22108,8Nm = 22,11 kNm$$

Počet skutečných otáček výstupní části:

$$n_{sck} = \frac{n_1}{i_{isk}} = \frac{3000}{1200} = 2,5 \text{ ot/min}$$

Analýza setrvačných momentů posuvového mechanismu osy B

Motor Siemens 1FT7084-5AF71-1NE1 – tabulkové hodnoty viz Tabulka 19. Převodovka TPK+ 050S MF2-100-OK1 – tabulkové hodnoty viz Tabulka 20.

Celkový převod mechanismu - i_{isk}	1200	[-]
Hmotnost posunovaných částí - m_s	4216	[kg]
Maximální hmotnost obrobku - m_o	12500	[kg]
Moment setrvačnosti pastorku (generováno v inventuru) - J_{pa}	0,011234	[kgm ²]

Tab. 21 Hodnoty pro výpočet

Moment setrvačnosti posuvového mechanismu včetně posuvových skupin redukováný na hřídel motoru:

$$J_{1p} = J_{př} + J_{pa} * \frac{1}{i_{1rk}^2} + J * \frac{1}{i_{isk}^2} = 9,93 * 10^{-4} + 0,011234 * \frac{1}{100^2} + 10\,854,2 * \frac{1}{1200^2} = 0,0085 \text{ kgm}^2$$

Podíl momentů setrvačnosti posuvových skupin a převodu k momentu setrvačnosti motoru:

$$\mu = \frac{J_{1p}}{J_m} = \frac{0,0085}{45,1 * 10^{-4}} = 1,88 - \text{vyhovuje}$$

Systémy s $\mu > 2$ mají horší dynamickou stabilitu (překmity při rozjezdu a zastavení)

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_c = J_m + J_{př} + J_{pa} * \frac{1}{i_{1rk}^2} + m * \frac{1}{i_{isk}^2} = 45,1 * 10^{-4} + 9,93 * 10^{-4} + 0,011234 * \frac{1}{100^2} + 10584,2 * \frac{1}{1200^2} = 0,0129 \text{ kgm}^2$$

Teoretické zrychlení saní při klidovém momentu motoru se stanoví ze vztahů:

Zrychlující moment:

$$M_1 = 2 * M_{max} = 2 * 20 = 40Nm$$

Zrychlující síla:

$$F_s = i_{is} * \eta_{1sk} * M_1 = 1200 * 0,9212 * 40 = 44217,6N = 44,22kNm$$

Celková hmotnost redukována na saně:

$$m_{sc} = J_c * \left(\frac{\omega_1}{v_s}\right)^2 = J_c * i_{is}^2 = 0,0113 * 1200^2 = 16272 \text{ kg}$$

Teoretické zrychlení:

$$a_s = \frac{F_s}{m_{sc}} = \frac{44217,6}{16272} = 2,7 \text{ m/s}^2$$

$$a_s > a_{ps}$$

Vybraným pohonem dosáhnou vypočítané zrychlení a_{ps}

7 Vlastní konstrukce otočného stolu TDV 25

V této kapitole popíši konstrukční návrh hlavních částí otočného stolu dle zadaných parametrů a výpočtů, v části věnované upínací desce provedu optimalizaci desky. Dále vypracuji konstrukční dokumentaci ve zvoleném rozsahu, jelikož kompletní dokumentace přesahuje rozsah diplomové práce. Zvolil jsem si výkres celkové sestavy otočného stolu, výkres odlitku upínací desky, výkres opracování upínací desky, výkres pastorku a tato dokumentace bude přílohou k této diplomové práci.

7.1 Lože otočného stolu

Lože je navrženo jako tuhý, žebry silně vyztužený odlitek ze šedé litiny. Na jeho horní ploše ploch:

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

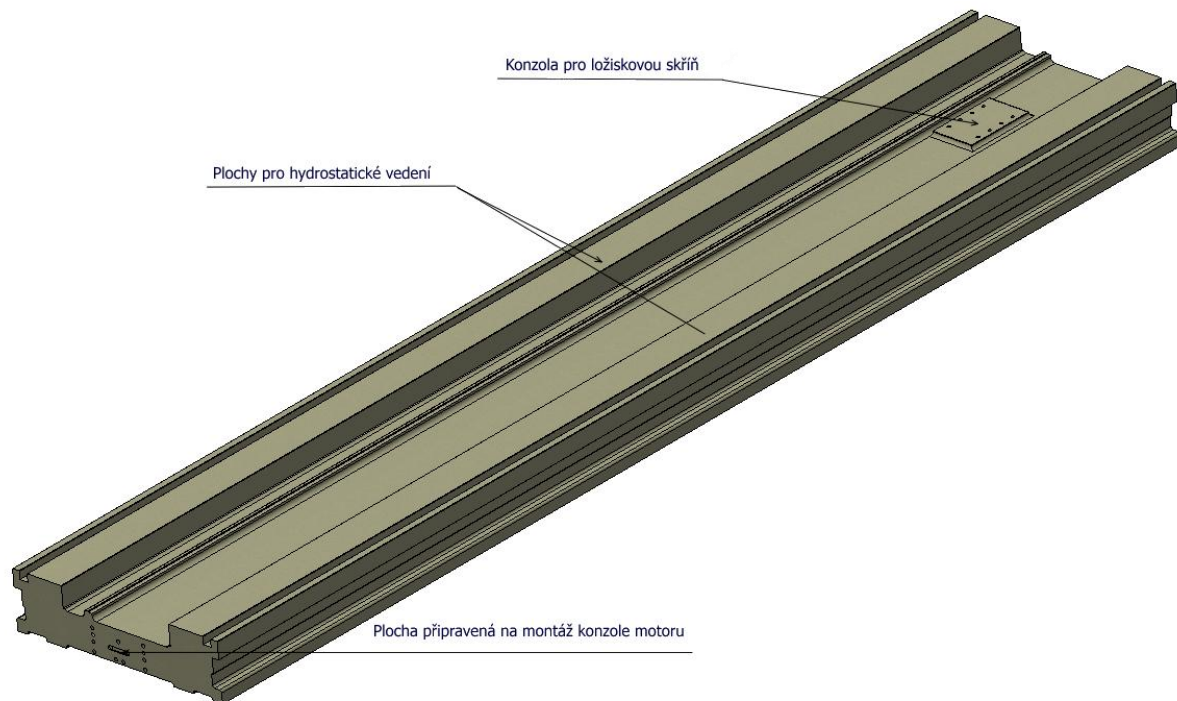
Vodorovné vodící plochy slouží pro podélný pohyb saní po loži (osa „V“). Prostřednictvím vedení se na ně přenáší veškeré zatížení od obrobku, upínací desky a saní otočného stolu. Tyto plochy jsou broušené.

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

Prostor mezi vodorovnými vodícími drahami je využit k umístění kuličkového šroubu. Kuličkový šroub je uložen ve dvou ložiskových tělesech, která jsou namontována na jeho horní ploše.

AC motor, převodovka a ložisková klec jsou umístěny na konzole, která je 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. [16]

Na obrázku 28 lože s připravenými otvory na přišroubování konzole a ložiskové klece.



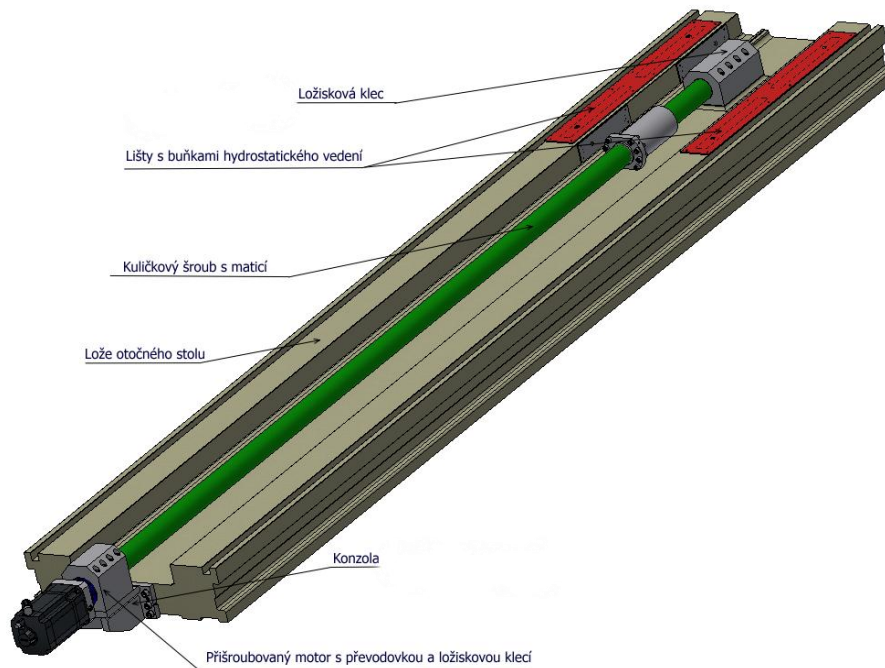
Obr. 28 - Lože otočného stolu

7.2 Pohon a uložení osy V

Pohon osy V je realizován pomocí kuličkového šroubu a předeprnuté matice od firmy Kuřim K100x20-4/AP+A, který je namontován systémem vetknuto-vetknuto. Uložení je realizováno pomocí ložiskových klecí používaných v ŠMT. Jedna ložisková klec je přišroubovaná na konzole spolu s motorem a převodovkou, druhá ložisková klec je přišroubovaná na loži. Uložení osy V je realizováno pomocí hydrostatického vedení, které je z větší části namontováno na saních otočného stolu.

Na loži jsou upraveny dvě sady vodících ploch a to vodorovné a svislé.

Na saních jsou přišroubovány dvě sady po dvou lištách s buňkami hydrostatického vedení. Dvě jsou vodorovné a dvě svislé. Přívod tlakového oleje je skrz saně pomocí vývrtů a šroubení a je sveden trubkami. Na obrázku 29 společně s kluznými lištami, které jsou přišroubované na saních a uložení kuličkového šroubu, motorem Siemens 1FT7108-5AF71-1NE1 a převodovkou Wittenstein TP 025S-MF1-4-0K1.



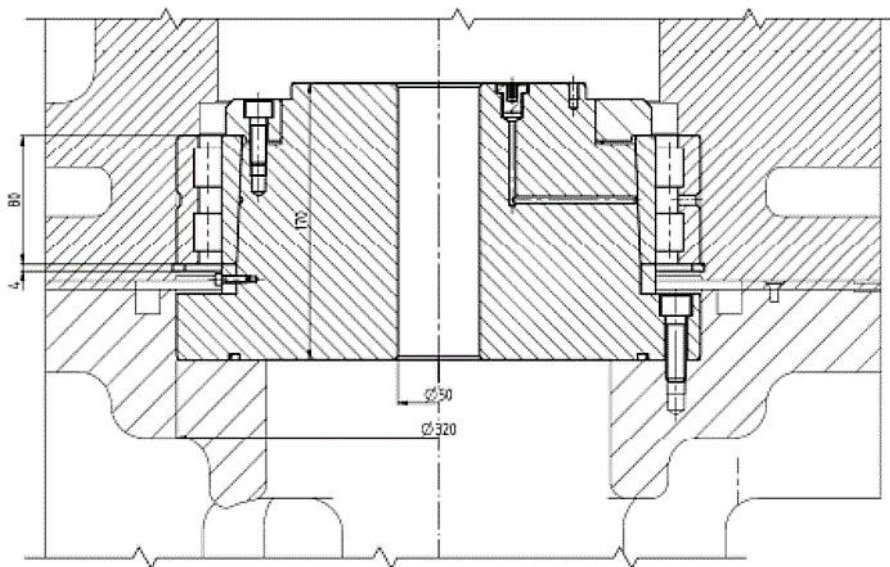
Obr. 29 – Pohon a uložení osy V

7.3 Saně

Saně jsou odlitek většinou ze šedé litiny, který zprostředkovává pohyb upínací desky jak v podélném tak i v otáčivém směru. Litecké otvory jsou zavařeny do $\frac{3}{4}$ hloubky stěny. 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. Vedení většinou tvoří lišty s buňkami hydrostatického vedení, které jsou namontovány na spodní ploše saní a dosedají na plochu lože.

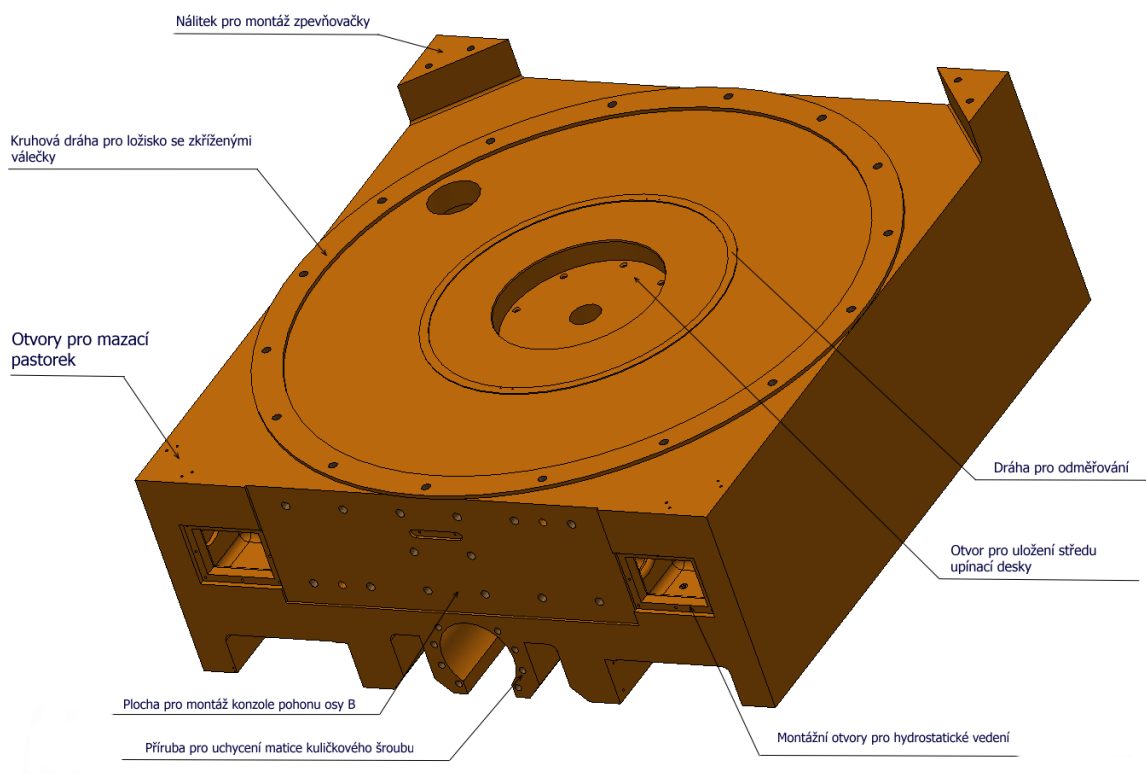
Na horní ploše saní je vytvořena kruhová vodící dráha. Tato dráha zajišťuje přenos zatížení od upínací desky na saně. Na zadní části horní plochy saní jsou dále umístěny nálitky pro upínací jednotky. Tyto jednotky zpevňují upínací desku stolu vůči saním v obecné úhlové poloze.

