

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R016/19 Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh otočného stolu k robotickému pracovišti

Autor: **Ladislav Kliment**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.d.**

Akademický rok 2017/2018

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:20.5 2018

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kliment	Jméno Ladislav
STUDIJNÍ OBOR	„Stavba výrobních strojů a zařízení“	
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Formánek, Ph.d.	Jméno Josef
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS	
DRUH PRÁCE	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh otočného stolu k robotickému pracovišti	

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	44	TEXTOVÁ ČÁST	37	GRAFICKÁ ČÁST	6
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Práce se zabývá konstrukcí otočného stolu. V teoretické části jsou popsány typy otočných stolů a jejich základní části. Praktická část se zabývá konstrukcí konkrétního otočného stolu.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Otočný stůl, robot, motor, čelní soukolí</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Kliment	Name Ladislav
FIELD OF STUDY	“ Design of Manufacturing Machines and Equipment“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Formánek, Ph.d.	Name Josef
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Engineering Design of a rotating table for a robotic workplace	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	44	TEXT PART	37	GRAPHICAL PART	6
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis deals with construction of a rotary table. In the theoretical part types of rotary tables and basic parts are described. The practical part is focused on the design of the particular rotary table.
KEY WORDS	Rotary table, robot, engine, front end gear

Obsah

1	Úvod.....	10
2	Výrobci otočných stolů	11
2.1	Čeští výrobci otočných stolů	11
2.1.1	Tajmac-ZPS.....	11
2.1.2	Škoda machine tool	11
2.2	Zahraníční výrobci otočných stolů	12
2.2.1	Demmeler	12
2.2.2	Fibro	12
3	Základní části otočných stolů	13
3.1	Pohony.....	13
3.1.1	Přímý pohon	13
3.1.2	Nepřímý pohon.....	14
3.2	Upínací desky	15
3.3	Uložení upínací desky	15
3.3.1	Hydrodynamická kruhová vedení.....	15
3.3.2	Hydrostatická kruhová vedení.....	16
3.3.3	Valivá kruhová vedení.....	16
3.4	Rámy	16
3.5	Maltézský kříž	17
3.6	Princip	17
3.7	Měřicí systémy	18
4	Robotická pracoviště	18
4.1	Rozdělení robotů	18
4.1.1	Rozdělení podle stupňů volnosti	18
4.1.2	Rozdělení podle kinematické struktury	19
4.1.3	Rozdělení podle typu pohonu	19
4.1.4	Rozdělení podle vykonávaných činností a oblastí nasazení	19
5	Vlastní konstrukce otočného stolu.....	20
5.1	Vybraný robot.....	20
5.2	Základní parametry stolu.....	21
5.3	Namáhání otočného stolu	21
5.4	Koncepční řešení ve variantách.....	22
5.4.1	Varianta A	22
5.4.2	Varianta B.....	22

5.4.3	Zvolení varianty.....	23
5.5	Návrh ložiska upínací desky stolu.....	23
5.6	Volba motoru.....	23
5.7	Moment a otáčky stolu	24
5.7.1	Převodový poměr.....	24
5.7.2	Maximální moment stolu.....	24
5.7.3	Otáčky stolu.....	24
5.8	Výpočet ložiska upínací desky stolu	24
5.8.1	Výpočet ložiska v axiálním směru	24
5.8.2	Výpočet ložiska v radiálním směru	25
5.8.3	Změna ložiska.....	25
	Hodinová trvanlivost:	26
5.9	Návrh čelního ozubení.....	26
5.9.1	Návrh modulu ozubení	26
5.9.2	Základní rozměry ozubení.....	27
5.10	Kontrola čelního ozubení	28
5.10.1	Volba materiálu	28
5.10.2	Kontrolní výpočet podle ČSN 01 4686	28
5.11	Návrh průměrů hřídelí.....	29
5.11.1	Síly v ozubení.....	29
5.11.2	Reakce pod ložisky.....	30
5.11.3	Návrh hnací hřídele	31
5.11.4	Návrh hnané hřídele	33
5.12	Návrh těsných per.....	33
5.13	Kontrola ložisek na hřídeli	35
5.13.1	Ekvivalentní zatížení	35
5.13.2	Statická bezpečnost	35
5.13.3	Hodinová trvanlivost	36
5.14	Návrh kotoučové spojky.....	36
5.14.1	Výpočet zatížení působící na jeden šroub	36
5.14.2	Výpočet průměru šroubů	36
5.14.3	Výpočet šířky příruby.....	36
5.14.4	Výpočet délky těsných per	37
6	Konstrukce.....	37
6.1	Otočná část stolu	38
6.2	Rám	38

6.3	Výsledná koncepce.....	39
6.4	Konstrukční úprava stolu.....	41
7	Závěr.....	42
8	Literární Zdroje	42
9	Seznam příloh.....	44
9.1	Tištěné přílohy.....	44
9.2	Elektronické přílohy na CD.....	44

1 Úvod

Otočné stoly jsou stroje, které lze nazvat volitelným příslušenstvím obráběcího stroje. Slouží k rozšíření pracovních možností stroje. S otočnými stoly se můžeme nejčastěji setkat u strojů, které nemají rotační osu, jako jsou například frézky nebo vyvrtávačky. Připojením otočného stolu ke stroji získáme další říditelnou osu C. Příkladem takového otočného stolu je například otočný stůl pod frézku HV-10 (obr. 1.1). Další možností rozšíření pracovních možností stroje je připojení otočného stolu, který má více říditelných os. Příkladem takového stolu je například Otočný stůl Demmeler s lineární říditelnou osou, která je kolmá na rotační osu (obr. 1.2). Mezi speciální otočné stoly lze zařadit otočné stoly, které mají tři polohovací osy a to rotační osu, posuvovou osu a osu naklápěcí rotační osu, jejíž pohyb je omezený. Příkladem takového stolu je naklápěcí otočný stůl FIBROMAX (obr. 1.3).