Střed saní tvoří otvor do, kterého se vkládá čep, který slouží k radiálnímu uložení upínací desky na saně stolu. Radiální uložení zajišťuje dvouřadé válečkové ložisko typu NNU.

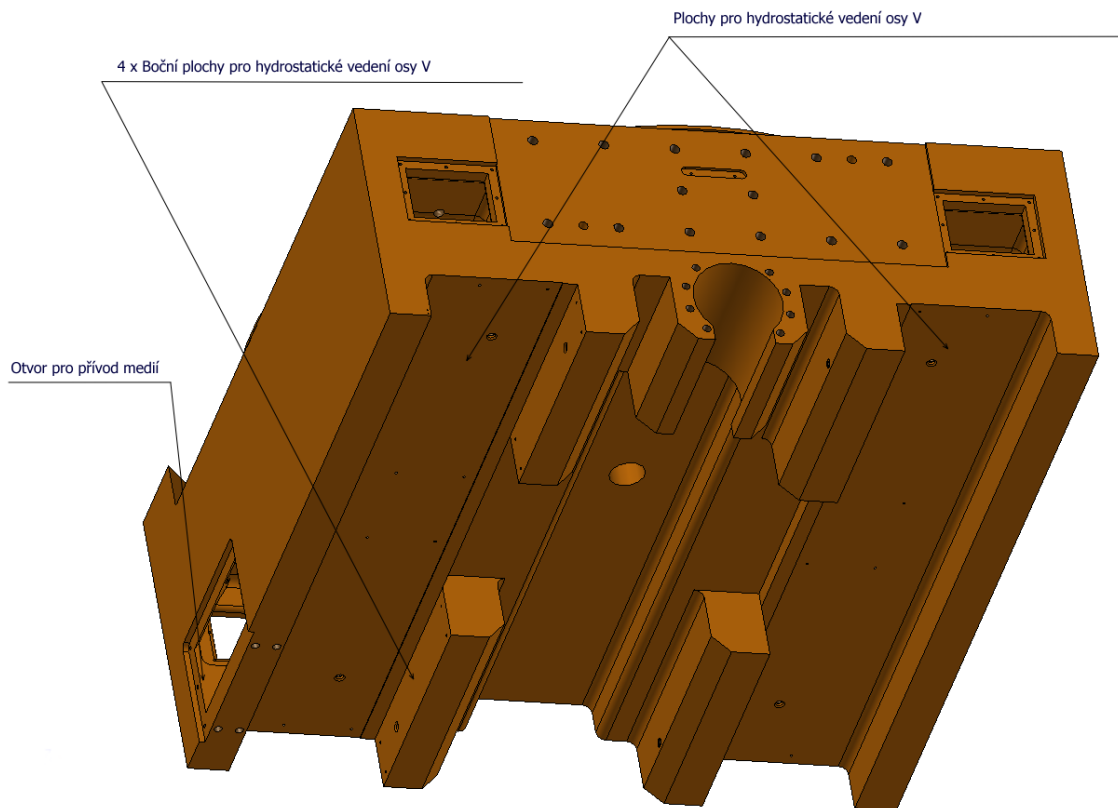


Obr. 30 – Uložení středu upínací desky

Z čela je kuličkové matice. Na boku přívodu energie jsou vyvrtány otvory s drážkou pro pero a pro namontování držáku odměřování. Dále je na čele vytvořena plocha se závity pro namontování konzole, jež zajišťuje ustavení pohonu osy B. V obou čelech jsou čtvercové otvory skrze, tyto otvory se namontují šroubení pro hydrostatické vedení. Na boku saně je namontován přívodní řetěz energie.

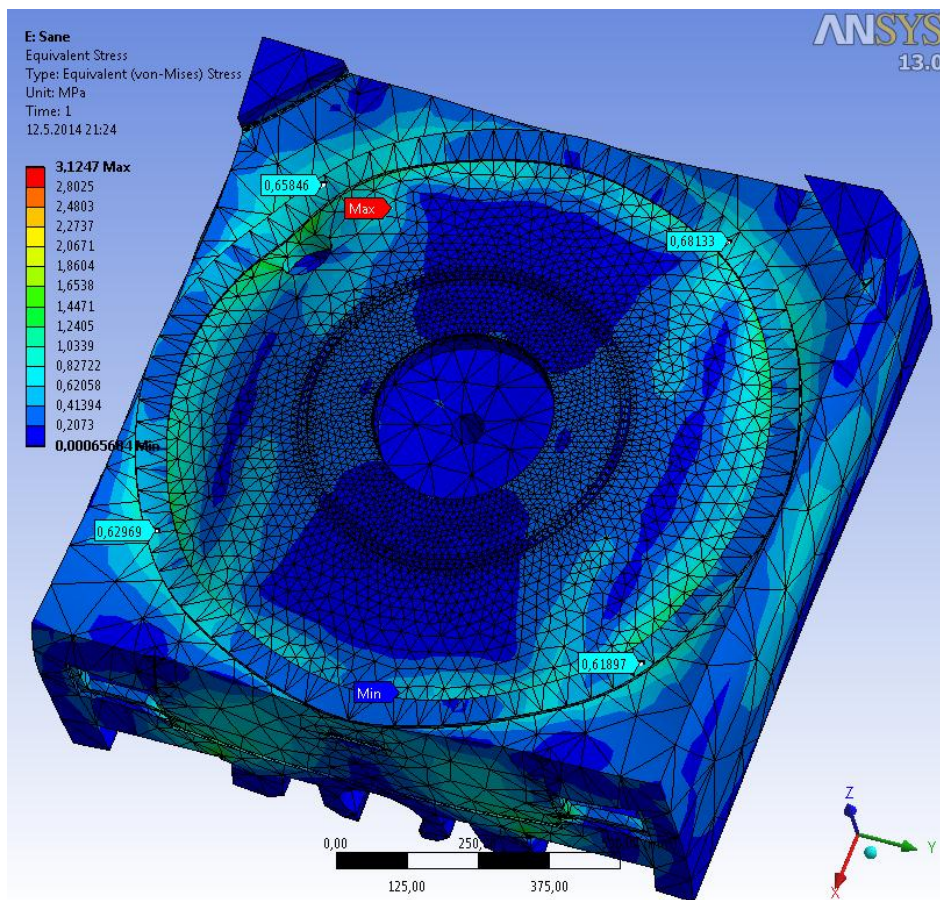


Obr. 31 – Saně otočného stolu – horní pohled



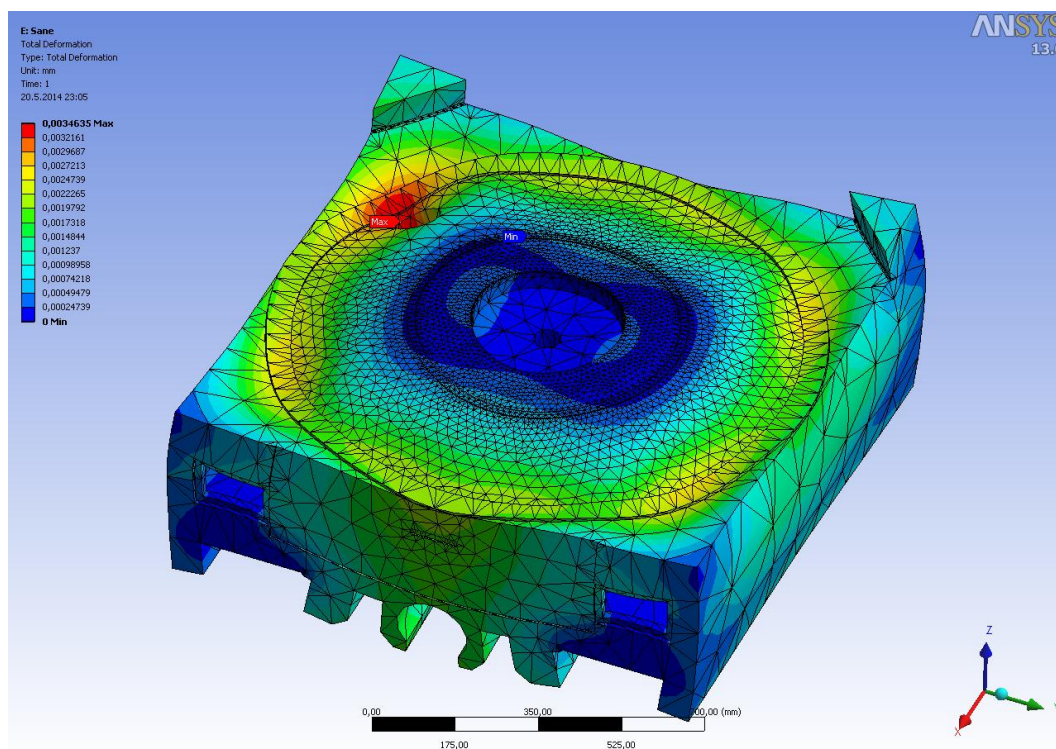
Obr. 32 – Saně otočného stolu – dolní pohled

Výpočet saní v MKP je především zaměřen na kontrolu napětí pod ložiskem na kruhové dráze. Lože je pevně podepřeno na plochách pro hydrostatické vedení a plocha na horní straně na kruhové dráze pro ložisko se zkříženými válečky je zatížena silou o hodnotě 163 984 N, která odpovídá hmotnosti posunovaných částí osy B a obrobku. Model je upraven pro potřeby MKP, tj. jsou odstraněny malé díry a zaoblení hran žeber.



Obr. 33 – Ekvivalentní napětí saní

Z obrázku 33 je vidět, že vypočtené maximální hodnoty jsou velmi malé, přibližně 3,2 MPa a to uvnitř saní na žebrech, a saně bez problému snese dané zatížení vzhledem k mezi kluzu, která se pohybuje u šedé litiny okolo 260-300 MPa. Hodnoty v oblasti kruhové dráhy se pohybují okolo 0,6 MPa. Skutečné hodnoty budou patrně vyšší, neboť v modelu chybí koncentrátoři napětí a to zaoblení žebřer a závitové otvory.



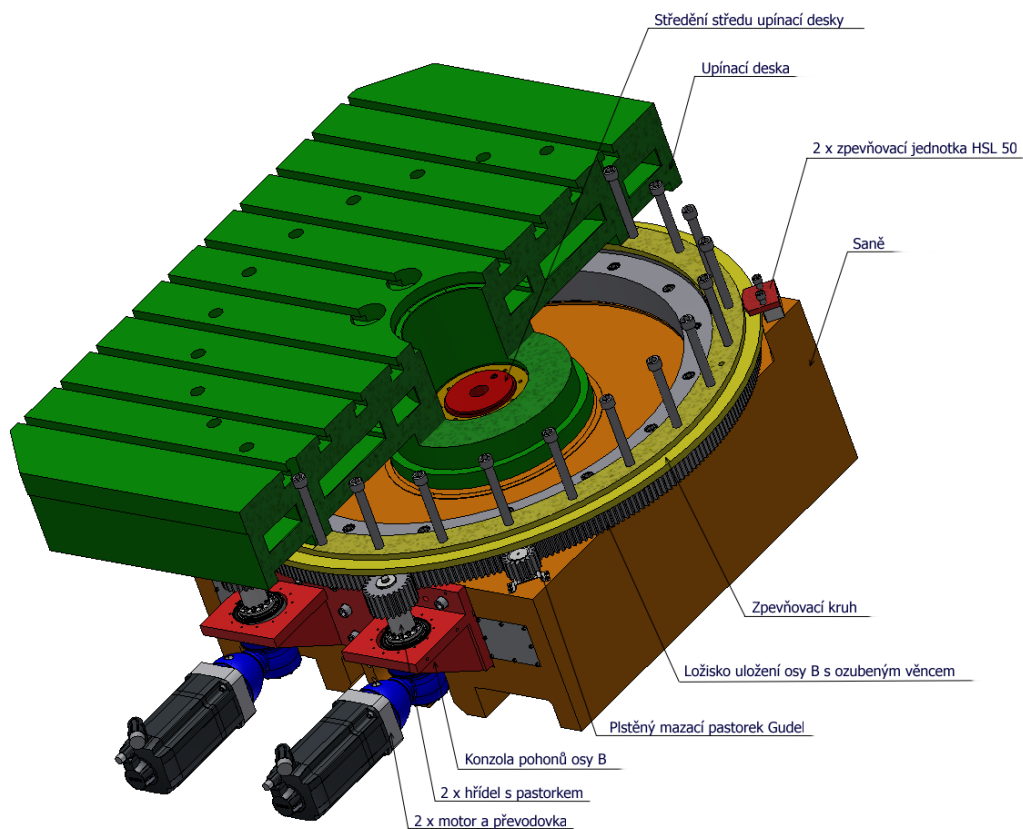
Obr. 34 – Deformace saní

Na dalším obrázku 34 je vidět deformace, deformace je důležitá pro uložení jak valivého, tak hydrostatického vedení. U valivého by se v případě velké deformace mohli zhoršovat vlastnosti daného valivého vedení (životnost, hladkost chodu a přesnost), u hydrostatického vedení by mohlo docházet k úniku tlakového oleje a také by mohlo dojít ke kontaktu vedených ploch. Hodnota maximální deformace je 0,0034635 mm. Tato deformace je minimální a neměla by mít na funkci uložení stolu žádný vliv.

7.4 Pohon a uložení osy B

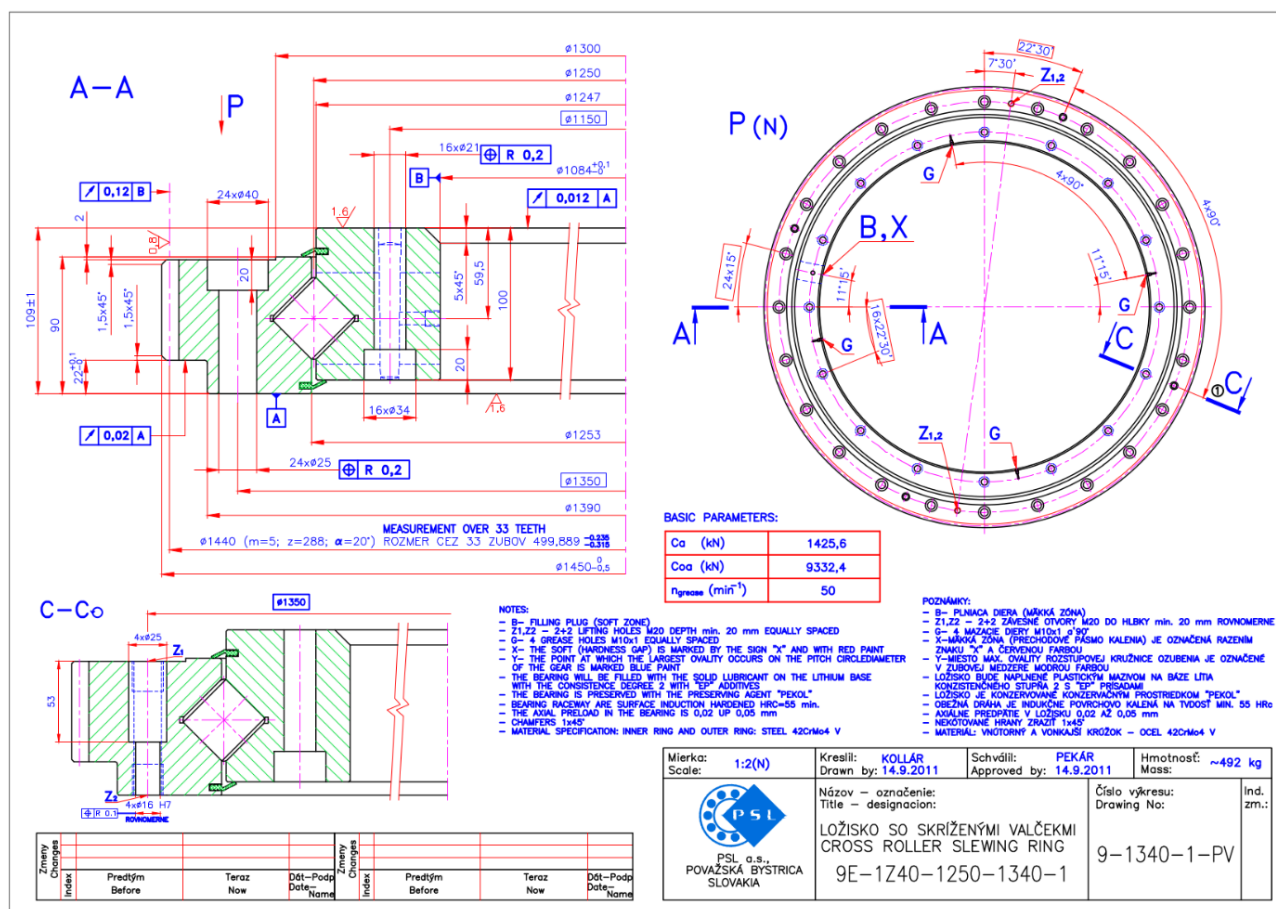
Výstupním členem mechanismu otáčení je dvojice pastorků, která bezvůlově zabírají na ozubený věnec ložiska upínací desky. Věnec je spolu upínacím kruhem umístěn v kruhovém vedení upínací desky a pastorky jsou umístěny na konzoli.

Konzole pro ustavení pohonu je namontována na saních do předem připravených pozic a přišroubována šrouby k saním. Na konzoli jsou umístěny dva motory Siemens 1FT7084-5AF71-1NE1 spolu s převodovkou TPK+ 050S MF2-100-OK1. Na výstupu z převodovky jsou hřídele s namontovanými pastorky, které zabírají na věnci ložiska.



Obr. 35 – Umístění pohony a vedení osy B

Na kruhové dráze saní je přišroubovaná, pomocí šroubů M20x130, pevná část ložiska. Jako ložisko je použito ložisko dodané ŠMT a ta toto ložisko používá u stolů TDV, proto není potřeba ho dimenzovat. Jedná se o ložisko firmy PSL a.s. dle výkresu 9-1340-1-PV viz obrázek 36.



Obr. 36 – Výkres použitého ložiska

Pohyblivá časť ložiska je spolu se zpevňovacím kruhom prišroubovaná šrouby M20x250 seshora k upínací desce. Na ložisku se bude muset provést jedna změna a to taková, že místo otvorů 24xØ25 se vyvrtají závity M24, které slouží k přišroubování upínací desky k ložisku.

Dvojici pastorek a věnec je potřeba mazat, proto jsou na přední části v rozích plstěné mazací pastorky firmy GUDEL[25] a jsou pomocí jednoduchého stojanu z ohnutého plechu přišroubovány na saních.

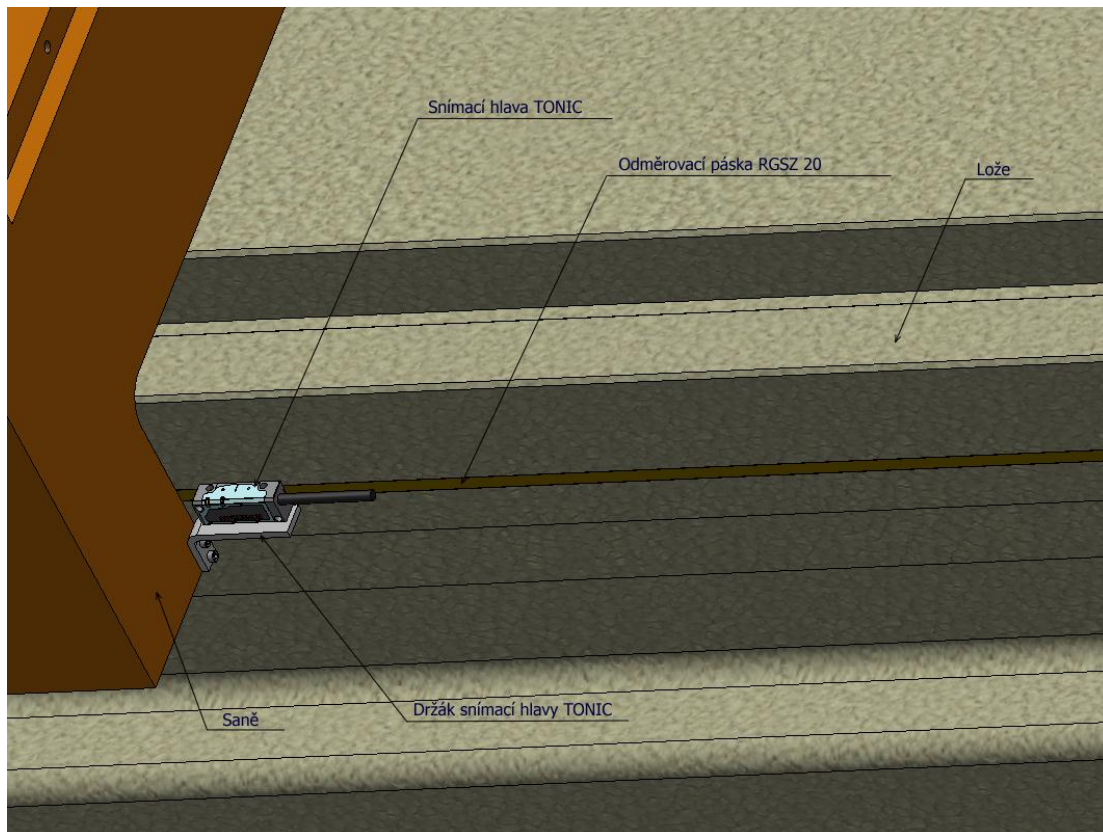
V zadní části saní jsou na náltkách umístěny zpevňovací jednotky HSL 50 firmy Optima [26], které přes zpevňovací kruh zablokují pohyb upínací desky. Zpevňovací jednotky dokáží, vyvinout upínací sílu 2 x 50 kN tj. 100 kN, což stačí k zablokování pohybu při nepředvídatelných situacích, kdy se krátkodobě zvýší maximální řezná síla přes zadanou maximální hodnotu.

Ve středu upínací desky je na obrázku 35 vidět již zmiňované středění otočné osy B

7.5 Odměřování

Odměřování jsem zvolil pro obě osy od stejné firmy a to RENISHAW.

7.5.1 Odměřování osy V

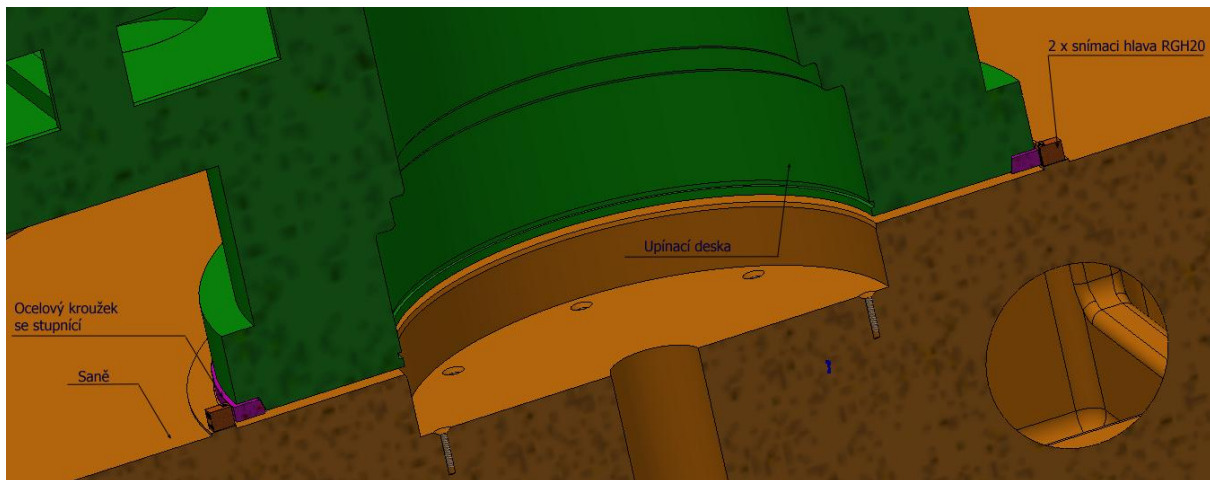


Obr. 37 – Odměřování osy V

Odměřování je realizováno pomocí snímací hlavy TONIC [21] vybavenou optikou třetí generace, která je maximálně spolehlivá a má vysokou odolnost vůči nečistotám. Hlava je přišroubována na držáku, který je přišroubován na saně z čela ze strany, kde je umístěn přívod medií.

Jako stupnice je použita pozlacená odměrovací páska RGSZ20 [22]

7.5.2 Odměrování osy B



Obr. 38 – Odměrování osy B

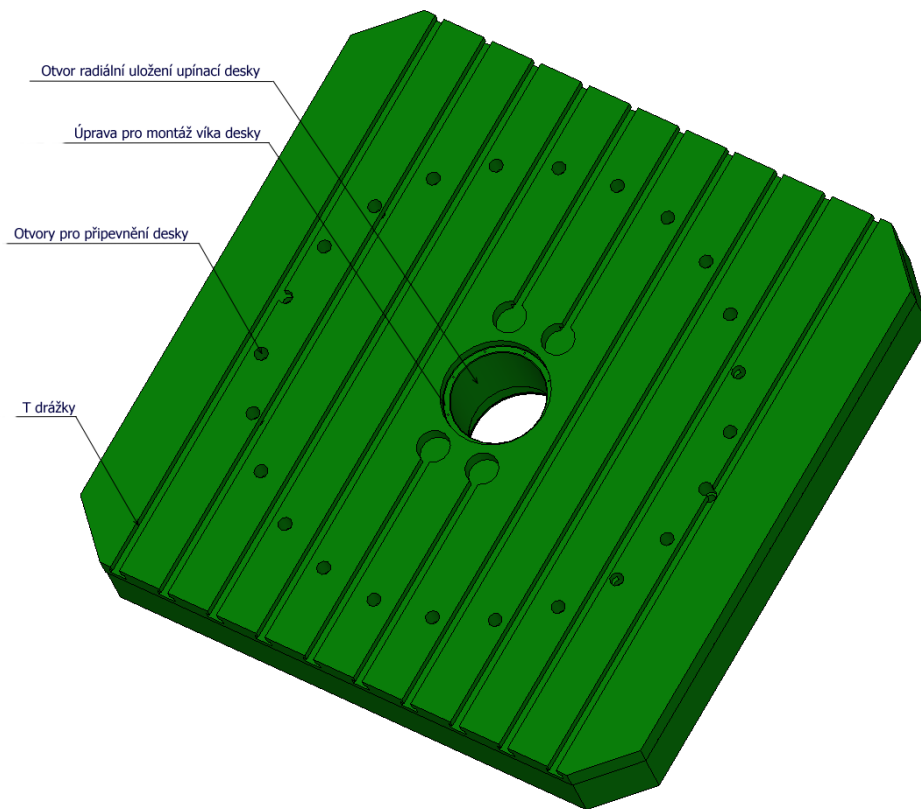
Odměrování osy B je realizováno úhlovým snímačem skládající se z ocelového kroužku RESR [23] se stupnicí namontovaného a přišroubovaného na upínací desce viz obrázek 38. Na saních jsou umístěny dvě snímací hlavy RGH20 [24], a to z důvodu lepší eliminace excentricity.