Mezi výhody otočných stolů lze zařadit to, že je možné obrobek obrábět z více stran na jedno upnutí. Tímto lze odstranit nepřesnosti, které mohou vzniknout při dalším upínání obrobku. Dále se tímto zkrátí čas výroby obrobku.



Obr. 1.1 Otočný stůl pod frézku HV-10[1]



Obr. 1.2 Otočný stůl Demmeler s lin. osou [4]



Obr. 1.3 Naklápěcí otočný stůl FIBROMAX [3]

2 Výrobci otočných stolů

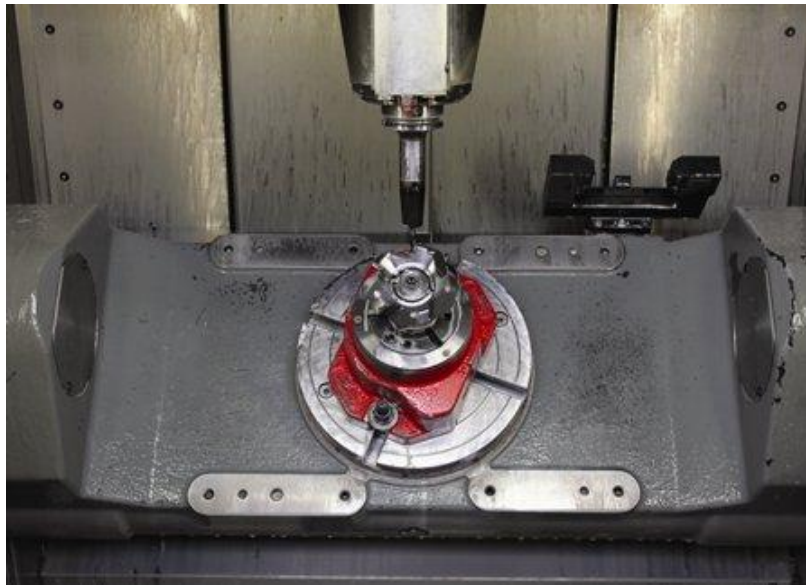
2.1 Čeští výrobci otočných stolů

Výrobou otočných stolů se nejčastěji zabývají firmy, které vyrábí obráběcí stroje. Mnoho firem tímto způsobem řeší čtyř-osé či pěti-osé obrábění na svých obráběcích strojích, čímž značně rozšíří možnosti stroje, který dokáže vyrobít tvarově mnohem složitější součásti.

2.1.1 Tajmac-ZPS

Vertikální, horizontální či multifunkční obráběcí centra této firmy jsou vybavena otočnými stoly, které zajišťují pohyb obrobku ve čtyřech nebo pěti osách.

Jedním z obráběcích center, které tato firma dodává je Obráběcí centrum H 63 FIVE AXIS, které je vybaveno otočným stolem s kruhovou upínací plochou (obr 2.1.1), který koná otočný a sklopný pohyb a přináší tak do centra další dvě říditelné osy. Maximální zatížení stolu je 700kg, průměr pracovního stolu 660 mm, rozsah otáčení stolu 360° a rozsah naklápění je 210° (-105° až 105°).



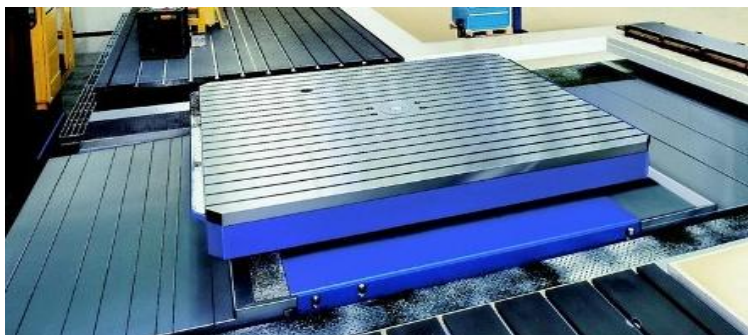
Obr. 2.1.1 Otočný stůl sklopný [4]

2.1.2 Škoda machine tool

Otočné stoly ŠKODA TDV (obr 2.1.2) 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. [5]

Firma vyrábí stoly s rozměry desek 1800x2200 až 6000x8000 mm a maximálním zatížením 12 až 400 tun. Na přání zákazníka dodávají i otočné stoly s rozměry a pojezdy, které standartně nevyrábějí. Stůl se otáčí kolem osy rotace a lineárně kolmo na osu rotace.