7.6 Upínací deska

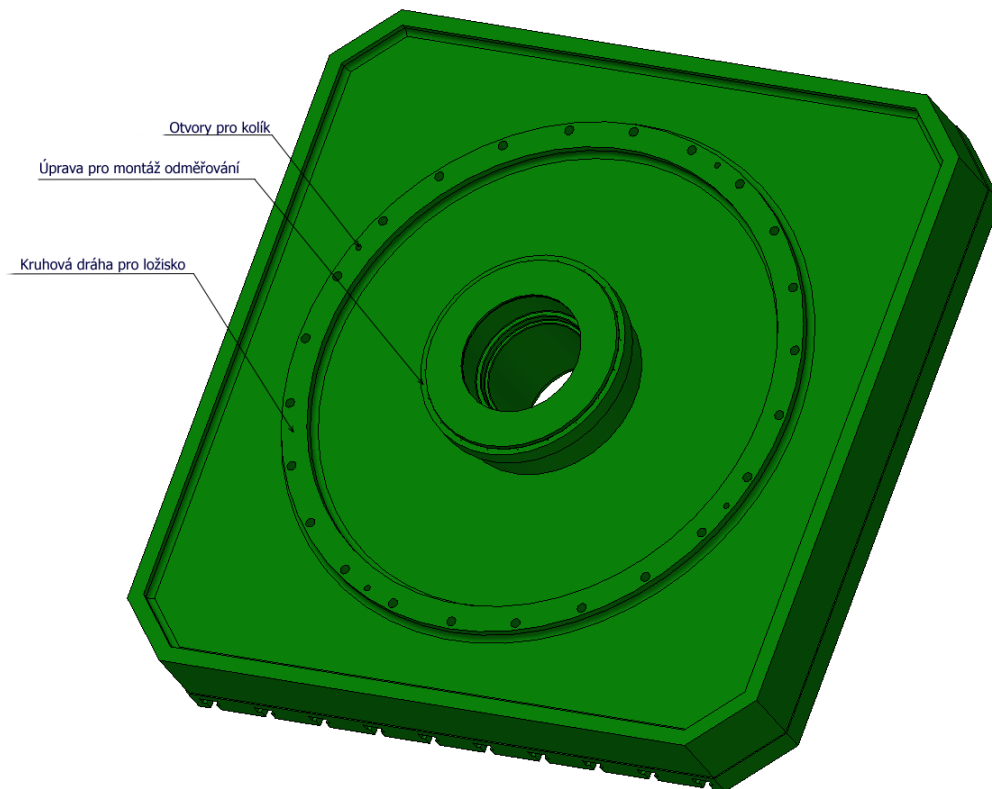
Upínací deska je hustě žebrovaný odlitek ze šedé litiny pro dosažení co největší tuhosti a pevnosti. Spodní část upínací desky je kruhová dráha pro namontování ložiska. Litecké otvory z boku jsou zavařeny v plné hloubce stěny. Litecké otvory vespod desky jsou zavařeny ve $\frac{3}{4}$ tloušťky stěny. Pod středovým víkem se nachází radiální uložení upínací desky a snímač kruhového odměřování. Středové víko je vodotěsné a je přišroubované na horní plochu desky do připravených otvorů. Kroutící moment na desku přenáší ozubený věnec, který je s ní pevně spojen pomocí 25 šroubů M24x250.

Na horní ploše desky jsou vyfrézovány „T“ drážky, které slouží pro upnutí obrobku. V desce jsou vyvrtány otvory skrz pro 25 šroubů M24x250 tak, že šroub je shora úplně skryt pod úrovní horní plochy upínací desky.

Na kruhové dráze jsou vyvrtány díry $\varnothing 16$ H7 pro kolík 16x50.



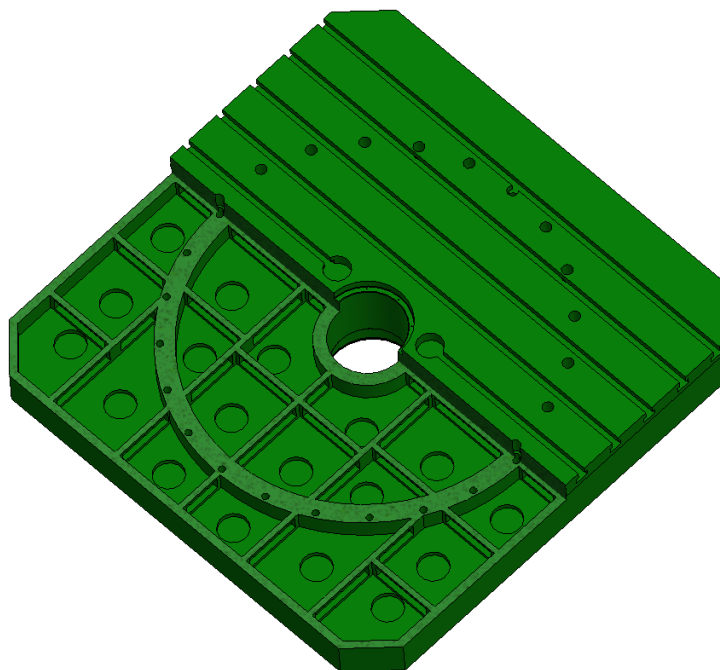
Obr. 39 – Horní plocha upínací desky



Obr. 40 – Spodní plocha upínací desky

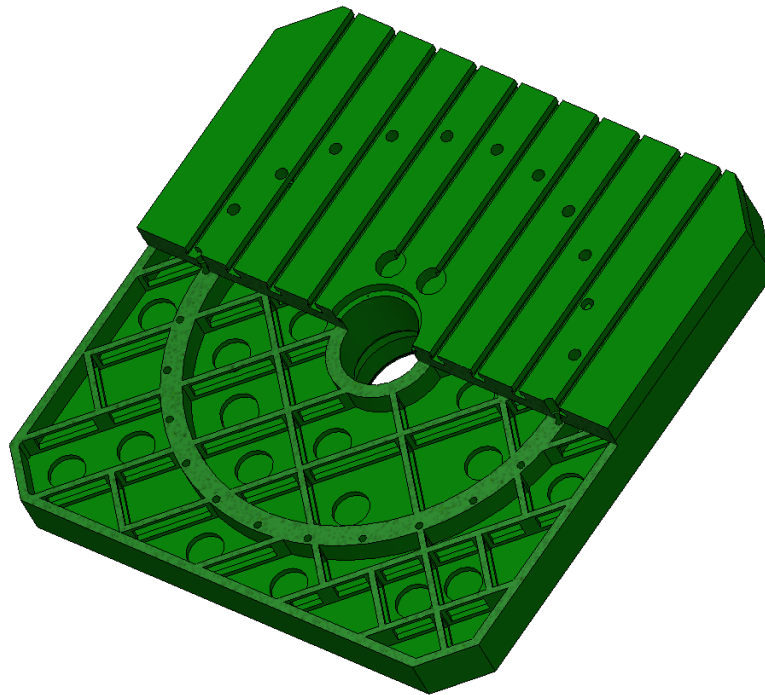
7.6.1 Variantní posouzení upínací desky

V této kapitole je provedena optimalizace upínací desky. Pro optimalizaci jsem si vybral tři varianty desky se stejným žebrováním, ale rozdílnou výškou desky a jednu variantu ve výšce vybrané z rozdílné výšky s jiným typem žebrování.



Obr. 41 – Upínací deska s „šachovnicovým“ žebrováním

Na obrázku 41 je upínací deska s tzv. šachovnicovým šrafováním. Šrafování je souměrné na čtvrtky a ve výpočtu je použita čtvrtina upínací desky. Výška desky je 200, 250 a 300 mm a optimální výška vzhledem k technickoekonomickým vlastnostem bude vybrána po optimalizaci.



Obr. 42 – Upínací deska s „kosoúhlým“ žebrováním

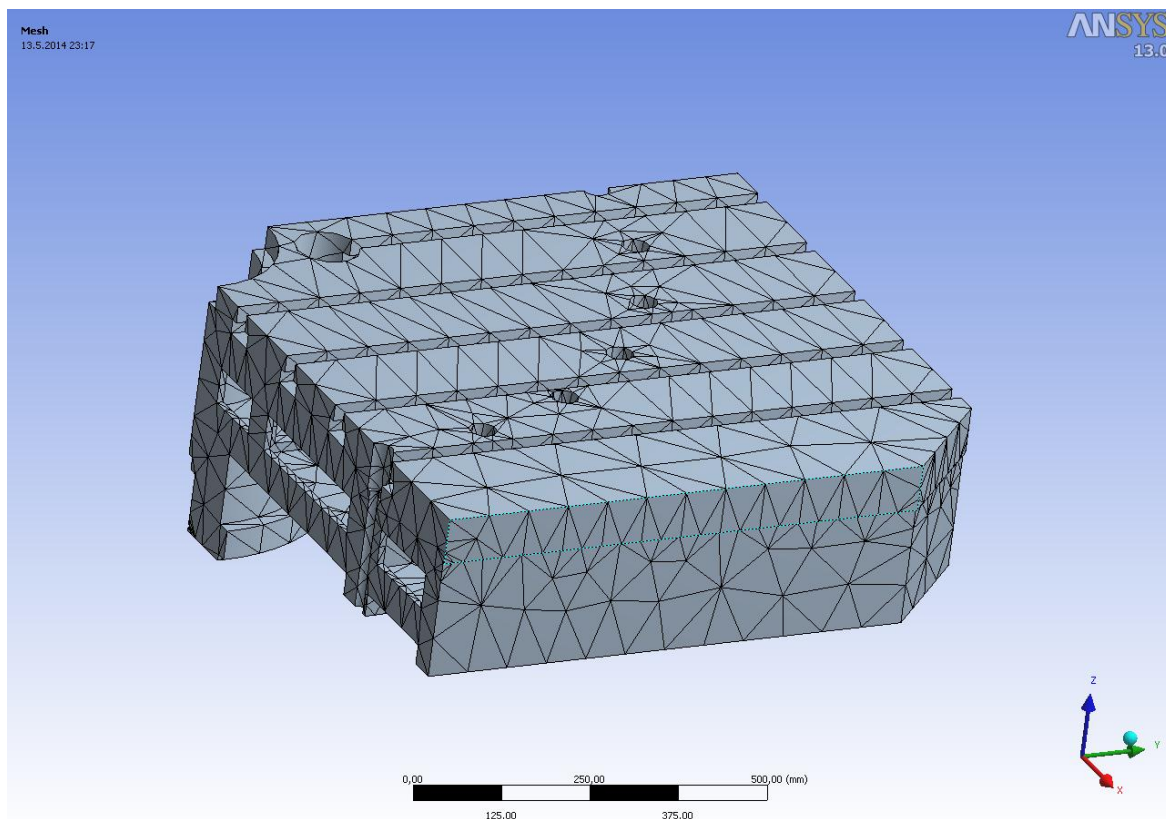
Obrázek 42 ukazuje upínací desky s kosoúhlým šrafováním, které není kolmé, jako u šachovnicového šrafování, ale je pod úhlem k obvodovým stěnám. Všechny varianty mají sílu vnitřních žebříků 20 mm a tloušťka vnějších žebříků je 30 mm. U desky o výšce 200 mm je rozdíl oproti ostatním dvou v průchodech mezi žebříky, které musely být zvětšeny kvůli odlitelnosti desky.

MKP:

Výpočet je proveden na čtvrtině upínací desky a polovině u upínací desky s kosoúhlými žebříky. Výpočty MKP pomocí programu Ansys workbench.

Vytvořil jsem modely v programu Autodesk inventor a ty poté importoval do programu Ansys workbench.

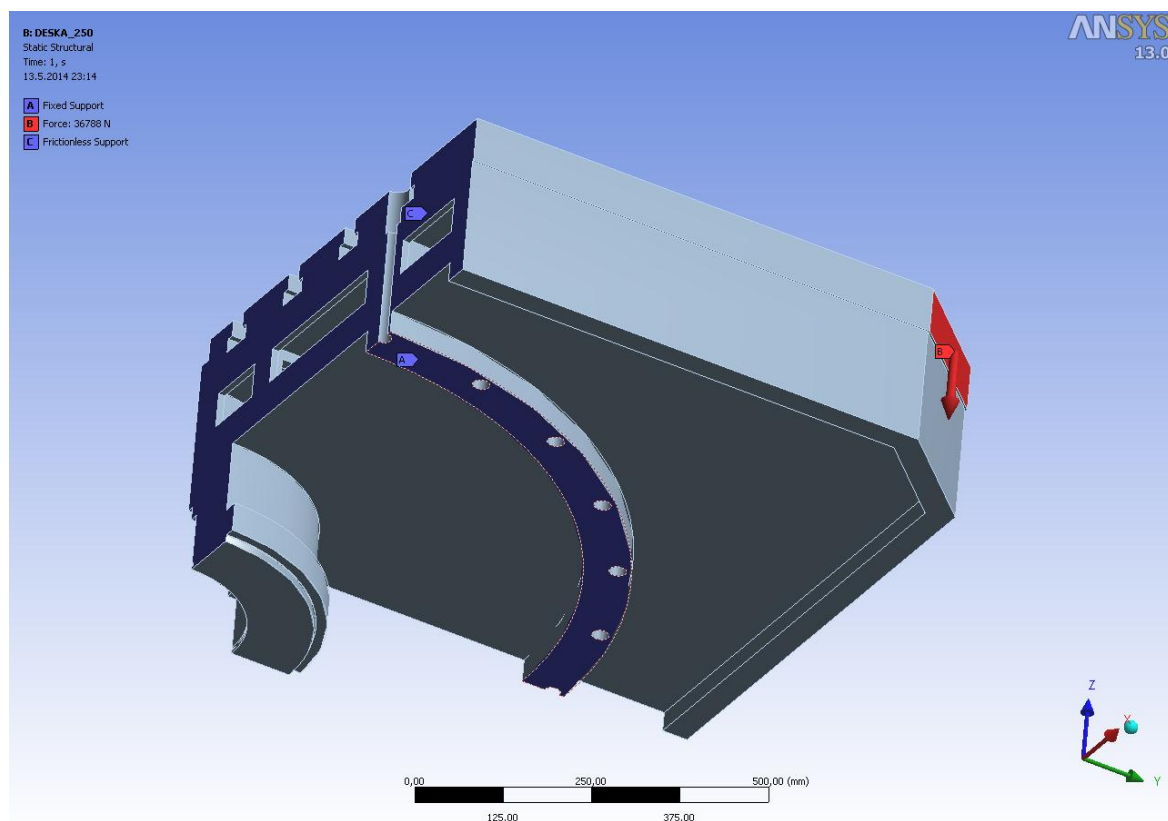
Vypočtené hodnoty se budou patrně lišit od skutečných, které by měly být pravděpodobně jiné, neboť v modelu chybí koncentrátoři napětí a to zaoblení žebříků a závitové otvory.



Obr. 43 – Síťování

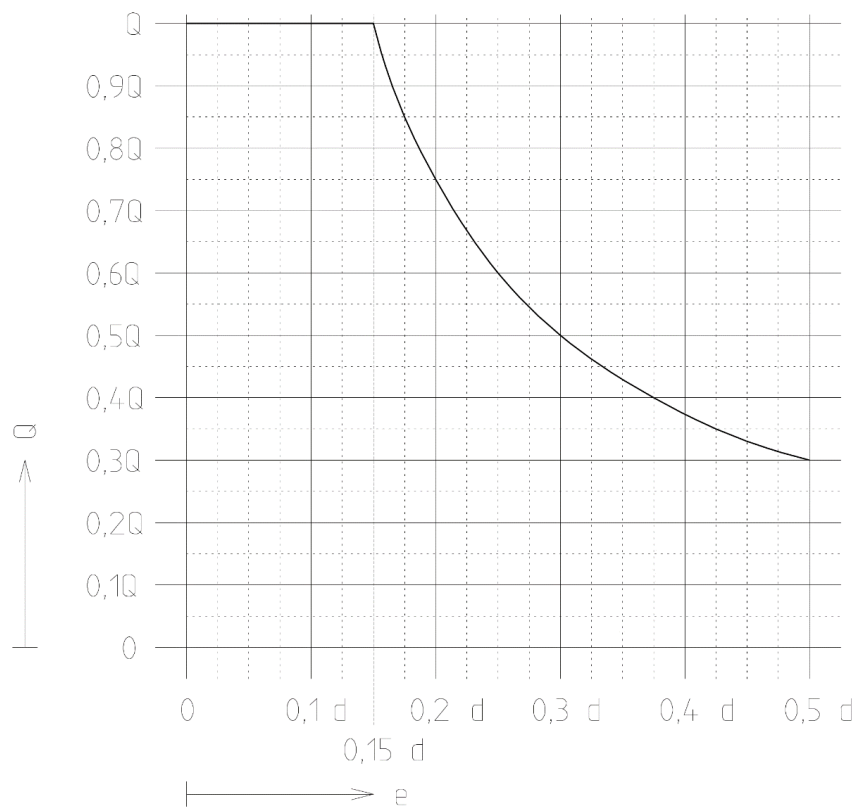
Síťování desek bylo pro všechny stejné a zvolil jsem automatickou tvorbu sítě, na obrázku 43 je vidět automaticky vytvořená síť pro desku s výškou 250mm, tato síť je pro další výšky prakticky totožná.

Zatížení je na ploše kruhové dráhy a zvolil jsem funkci „Fixed support“, která odebere všechny stupně volnosti, na obrázku 44 plocha označená jako modrá plocha „A“. Zatížení je zvolená síla o velikosti 36 788 N, označená červeně jako plocha „B“ na obrázku 44 a určuje se dle grafu na obrázku 45, který určuje maximální zatížení při dané excentricitě. V tomto případě třetinová síla odpovídající síle od obrobku je na polovičním rozměru jmenovitého průměru D_e . Z důvodu použití $\frac{1}{4}$ pro výpočet je nutné ještě zavést rovinu symetrie, v tomto případě funkci „Frictionless Support“, označená jako modrá plocha „C“ na obrázku 44



Obr. 44 – Definování vazeb upínací desky

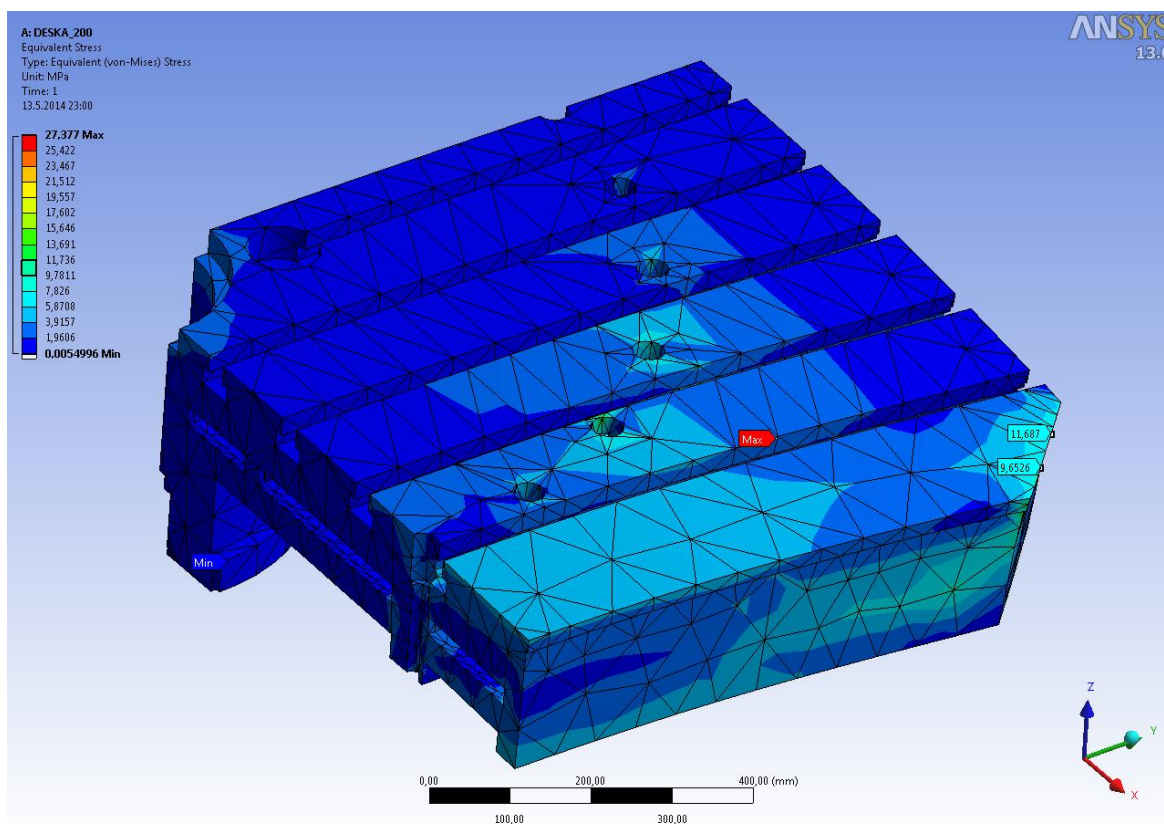
Toto síťování a definování potřebných vazeb je pro všechny desky se šachovnicovým žebrováním stejné.



Obr. 45 – Zatěžující graf při excentricitě

Graf na obrázku je výřez z výkresu Ob32047S dodaný ŠMT.

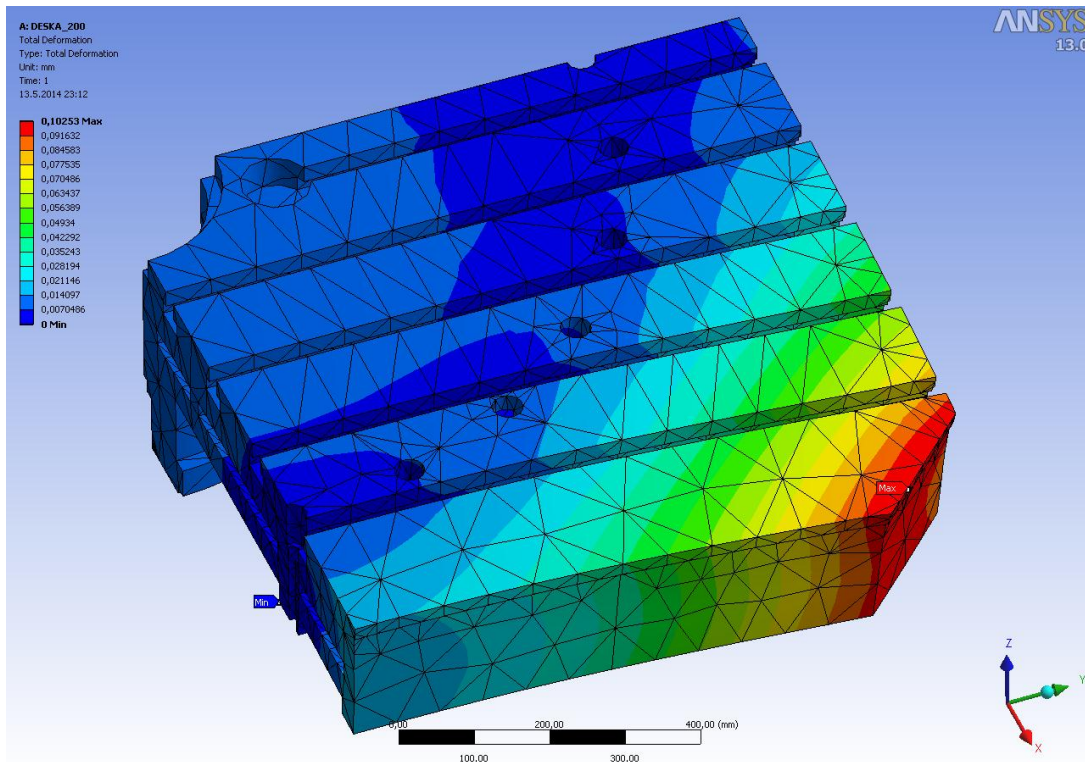
První variantou počítanou pomocí MKP je deska s výškou 200 mm.



Obr. 46 – Ekvivalentní napětí desky 200 mm

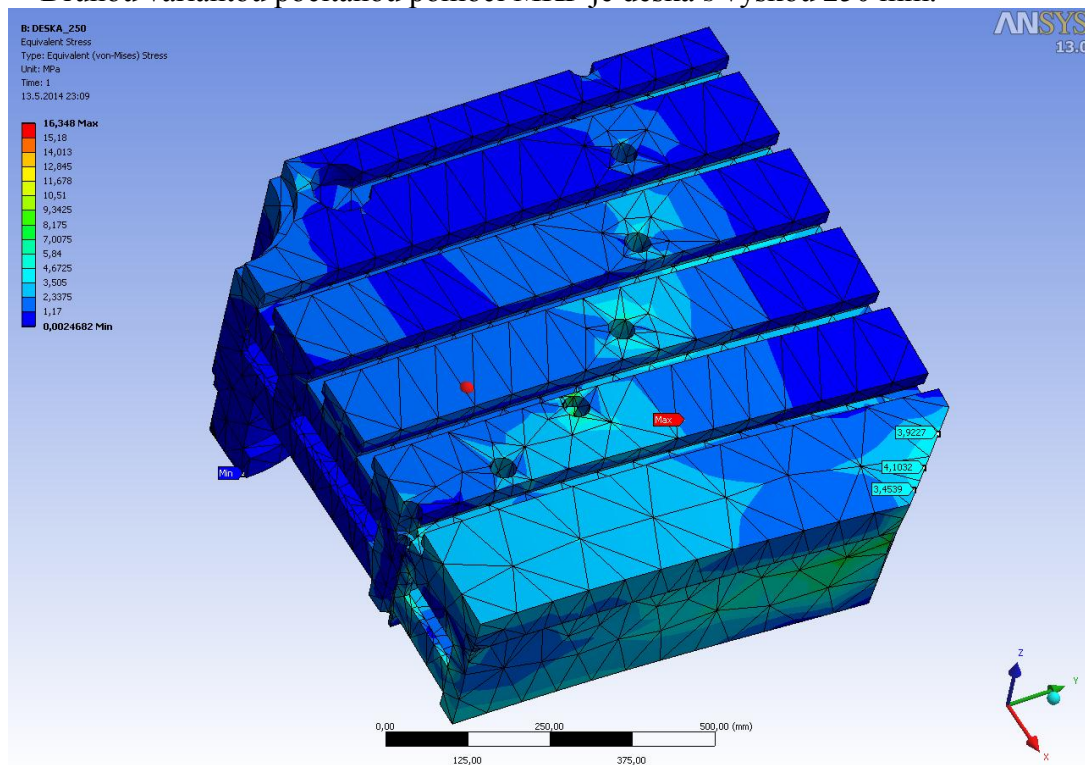
Na obrázku 46 je ekvivalentní napětí, jehož maximální napětí je 27,377 MPa a nachází se uvnitř desky v žebrování. Napětí v místě, kde je umístěna síla, se pohybuje okolo 10 MPa. Výpočet ukazuje, že upínací deska bez větších problémů vyhovuje s ohledem na mez kluzu, která je u šedé litiny na hodnotě okolo 260-300 MPa.

Na dalším obrázku 47 je vidět deformace, že dle předpokladu je maximální deformace na rohu desky v místech, kde působí síla a její hodnota je 0,10253 mm. S ohledem na to, že ŠMT považuje deformace do 1 mm v pořádku, můžeme říci, že deska i v tomto pohledu vyhoví.



Obr. 47 – Deformace desky 200 mm

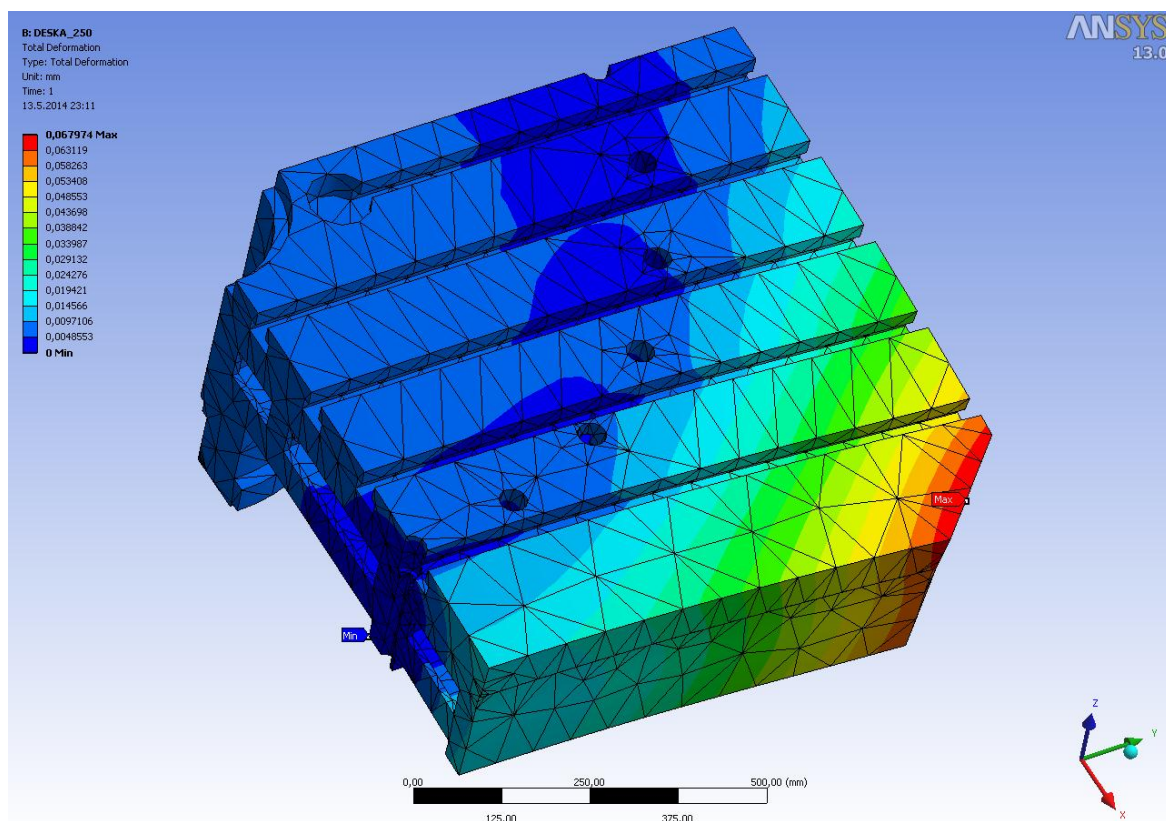
Druhou variantou počítanou pomocí MKP je deska s výškou 250 mm.