Naklápěcí stoly ŠKODA TDV TILT jsou dalším z výrobků firmy. Tyto stoly najdou své využití především v oblasti větrné energetiky. Vyrábí se na nich například vrchlíky větrných elektráren. Maximální rozměr desky je 4x4 metry s maximální nosností 140 tun. Rozsah naklápění je 10°.



Obr. 2.1.2 Otočný stůl ŠKODA TDV [6]

2.2 Zahraníční výrobci otočných stolů

Mezi největší výrobce otočných stolů lze zařadit například německé firmy Demmeler a Fibro, které svoji pozici na trhu získaly díky dlouholetému vývoji otočných stolů a v dnešní době již velmi širokou nabídkou jejich produktů.

2.2.1 Demmeler

Firma Demmeler je jedním z předních výrobců otočných a posuvných stolů na celém světě. Tato firma je schopna vyrobit otočné stoly s plochou měřicí až 12 000 mm a maximální nosností až 500 tun. Vyrábí velké množství otočných stolů, jako jsou například sklopné stoly, houpací stoly, svislé otočné stoly nebo otočné stoly s přímým řízením.

Jedním z nejrobustnějších otočných stolů, jaký firma vyrábí, je otočný stůl DRLTH 5000 (obr. 2.2.1), který má maximální nosnost až 500 tun. Tento stůl je opatřen v lineárním i rotačním pohybu hydrostatickými ložisky, které zajišťují minimální opotřebení. Stůl má výborné útlumové vlastnosti, které umožňují delší životnost nástrojů a nejvyšší kvalitu zpracování.



Obr.2.2.1 Otočný stůl Demmeler DRLTH 5000 [2]

2.2.2 Fibro

Jedním z výrobců otočných stolů je firma Fibro z Weinsbergu, kterou na českém a slovenském trhu zastupuje společnost SK Technik. Otočné stoly Fibro se používají jako centrální jednotky pro manipulaci a ukládání konstrukčních dílů nebo obrobků. Jako řízené a mnohostranně polohovatelné přístroje jsou také stabilním základem mnoha obráběcích strojů a umožňují obrábění dílů z různých úhlů. [8]

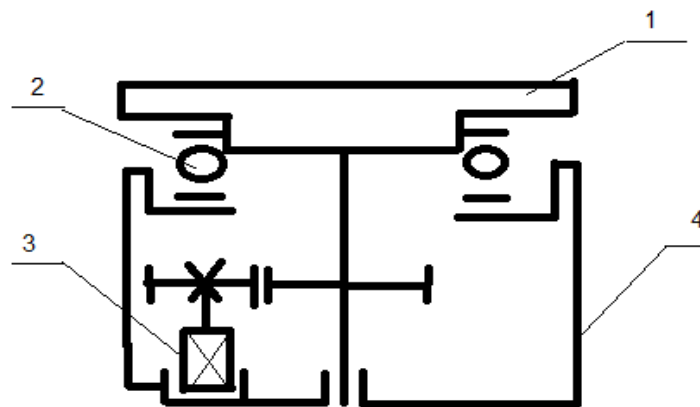
V uplynulých letech směřovala firma Fibro své aktivity především do výzkumu a vývoje. Cílem bylo vyvinout precizní otočné stoly určené pro vysokovýkonné frézování a vrtání velkých dílů. Výsledkem je otočný stůl Fibromax, jenž může polohovat díly s hmotností až 140 tun s přesností na mikrometry. Fibromax je výsledkem progresivní koncepce, která v oblasti těžkého průmyslu směřuje k co možná nejvyšší mnohostrannosti a provozní odolnosti. [8]



Obr. 2.2.2Otočný stůl Fibromax pro přesné polohování [8]

3 Základní části otočných stolů

Mezi čtyři základní části otočných stolů se řadí upínací deska, pohon, rám a uložení upínací desky, tedy ložisko.



Obr. 3 Jednoduché schéma otočného stolu

1-Upínací deska 2- Uložení upínací desky 3- Pohon 4- Rám

3.1 Pohony

3.1.1 Přímý pohon

Přímý pohon otočných stolů je realizován pomocí takzvaného prstencového motoru. Tento motor bývá označován také jako vysokomomentový. Motory se vyrábí jako vestavné, jsou tedy umísťovány přímo do konstrukce daného stroje a tím se výrazně snižuje potřebný zástavbový prostor. Jsou konstruovány pro malé rychlosti a velké kroutící momenty.

Dva základní díly, stator a rotor mají tvar prstenců. Skládají se ze statorového vinutí upevněného na vnější konstrukci motoru a rotorového prstence, na jehož vnějším obvodu jsou připevněny permanentní magnety. Magnety jsou proti korozi chráněny vrstvou slitiny niklu nebo epoxidem. Vinutí statoru obsahuje velký počet polárů. Vinutí je zpravidla třífázové ve hvězdě, ale na trhu se lze vyjimečně setkat i s dvoufázovým vinutím. U motorů s velkým průměrem se může počet pólů pohybovat až v řádech několika set.

Chlazení motoru může být realizováno dvěma způsoby, a to vodou nebo vzduchem. Chlazení vzduchem není tak účinné oproti chlazení vodou. Pokud je chlazení realizováno vodou, je motoru umožněno velké momentové přetížení.

Přímý pohon má řadu výhod, jako je například bezvúlové spojení se strojem, přesné polohování, vysoký výkon při několikanásobně menším zástavném prostoru nebo vysoké úhlové zrychlení. Odpadá i nutnost použití redukčního převodu pro snížení otáček motoru.

Naopak mezi nevýhody tohoto druhu pohonu lze zařadit vysokou pořizovací cenu oproti klasickým pohonům a nutnost chlazení motoru, pokud je kladen požadavek na vyšší dosahovaný moment motoru.



Obr. 3.1.1 Bezpřevodový přímý momentový motor

3.1.2 Nepřímý pohon

Je-li pohon zajištěn pomocí elektrického servomotoru, mluvíme o takzvaném nepřímém pohonu. Nezbytnou součástí tohoto druhu pohonu je převodové ústrojí. Konstrukčních typů převodového ústrojí může být hned několik.

Převodové ústrojí přináší několik nevýhod tohoto druhu pohonu. V ústrojí vzniká tření a tím se opotřebovává, je tedy nutná údržba. Vlivem tření také klesá mechanická účinnost celého zařízení.

Nejpoužívanějším řešením převodového ústrojí je převod pomocí šnekového kola s přímým ozubením. Tento převod zajišťuje vysokou přesnost polohování. Výhodou tohoto převodu jsou například vysoké převodové poměry, malé rozměry, nízká hmotnost nebo větší počet zubů v záběru, který zajišťuje tichý chod i při vysokých otáčkách.

Nevýhodou tohoto převodu je složitější a nákladnější výroba šnekových kol nebo nižší účinnost převodu, která je závislá na převodovém čísle. Při rostoucím převodovém čísle účinnost klesá.

Dalším typem převodu může být převod pomocí šnekového kola s globoidním ozubením. Aby tento převod dosáhl požadované přesnosti, je nutno kola lapovat, což se ve výsledku odrazí na ceně převodu, která je vyšší než u převodu s přímými zuby.

3.2 Upínací desky

Upínací deska otočného stolu je část otočného stolu, na kterou se upínají obrobky nebo různá upínací zařízení. Pro upínání jsou desky nejčastěji vybaveny upínacími T- drážkami, které se vyrábějí frézováním. V případě kruhových upínacích desek jsou T-drážky nejčastěji vedeny od hrany desky k středu otáčení. Pokud jsou desky nekruhové, tedy nejčastěji čtvercové nebo obdélníkové, jsou drážky vedeny rovnoběžně s jednou z hran desky.

Nejmenší rozměry upínacích desek se pohybují v řádech stovek milimetrů. Největší upínací desky mohou mít až několik metrů.

3.3 Uložení upínací desky

Uložení upínací desky(kruhové vedení) se dělí podle toho, jaké ložisko je použito. Uložení tedy lze rozdělit do dvou základních skupin na uložení valivé a na uložení kluzné. Kluzné uložení lze dále rozdělit na hydrodynamické a hydrostatické. Také lze použít ložisko areostatické.

Aerostatická ložiska jsou charakteristická velmi malými pasivními odpory a schopností nést zatížení i v případě, že mezi kluznými plochami nedochází k vzájemnému pohybu. Nepatrné tření je dáno nízkou viskozitou plynů, která je o 2 až 3 řády menší než viskozita minerálních olejů. [9]

Kruhové vedení je soustava vodících ploch, na kterých se stýká pohyblivá část s nepohyblivou částí otočného stolu.

3.3.1 Hydrodynamická kruhová vedení

Tento druh vedení využívá hydrodynamického ložiska. U hydrodynamických kluzných ložisek se mazací olejový film vytváří v důsledku rotace zatíženého hřídelového čepu. Protože má mazivo určitou přílnavost ke kluzným plochám čepu i ložiska, je rotujícím čepem unášeno a proudí v mazací vrstvě ve směru rotace čepu. Není-li hřídelový čep zatížen, je ložisková vůle po celém obvodu stejně velká. [10]

Mezi nevýhody tohoto druhu vedení lze zařadit to, že nosná olejová vrstva se vytvoří až při dosažení dostatečných otáček a také je závislá na velikosti zatížení ložiska. Z tohoto důvodu při rozběhu dochází k suchému nebo polosuchému styku a tím se ložisko rychleji opotřebuje a ztrácí tak přesnost. Z tohoto důvodu by vedení nemělo být plně zatíženo při nízkých otáčkách. Tedy při rozběhu nebo doběhu.