Obr. 48 – Ekvivalentní napětí desky 250 mm

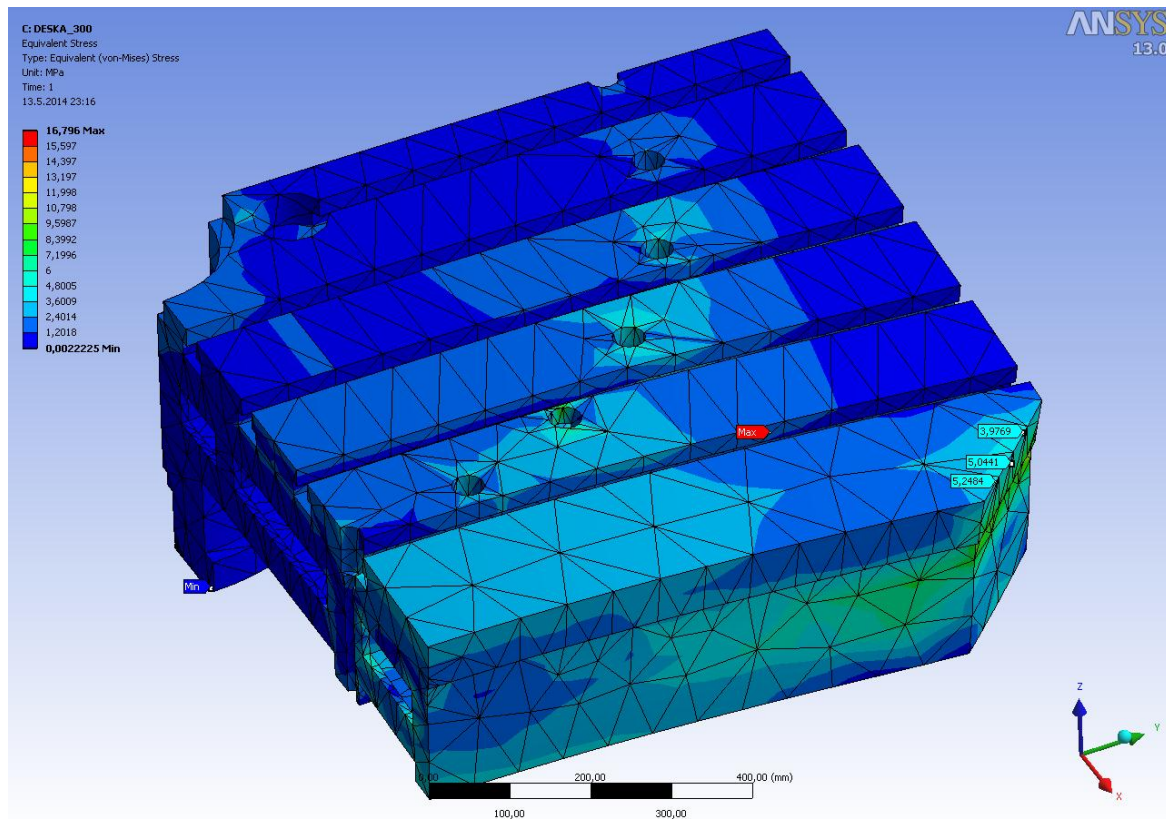
Na obrázku 48 je ekvivalentní napětí, jehož maximální napětí je 16,348 MPa a nachází se uvnitř desky v žebrování. Napětí v místě, kde je umístěna, síla se pohybuje okolo 3,5 MPa. Hodnoty ukazují, že jsou nižší než u desky o výšce 200mm. Výpočet ukazuje, že upínací deska, tak jako předchozí deska, bez větších problémů vyhovuje s ohledem na mez kluzu, která je u šedé litiny na hodnotě okolo 260-300 MPa.

Na dalším obrázku 49 je vidět deformace, že dle předpokladu je maximální deformace na rohu desky v místech, kde působí síla a její hodnota je 0,067974 mm. Tato deformace je nižší než u desky o výšce 200 mm. S ohledem na to, že ŠMT považuje deformace do 1 mm v pořádku, můžeme říci, že deska i v tomto pohledu vyhoví.



Obr. 49 – Deformace desky 250 mm

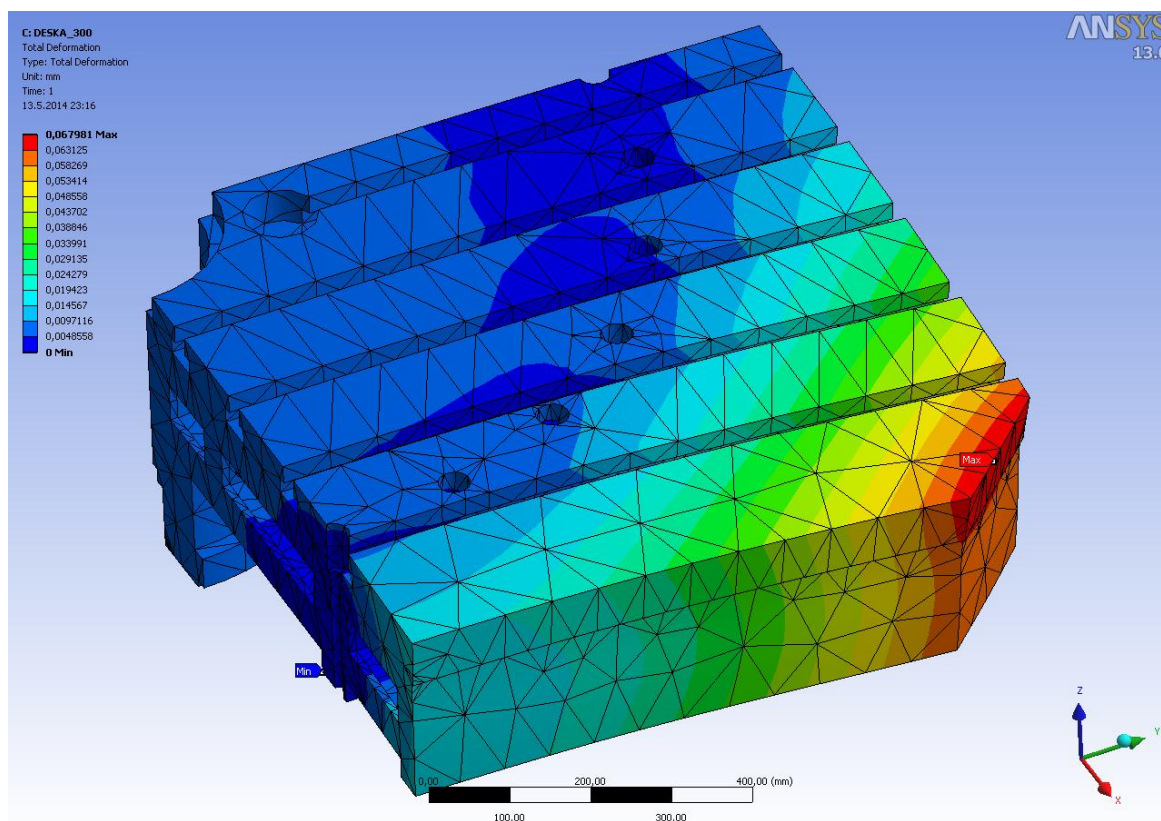
Jako poslední třetí varianta počítaná pomocí MKP je deska s výškou 300 mm



Obr. 50 – Ekvivalentní napětí desky 300 mm

Na obrázku 50 je ekvivalentní napětí, jehož maximální napětí je 16,796 MPa a nachází se uvnitř desky v žebrování. Napětí v místě, kde je umístěna, síla se pohybuje okolo 4,5 MPa. Hodnoty ukazují, že hodnoty jsou vyšší než u desky o výšce 250 mm a nižší než u desky o výšce 200 mm. Jako v předchozích výpočtech se ukazuje, že upínací deska, bez větších problémů vyhovuje s ohledem na mez kluzu, která je u šedé litiny na hodnotě okolo 260-300 MPa.

Na dalším obrázku 51 je vidět deformace, že dle předpokladu je maximální deformace na rohu desky v místech, kde působí síla a její hodnota je 0,067981 mm. Tato deformace je vyšší než u desky o výšce 250 mm a nižší než u desky o výšce 200 mm. S ohledem na to, že ŠMT považuje deformace do 1 mm v pořádku, můžeme říci, že deska i v tomto pohledu vyhoví.



Obr. 51 – Deformace desky 300 mm

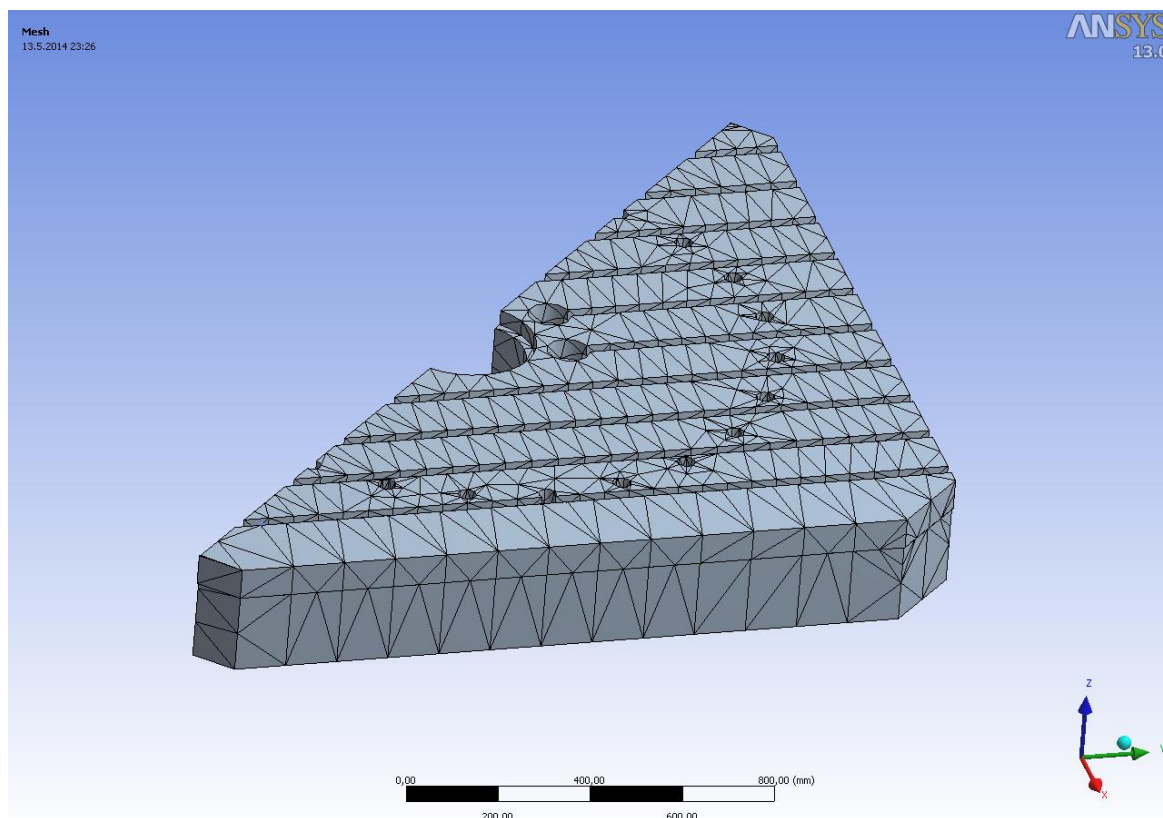
	Max. napětí [MPa]	Napětí na rohu [MPa]	Deformace [mm]	Hmotnost [kg]
Deska 200	27,377	~10	0,10253	3468,3
Deska 250	16,348	~3,5	0,067974	3711,4
Deska 300	16,796	~4,5	0,067981	3716,6

Tab. 22 Tabulka vypočtených hodnot a hmotnost

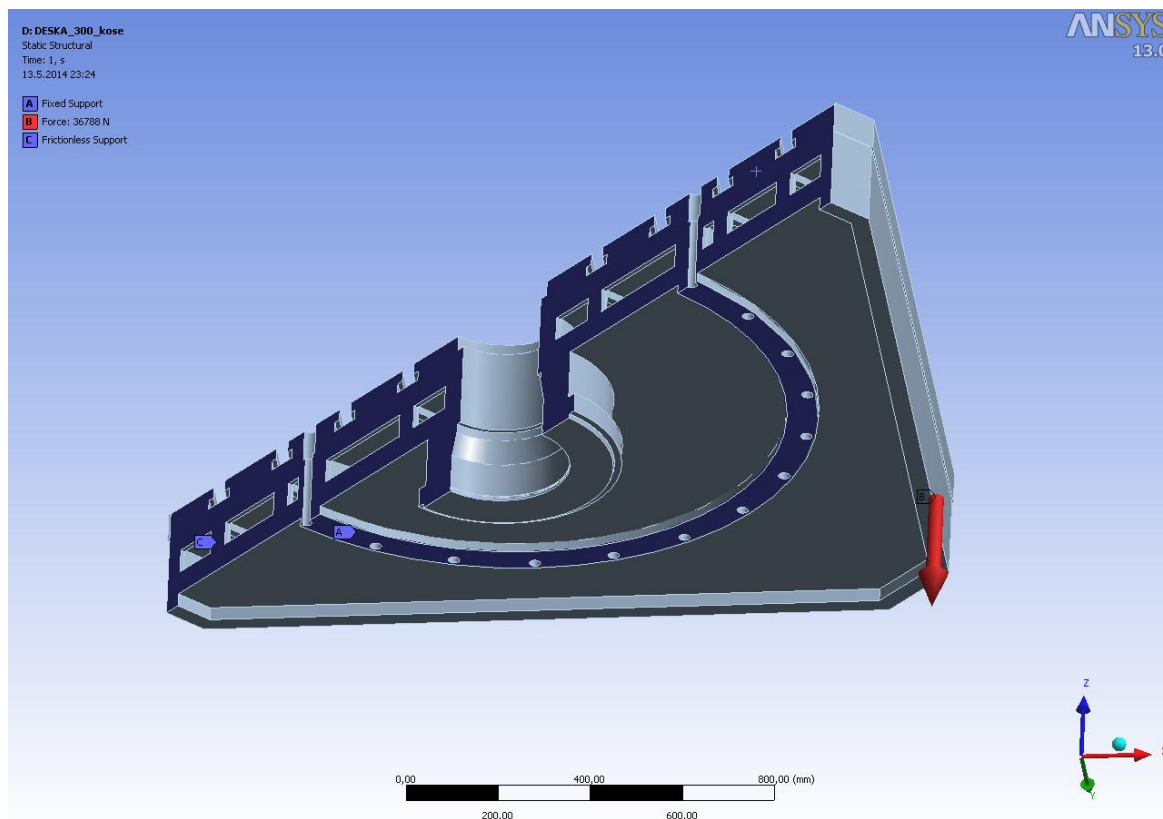
V tabulce 22 jsou přehledně vypsány hodnoty vypočtené pomocí MKP. Je zde vidět, že napětí i deformace od 200 mm do 250 mm klesají a pak se zase zvětšují u 300 mm. Všechny desky také vyhovují vzhledem k požadavku, aby hmotnost byla menší než 70% hmotnosti upínací desky pro otočný stůl pro zatížení 25 tun. Hmotnost upínací desky pro stůl na zatížení je 5,5 tun, tedy 70% je 3850 kg, což všechny desky splňují. Deska o výšce 250 mm má dle tabulky nejlepší hodnoty, proto volím ji, jako optimální variantu pro konstrukční návrh. A tato deska je použita v sestavě otočného stolu.

Ještě jsem pro zajímavost provedl srovnání desky o stejné výšce, ale mající jiné žebrování a to kosoúhlé.

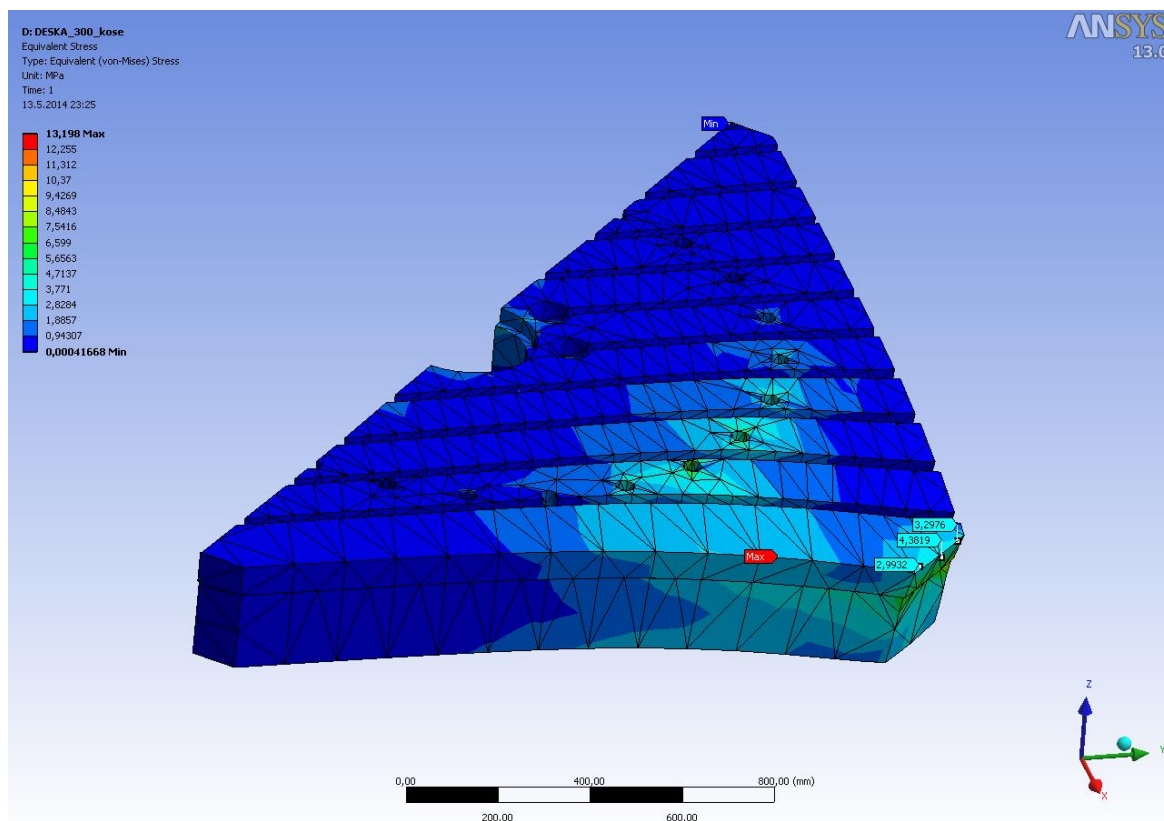
U této desky je použita polovina desky z důvodu symetrie na polovinu. Bylo použito stejné síťování a definování vazem. Rozdíl je pouze, že jsou aplikovány na polovinu desky oproti čtvrtině z předchozích výpočtů.



Obr. 52 – Síťování



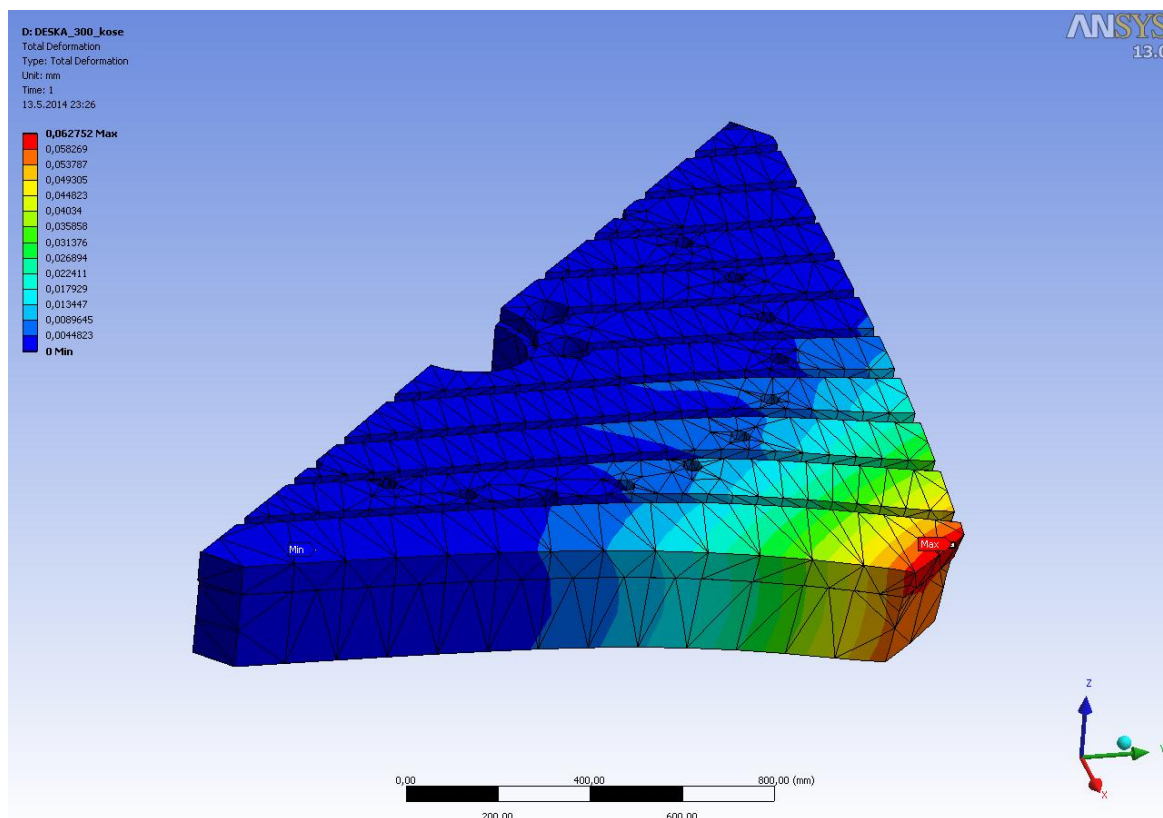
Obr. 53 – Definování vazeb upínací desky



Obr. 54 – Ekvivalentní napětí desky

Z obrázku 54 je vidět ekvivalentní napětí, jehož maximální napětí je 13,198 MPa a nachází se opět uvnitř desky v žebrování. Napětí v místě, kde je umístěna síla, se pohybuje okolo 3,5 MPa. Výpočet ukazuje, že i tato upínací deska bez větších problémů vyhovuje s ohledem na mez kluzu, která je u šedé litiny na hodnotě okolo 260-300 MPa.

Na dalším obrázku 55 je vidět deformace, že dle předpokladu je maximální deformace na rohu desky v místech, kde působí síla a její hodnota je 0,062752 mm. S ohledem na to, že ŠMT považuje deformace do 1 mm v pořádku, můžeme říci, že deska i v tomto pohledu vyhoví.



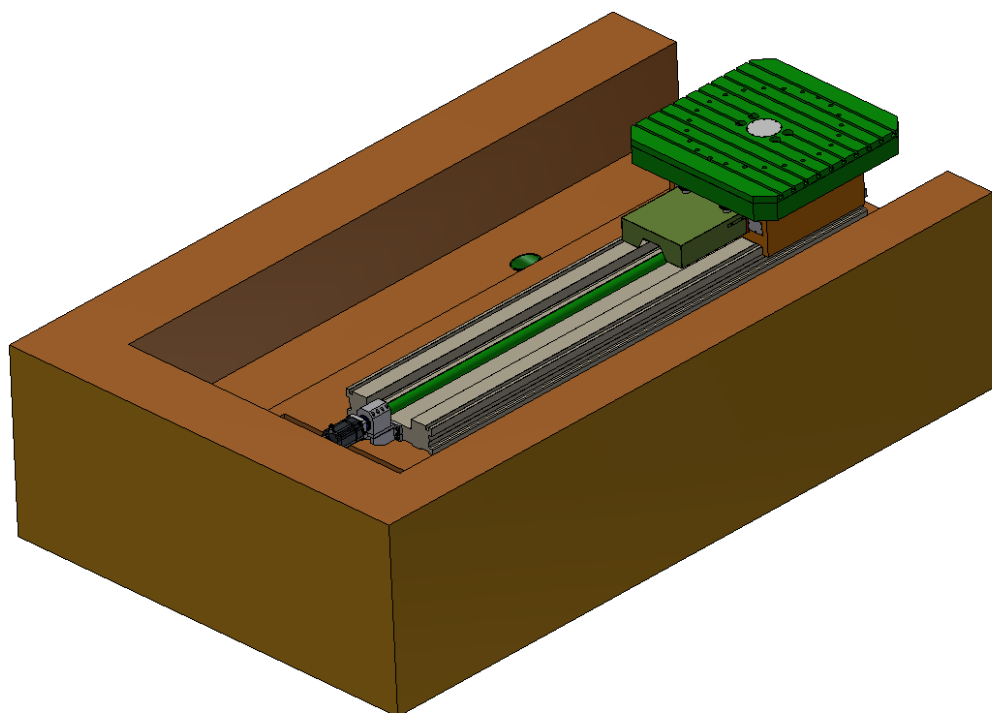
Obr. 55 – Deformace desky

	Max. napětí [MPa]	Napětí na rohu [MPa]	Deformace [mm]	Hmotnost [kg]
Deska 250	16,348	~3,5	0,067974	3711,4
Deska 250 s kosouhlým žebrováním	13,198	~3,5	0,062752	3710,5

Tab. 23 Tabulka vypočtených hodnot a hmotnost

Z tabulky 23 je vidět, že maximální hodnoty pro desku s kosoúhlých žebrování jsou nižší než u desky o výšce 250 mm. Na hraně desky jsou hodnoty stejné. Deformace je také lepší pro desku s kosoúhlým žebrováním než u desky o výšce 250 mm. Hmotnost desek je prakticky stejná, rozdíl je necelý kilogram. Nicméně v konstrukčním řešení je použita deska se šachovnicovým žebrováním, protože jí ŠMT je používá.

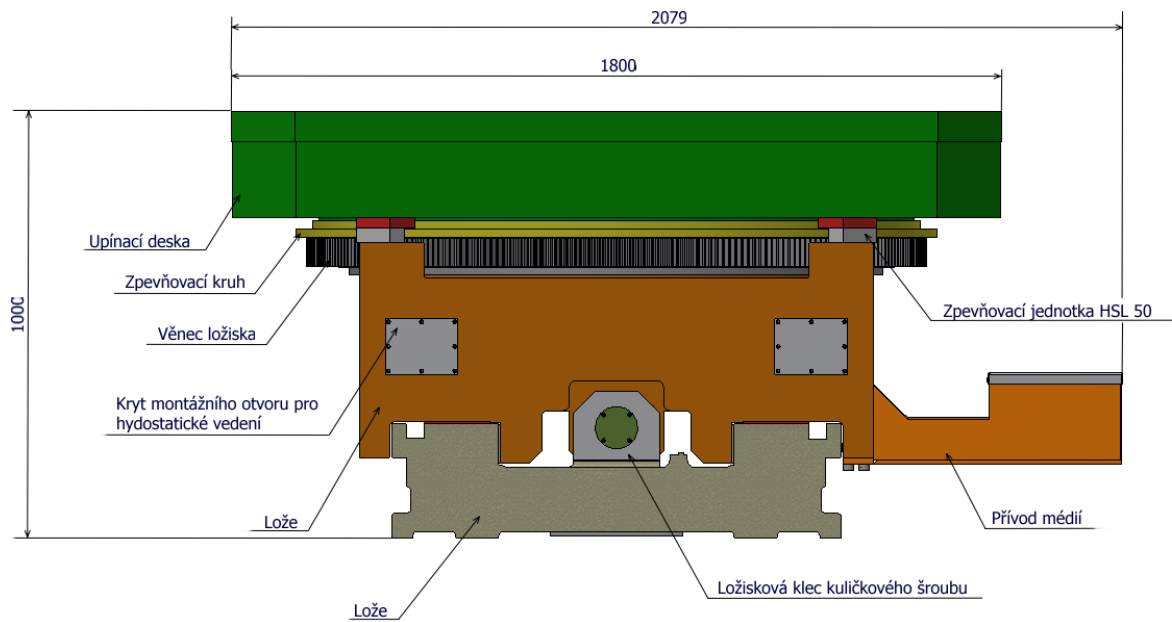
7.7 Sestava otočného stolu



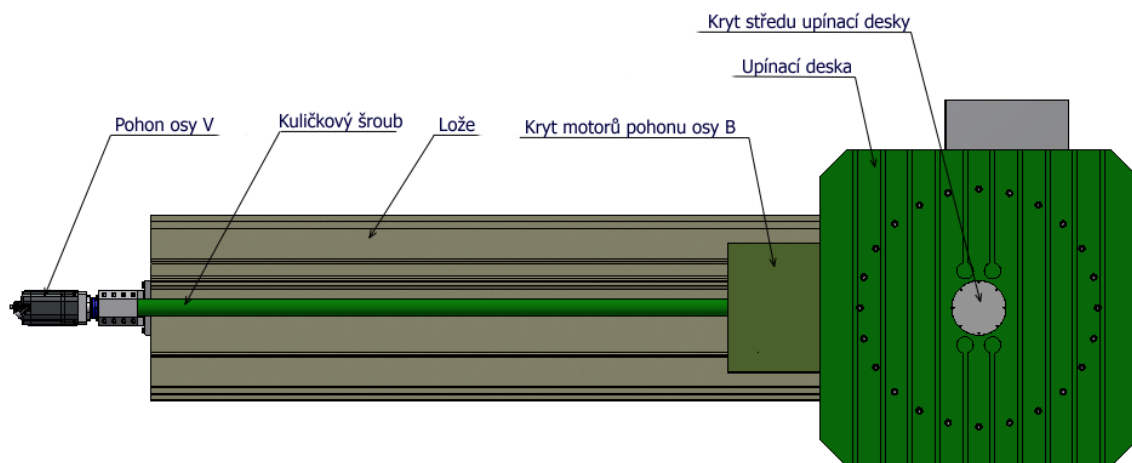
Obr. 56 – Pohled na sestavu otočného stolu TDV

Na obrázku 56 je celková sestava otočného stolu řady TDV 25 pro zatížení 12,5 t. otočný stůl je pomocí fixátorů spolehlivě ukotven na připravený betonový základ.