3.3.2 Hydrostatická kruhová vedení

U hydrostatických ložisek se tlak v mazací olejové vrstvě vytvoří pomocí vnějšího zdroje tlaku, nejčastěji zubovým čerpadlem. Příkladem hydrostatického ložiska je ložisko parciální. Používá se tam, kde vnější silové zatížení působí stále jedním směrem. V pánvi ložiska je vytvořena hydrostatická komora, do které se přivádí tlakový olej přes reduktor tlaku. Reduktor tlaku je v podstatě hydraulický prvek, např. kapilára nebo clona, s velkým hydraulickým odporem. Při průtoku oleje dochází na reduktoru k určitému poklesu tlaku, takže tlak za reduktorem i v hydrostatické komoře je vždy menší než tlak před reduktorem. Čím větší je průtok oleje, tím větší je i ztráta tlaku na reduktoru. [10]

Na rozdíl od ložisek hydrodynamických je v ložiskách hydrostatických nosný olejový film udržován stále díky účinku vnějšího zdroje tlakového oleje. Mezi výhody těchto ložisek tedy lze zařadit téměř nulový součinitel tření, který může dosahovat až hodnoty 0,001. V ložisku vzniká pouze kapalinné tření. Díky tomu ložisko zaručuje vysokou účinnost a životnost. Jako další výhodu lze uvést vysokou únosnost.

Mezi hlavní nevýhody tohoto druhu vedení patří to, že je nutná stálá dodávka tlakového oleje. Je tedy potřeba hydraulického obvodu pro přívod oleje do všech ložiskových kapes a je zapotřebí čerpadla. S tímto je spojena větší cena tohoto typu vedení oproti jiným ložiskům.

3.3.3 Valivá kruhová vedení

Na rozdíl od hydrostatických a hydrodynamických ložisek nedochází u valivých ložisek k přenosu sil pomocí olejové vrstvy, ale pomocí valivých tělísek. Tělíska mohou mít různé tvary jako například kuličky, soudečky, válečky, kuželíky nebo jehličky. Ložiska mohou být jednořadá nebo dvouřadá. Každý z typů tělísek se pak hodí pro jiné typy zatížení (radiální, axiální, radiálně axiální) a mají jinou únosnost pro stejný rozměr čepu. Při použití radiálních ložisek lze přenést i malé axiální zatížení.

Mezi výhody těchto ložisek patří malý součinitel tření, možnost plného zatížení při rozběhu a doběhu nebo malá spotřeba maziva. Hlavní výhodou valivých kruhových vedení je pořizovací cena, díky které se tyto ložiska staví na pozici nejpoužívanějších ložisek.

3.4 Rámy

Rám obráběcího stroje je soustava těles, které mezi sebou přenášejí účinky všech působících statických i dynamických sil. [11]

Materiály používané pro rámy otočných stolů jsou totožné s materiály používanými pro rámy obráběcích nebo tvářecích strojů. Nejčastěji se používají ocelové svařence, odlitky z litiny, granit nebo slitiny z lehkých kovů. Při výběru materiálu se zohledňují vlastnosti materiálu a ekonomický a výrobní faktor.

Hlavní požadované vlastnosti na rámy jsou statická tuhost, dynamická stabilita, teplotní stabilita a ekonomičnost výroby.

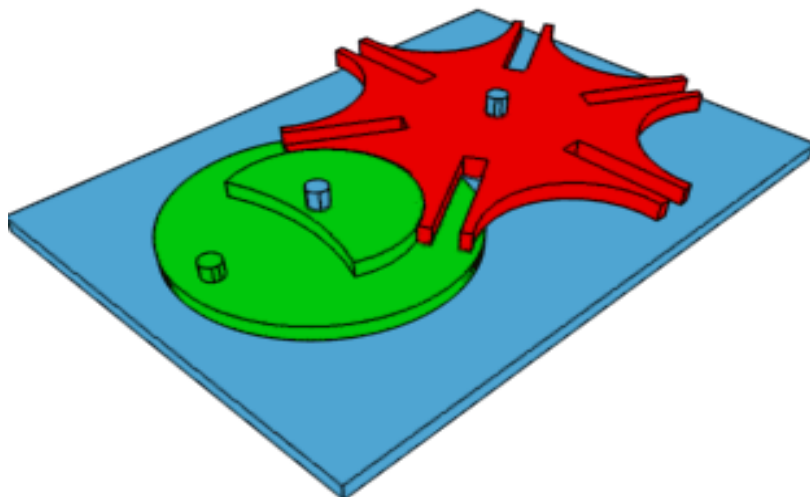
3.5 Maltézský kříž

Některé otočné stoly jsou vybaveny mechanismem, který se nazývá maltézský (ženevský kříž). Tento mechanismus zajišťuje přesné polohování upínací desky například po 10 stupních. Rotační pohyb desky tedy není plynulý, ale přerušovaný.

Maltézský kříž je základem mechanického řešení střhovacího mechanismu u projektorů, filmových kopírek, skenerů, kamer, ale i u balících navíjecích strojů. Mechanismus převádí plynulý posun filmového pásu na pohyb po jednotlivých oknech s minimalizací doby na jejich výměnu. Pojmenován je podle znaku maltéžského kříže[12]

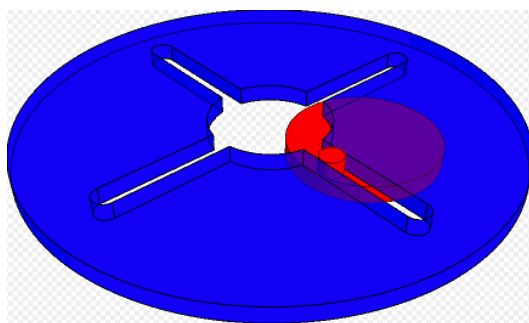
3.6 Princip

Mechanismus převádí rotační pohyb plynulý na rotační pohyb přerušovaný. Hnaná část, která se otáčí konstantní rychlostí, obsahuje čep, který se zasouvá do drážky maltéžského kříže a tím s křížem otočí o daný úsek. V této poloze kříž zůstane až do té doby, než čep znovu zajede do další drážky a otočí maltéžským křížem o stejný úsek



Obr.3.6.1 Mechanismus 6-ti cípého maltéžského kříže[12]

Další konstrukční variantou maltéžského kříže je kříž, který má drážky uvnitř. V tomto případě mluvíme to tzv. interním maltéžským křížem (obr 3.6.2)



Obr. 3.6.2 interní maltéžský kříž[12]

3.7 Měřicí systémy

Měřicí systémy se dají rozdělit do několika skupin, a to například na odměřování přímé a na odměřování nepřímé.

Odměřování nepřímé znamená, že se poloha části stroje, která je v pohybu, neodměřuje přímo, ale odměřuje se pouze poloha pohybového mechanismu. Tato metoda má své výhody, ale i nevýhody. Mezi výhody této metody lze zařadit například to, že využívá odměřování zabudované v motoru osy a není nutno připojovat další konstrukční prvky. Tím pádem je tato metoda konstrukčně i finančně méně náročná. Nevýhodou metody je to, že přesnost dosažené polohy je silně ovlivněna teplotními dilatacemi pohybových mechanismů.

Při přímém odměřování jsou odměřovací systémy přimontovány přímo na pohybující část stroje. Touto metodou se předchází nepřesnostem vlivem tepelných dilatací, ale na druhou stranu je konstrukčně náročnější a dražší.

4 Robotická pracoviště

Díky robotickým pracovištím se v praxi dosahuje nového stupně propracovanosti výrobních technologií a automatizace výroby je na mnohem vyšší úrovni. Požadavky na kvalitu výrobků, která se neustále zvyšuje, je přítomností výkonnosti, přesnosti, modulárnosti a ekonomické dostupnosti průmyslových robotů mnohem lépe dosažitelná. Dalším faktorem, který průmyslové roboty značně ovlivňují, jsou výrobní náklady, které se výrazně snižují. Mezi běžné aplikace, které roboty vykonávají, jsou například svařování, manipulace, frézování, měření, lakování nebo montáž výrobků.

4.1 Rozdělení robotů

První rozdělení robotů bylo postaveno na vývoji definice robotu, které bylo zaměřeno na rozdíly manipulátorů a robotů z hlediska řízení a programování. Byly používány pojmy jako:

- Manipulátor (jednoúčelový manipulátor, manipulátor s pevným programem)
- Synchronní manipulátor (člověk ve smyčce)
- Robot (manipulátor s pružným programem)
- Adaptivní robot (reagující na změny pracovní scény)
- Kognitivní robot (robot s určitou, ale blíže nedefinovanou, mírou umělé inteligence)

V dnešní době lze roboty dělit podle různých hledisek. Například podle počtů stupňů volnosti, kinematické struktury, použitých pohonů geometrie pracovního prostoru, aj.

4.1.1 Rozdělení podle stupňů volnosti

- Univerzální robot – 6 stupňů volnosti
- Redundantní robot – Více než 6 stupňů volnosti

-Deficitní robot – méně než 6 stupňů volnosti

4.1.2 Rozdělení podle kinematické struktury

Podle tohoto dělení lze roboty rozdělit na roboty sériové, paralelní a hybridní. Rozdíl mezi těmito typy robotů je v kinematickém řetězci manipulátoru. Sériový robot má kinematický řetězec otevřený, paralelní uzavřený hybridní robot kombinuje oba typy řetězců (obr. 6.1.2).



Obr. 4.1.2 Hybridní robot [13]

4.1.3 Rozdělení podle typu pohonu

Podle typu pohonu lze roboty rozdělit na elektrické, hydraulické a pneumatické. V současnosti na trhu jednoznačně převažují roboty s elektrickým pohonem. Další dva typy robotů se používají v případě, kdy je potřeba, aby robot splňoval nějaké konkrétní vlastnosti. Například hydraulické roboty se používají především, když je po robotu vyžadovaná vysoká nosnost. Pneumatické roboty se používají v případě, kdy jsou požadovány vysoké rychlosti.

4.1.4 Rozdělení podle vykonávaných činností a oblastí nasazení

Toto rozdělení dělí roboty na dva typy a to na roboty průmyslové a servisní. Průmyslové roboty se používají při činnostech spojených s výrobou různých produktů. Servisní roboty se používají pro obslužné činnosti. Najdou tedy uplatnění v humánních činnostech jako například ve zdravotnictví, domácích pracích aj. Dále najdou využití v průmyslu či službách, jako například ve stavebnictví, hlídání objektů atd.



Obr. 4.1.4 Servisní průzkumný a pyrotechnický robot[13]

5 Vlastní konstrukce otočného stolu

Tato část je zaměřena na konstrukci otočného stolu k robotickému pracovišti. Jelikož stůl není určen pro obráběcí operace, či přesné polohování, bude konstruován pouze za účelem zajištění funkčnosti otáčení a bude navržen tak, aby rozměrově co nejlépe vyhovoval pracovnímu prostoru daného robotu.