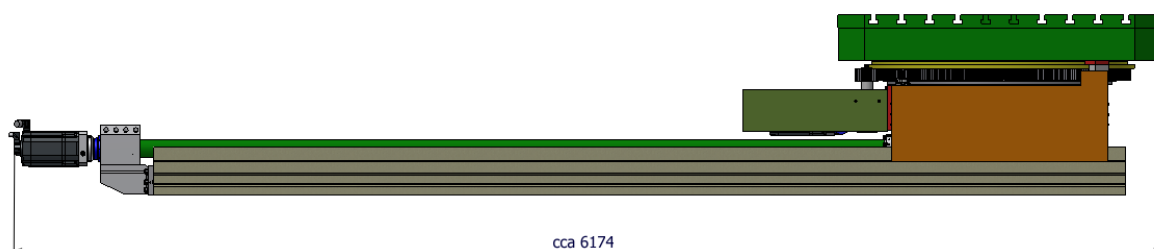
Sestava otočného stolu TDV 25 má délku přibližně 6174 mm, výšku 1000 mm a největší šířku 2079 mm.



Obr. 57 – Zadní pohled na sestavu otočného stolu TDV



Obr. 58 – Půdorysný pohled na sestavu otočného stolu TDV



Obr. 59 – Bokorysný pohled na sestavu otočného stolu TDV

8 Ekonomické zhodnocení

V této kapitole jsem provedl ekonomické zhodnocení konstrukce otočného stolu řady TDV 25. A to na základě porovnání základních částí otočného stolu jako lože, saně a upínací deska ke stejným částem otočného stolu řady TDV na zatížení 25 tun. Údaje pro srovnání jednotlivých částí jako hmotnost a přibližná cena za jeden kilogram šedé litiny poskytl zadavatel Škoda Machine Tool a.s.

Požadavek na konstrukci byl, aby se hmotnost jednotlivých dílů pohybovala do 70% hmotnosti zadaných hmotností pro stůl vyšší nosnosti.

	Hmotnosti částí otočného stolu		
	Pro nosnost 12,5 t [kg]	Pro nosnost 25 t [kg]	70% z nosnosti pro 25 t [kg]
Lože	4675,8	cca 7000	4900
Saně	1725	cca 2500	1750
Upínací deska	3711,4	cca 5500	3850

Tab. 24 Tabulka hmotností pro nosnosti otočného stolu 12,5 tun a 25 tun

Z tabulky je patrné, že hmotnostní limit 70% splnili všechny navrhované části. Byť u saní to bylo pouze o 25 kg.

Cena šedé litiny se pohybuje přibližně okolo 35-40 Kč/kg. Pro porovnání jsem si zvolil průměr obou rozmezí ceny a ta je 37,5 Kč/kg. Porovnáme tedy cenové náklady pro nosnost 12,5 tun a 25 tun.

	Hmotnost [kg]	Cena za kilogram [kč/kg]	Součet [kč]
Lože	7000	37,5	262 500
Saně	2500		93 750
Upínací deska	5500		206250
Cena celkem [kč]			562500

Tab. 25 Náklady pro nosnost otočného stolu 25 tun

	Hmotnost [kg]	Cena za kilogram [kč/kg]	Součet [kč]
Lože	4675,8	37,5	175 342,5
Saně	1725		64 687,5
Upínací deska	3711,4		139 177,5
Cena celkem [kč]			379 207,5

Tab. 26 Náklady pro nosnost otočného stolu 12,5 tun

	Náklady pro 25 t [kč]	Náklady pro 12,5 t [kč]	Rozdíl [kč]
Lože	262 500	175 342,5	87 157,5
Saně	93 750	64 687,5	29 062,5
Upínací deska	206250	139 177,5	67 072,5
Náklady celkem	562500	379 207,5	183 292,5

Tab. 27 Rozdíl nákladů pro nosnosti otočného stolu 12,5 tun a 25 tun

Z tabulek vidíme náklady jednotlivých částí i celkové náklady pro obě dvě nosnosti otočného stolu 12,5 tun a 25 tun. Rozdíl celkových nákladů 183 292,5 Kč, úspora oproti otočnému stolu s vyšší nosností je přibližně třetinová.

V kalkulaci nejsou zohledněny další náklady, spojeny s výrobou drobných dílů a nákupem katalogových a normovaných dílů jako např. motory, planetové převodovky, šrouby a jiné.

9 Závěr

Cílem diplomové práce byl návrh otočného stolu pro maximální nosnost obrobku 12,5 tun na základě zadaných parametrů zadavatelem Škodou Machine tool a.s. V průběhu řešení zadaného návrhu byl pozměněn parametr největšího zatížení, který byl upraven z 25 tun na 12,5 tuny.

V úvodu diplomové práce je popsán zadavatel, konkurence v oblasti otočných stolů. Dále byly popsány základní konstrukční uzly, které je nutno vyřešit při konstrukci otočného stolu. V dalších kapitolách jsem nastínil problém konstrukce, navrhl jsem čtyři varianty pohonu a uložení osy B a nakonec zhodnocení a výběr varianty po samotné konstrukční řešení. Posuvná osa V je realizována pomocí, v ŠMT běžně používaného, kuličkového šroubu a hydrostatického uložení. Proto jsem nedělal variantní posouzení.

V praktické části diplomové práce jsem provedl základní výpočty hydrostatického vedení a pohonu pohybových os B a V, které jsou potřebné pro vlastní konstrukční návrh otočného stolu. Na základě výpočtů jsem vybral základní nakupované komponenty, motory, planetové převodovky a kuličkový šroub.

Při vlastním konstrukčním řešení jsem pomocí 3D CADu (Autodesk Inventor 2013) navrhl a popsal základní uzly otočného stolu. Navrhl jsem si tři varianty se stejným žebrováním a tloušťkou žeber (30 mm vnější žebra a 20 mm vnitřní žebra), ale s různou výškou a to 200 mm, 250 mm a 300 mm. V dalším kroku jsem provedl variantní posouzení různé výšky upínací desky pomocí metody konečných prvků provedenou v programu Ansys Workbench a na základě předpokládaných okrajových podmínek jsem provedl samotný výpočet. Tyto výpočty jsem porovnal a vybral jsem nejvhodnější variantu pro mé konstrukční řešení. Vybranou variantu jsem použil při vlastním návrhu otočného stolu. Pro zajímavost jsem ještě vybranou variantu upínací desky porovnal stejným způsobem výpočtu s upínací deskou o stejné výšce, která má jiné žebrování než použitá upínací deska v konstrukčním řešení a výsledky porovnal. Po tomto variantním posouzení jsem v 3D složil konečnou sestavu mnou navrženého otočného stolu a v daném rozsahu vytvořil dokumentaci k tomuto navrženému stolu řady TDV s nosností 12,5 tuny.

V poslední kapitole jsem provedl ekonomické zhodnocení na základě zadaných parametrů (hmotnosti základních částí pro vyšší nosnost, cena pro šedou litinu). Kdy jsem porovnával základní navržené části (lože, saně, upínací deska) s částmi pro již používaný otočný stůl pro nosnost 25 tun. Požadavek byl, aby tyto mnou navržené části dosahovali maximální hmotnosti do 70% hmotnosti částí otočného stolu pro nosnost 25 tun. Po vypsání všech hodnot do přehledných tabulek jsem zjistil, že požadavek zadavatele jsem splnil a na základě tohoto jsem provedl kalkulaci nákladů.

Závěrem jsem dokázal, že při zadaných parametrech je možné zkonstruovat základní části otočného stolu jak z technického hlediska, tak i z hlediska ekonomického, kde je úspora nákladů třetinová oproti zadání. Lze tedy konstatovat, že jsem splnil zadání diplomové práce.

10 Literatura

- [1] Webové stránky Škoda Machine Tool a.s. [online]. [cit. 2014-05-14]. Dostupné na WWW: <http://www.skodamt.com/-11/>
- [2] Webové stránky ALTA CZ, a. s. *O společnosti*. [online]. [cit. 2014-05-14]. Dostupné na WWW: <http://www.altacz.cz/o-spolecnosti/alta/skupina-alta/skoda-machine-tool-a-s/>
- [3] Webové stránky Škoda Machine Tool a.s. *Historie*. [online]. [cit. 2014-05-14]. Dostupné na WWW: <http://www.skodamt.com/spolecnost/historie/>
- [4] Webové stránky Škoda Machine Tool a.s. *Současnost*. [online]. [cit. 2014-05-14]. Dostupné na WWW: <http://www.skodamt.com/spolecnost/soucasnost/>
- [5] Webové stránky Škoda Machine Tool a.s. *HCW*. [online]. [cit. 2014-05-14]. Dostupné na WWW: <http://www.skodamt.com/vyrobky/hcw/>
- [6] Webové stránky Škoda Machine Tool a.s. *FCW*. [online]. [cit. 2014-05-14]. Dostupné na WWW: <http://www.skodamt.com/vyrobky/fcw/>
- [7] Webové stránky Škoda Machine Tool a.s. *SR*. [online]. [cit. 2014-05-14]. Dostupné na WWW: <http://www.skodamt.com/vyrobky/sr/>
- [8] Webové stránky Škoda Machine Tool a.s. *TDV*. [online]. [cit. 2014-05-14]. Dostupné na WWW: <http://www.skodamt.com/vyrobky/tdv/>
- [9] ZÁVIŠKA, P. *Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením*. Brno: VUT, 2012. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [10] RYGL, O. *Konstrukce otocného stolu obráběcího stroje*. Brno: VUT, 2011. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [11] NEUMANN, O. *Konstrukce multifunkčního obráběcího centra*. Brno: VUT, 2013. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

- [12] NEŠPOR, V. *Dvousouřadnicový nc stůl pro frézovací centra s hydraulickým upínačem*. Brno: VUT, 2013. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.
- [13] MAREK, J. *Konstrukce CNC obráběcích strojů. Speciální vydání*, MM Průmyslove spektrum. MM publishing, 2006, ISSN 1212-2572
- [14] LAŠOVÁ, V. *Základy stavby obráběcích strojů*. Plzeň: ZČU-KKS, 2012
- [15] HUDEC, Z. *Posuvové mechanizmy- příklady*. Plzeň: ZČU, 2009
- [16] BROŽ, K. *Modernizace otočného stolu S100C*. Plzeň: ZČU, 2013. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Václava LAŠOVÁ, Ph.D.
- [17] Webové stránky WITTENSTEIN, Inc. *Precision gearboxes*. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné na WWW: <http://www.wittenstein-us.com/Precision-Gearboxes/Inline-Gearboxes/alpha-TP/TP025-1-stage.phtml>
- [18] Webové stránky Siemens AG. *Synchronous motors*. [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné na WWW: <http://www.industry.usa.siemens.com/drives/us/en/electric-motor/mc-motors/servo-motors/1ft7-servo-motors/Documents/MTR-1FT7-configuration-SINAMICS-manual.pdf>
- [19] Webové stránky kuličkové šrouby Kuřim, a.s. *AP+A*. [online]. [cit. 2014-05-14]. Dostupné na WWW: <http://www.ks-kurim.cz/kulickove-srouby/typy-maticovych-jednotek/maticove-typu-ap-a-predepnuta-dvojice-matic-s-prirubou/>
- [20] Webové stránky WITTENSTEIN, Inc. *Precision gearboxes*. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné na WWW: <http://www.wittenstein-us.com/Precision-Gearboxes/Right-Angle-Gearboxes/alpha-TK-alpha-TPK/TPK050-2-stage.phtml>
- [21] Webové stránky Renishaw s.r.o. *TONIC*. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné na WWW: <http://resources.renishaw.com/download.aspx?lang=en&data=53121>
- [22] Webové stránky Renishaw s.r.o. *RGSZ20 scale*. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné na WWW: <http://resources.renishaw.com/download.aspx?lang=en&data=25411>
- [23] Webové stránky Renishaw s.r.o. *RESR*. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné na WWW: <http://resources.renishaw.com/download.aspx?lang=en&data=16424>

[24] Webové stránky Renishaw s.r.o. *RGH20*. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné na WWW: <http://resources.renishaw.com/download.aspx?lang=en&data=38680>

[25] Webové stránky Gudel AG. *Rack and pinion program*. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné na WWW: http://www.gudel.com/fileadmin/01-dateien/10-kataloge-und-dokumente/001-components/Brochure_Racks_and_Pinions_DEFREN.pdf

[26] Webové stránky Optima Spanntechnik GmbH. *HSL 50*. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné na WWW: http://www.optima-spanntechnik.de/tl_files/img/content/hydraulische%20spannelemente/optima_db_E_02_040.pdf