5.1 Vybraný robot



5.1.1 Průmyslový robot IRB 4400/60 [14]

Parametry robotu:

Nosnost: 60 kg

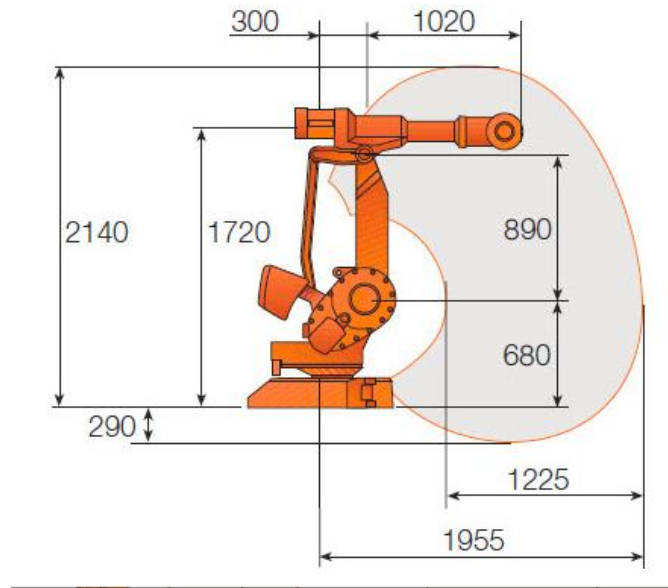
Dosah horního ramene: 1,95m

Počet os: 6

Rozměrová základna robota: 920x640

Váha: 1040 kg

IRB 4400/60



Obr. 5.1.2 pracovní prostor robotu [14]

5.2 Základní parametry stolu

Nosnost: $m=100\text{kg}$

Průměr desky: $D_s=600\text{ mm}$

5.3 Namáhání otočného stolu

Jak je uvedeno výše, stůl není určen pro obráběcí operace. Stůl je tedy namáhán pouze vahou obrobku či obrobků na desce stolu. Z důvodu, že může na desce stolu dojít ke kontaktu s obrobkem, bude uvažována síla 15 N na průměru desky, která vyvodí klopný moment.

Zatížení vahou obrobku

$$F_m = m \cdot g$$

$$F_m = 100 \cdot 9.81 = 981\text{ N}$$

$$F_m = 981\text{ N}$$

Klopný moment

$$M_{kl} = F_d \cdot \frac{D_s}{2}$$

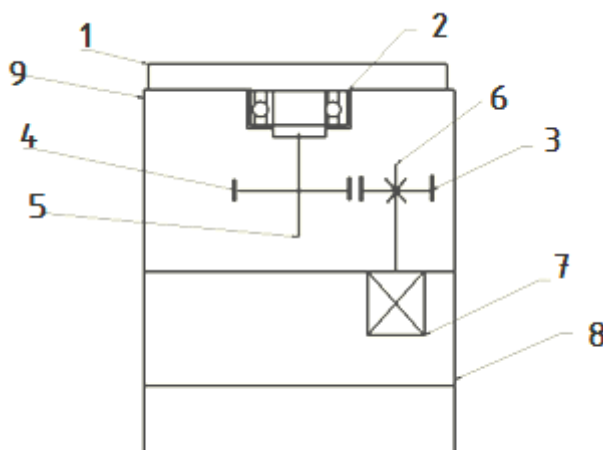
$$M_{kl} = 15 \cdot \frac{600 \cdot 10^{-3}}{2} = 4,5\text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{kl} = 4,5\text{ [N} \cdot \text{m]}$$

5.4 Koncepční řešení ve variantách

5.4.1 Varianta A

Jedná se o variantu, kde je použit nepřímý pohon pomocí jednostupňové převodovky s čelním soukolím s přímými zuby. Jako pohon je zvolen servomotor, který je umístěn přímo pod rámem stolu. Hlavní rozměry stolu tudíž nejsou nijak ovlivněny. Všechny rotační členy jsou umístěny v rámu.

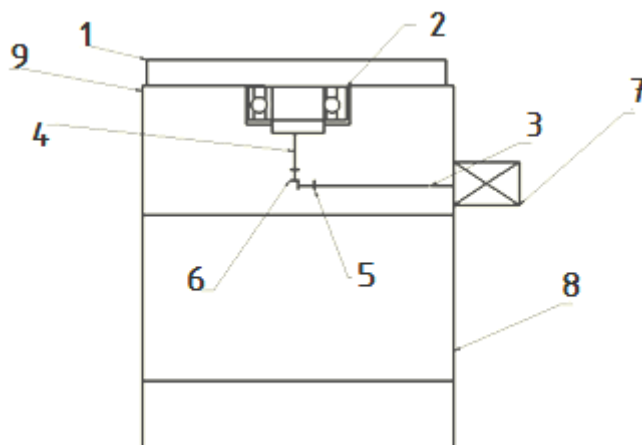


- 1-Upínací deska,
- 2-Ložisko upínací desky,
- 3-Hnací kolo,
- 4-Hnané kolo,
- 5-Hnaná hřídel,
- 6-Hnací hřídel,
- 7-Pohon stolu,
- 8- Nohy stolu,
- 9-Rám

Obr.5.4.1 Koncepční varianta A

5.4.2 Varianta B

Tato varianta se liší od předchozí především tím, že motor je upevněn ve vodorovné poloze. Převod je tedy realizován pomocí soukolí, jehož vstupní a výstupní hřídel není ve stejném směru, je tedy za potřeby využít jiného soukolí. Použitím této varianty převodu se zmenší potřebná výška rámu, ve které je soukolí umístěno. Na druhou stranu se umístěním motoru ovlivní hlavní rozměry stolu.



- 1-Upínací deska,
- 2-Ložisko upínací desky,
- 3-Hnaná hřídel,
- 4-Hnací hřídel,
- 5-Hnací kolo,
- 6-Hnané kolo,
- 7-Pohon stolu,
- 8-Nohy stolu,
- 9-Rám

Obr.5.4.2 Koncepční varianta B

5.4.3 Zvolení varianty

Jak už bylo řečeno, hlavní rozdíly mezi variantami je použitý převod a umístění motoru. Vhodnější variantou umístění motoru je varianta, kde je motor umístěn přímo pod rámem stolu, neboť svým umístěním nijak neovlivňuje hlavní rozměry. Z hlediska složitosti výroby a tedy i nákladů na výrobu se jeví jako vhodnější způsob převodu čelní soukolí s přímými zuby.

Zvolenou variantou je tedy **varianta A**.

5.5 Návrh ložiska upínací desky stolu

Jako ložisko upínací desky volím axiálně radiální ložisko YRTS200 z katalogu firmy Schaeffler. [15]

Základní parametry ložiska

Vnější průměr:	300 [mm]
Vnitřní průměr:	200[mm]
Výška:	45 [mm]
Základní dynamická axiální únosnost:	155 000 [N]
Základní statická axiální únosnost:	840 000[N]
Základní dynamická radiální únosnost:	94 000[N]
Základní statická radiální únosnost:	226000[N]
Kroutící moment od tření v ložisku:	10[N·m]

5.6 Volba motoru

Při výběru motoru vycházíme z velikostí kroutícího momentu od tření v ložisku a klopného momentu. Ve výpočtu bude uvažován koeficient bezpečnosti proti přetížení $k=2$

Potřebný kroutící moment

$$M_p = (M_{kl} + M_{lož}) \cdot k$$

$$M_p = (4,5 + 10) \cdot 2 = 29 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Jako vhodný pohon byl zvolen servomotor z katalogu firmy Raveo AKM 63K 240V [16]

Základní parametry motoru:

Jmenovité otáčky:	1500[ot/min]
Jmenovitý kroutící moment:	14,9[N·m]
Jmenovitý výkon:	2,34[Kw]

Průměr hřídele:	24k6 [mm]
Délka hřídele:	50[mm]
Roztečný průměr děr příruby pro šrouby:	165[mm]
Průměr děr:	$11^{+0,36}$ [mm]

5.7 Moment a otáčky stolu

Výchozími hodnotami pro výpočet je moment působící na stůl a jmenovitý kroutící moment motoru.

5.7.1 Převodový poměr

$$M_m = \frac{M_{potř}}{i}$$

$$i = \frac{M_{potř}}{M_m} = \frac{29}{14,9} = 1,95 \text{ dle tabulek } i = 2$$

5.7.2 Maximální moment stolu

$$M_{max} = M_m \cdot i$$

$$M_{max} = 14,9 \cdot 2 = 29,8[\text{N} \cdot \text{m}]$$

5.7.3 Otáčky stolu

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1500}{2} = 750[\text{ot}/\text{min}] = 12,5[\text{ot}/\text{s}]$$

5.8 Výpočet ložiska upínací desky stolu

Vzorce čerpány z [17]

5.8.1 Výpočet ložiska v axiálním směru

Ekvivalentní zatížení

$$F_a = P_a = F_d + F_m = 15 + 981 = 996[\text{N}]$$

Trvanlivost

Pro ložiska s čárovým stykem: $p = \frac{10}{3}$

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_a}\right)^p$$

$$L_{10} = \left(\frac{155\,000}{996}\right)^{\frac{10}{3}} = 20\,272\,525,99 \text{ otáček}$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 20\,272\,525,99 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 750} = 4,5 \cdot 10^8 [\text{h}]$$

Statická bezpečnost

$$S_{oa} = \frac{C_{oa}}{P_a}$$

$$S_{oa} = \frac{840\,000}{996} = 843,37$$

5.8.2 Výpočet ložiska v radiálním směru

Ekvivalentní zatížení

$$F_r = P_r = F_d = 15 [\text{N}]$$

Trvanlivost

Pro ložiska s čárovým stykem: $p = \frac{10}{3}$

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p$$

$$L_{10} = \left(\frac{94\,000}{15} \right)^{\frac{10}{3}} = 4537207,57 \text{ milionů otáček}$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 4537207570000 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 750} = 1,008 \cdot 10^{14} \text{h}$$

Statická bezpečnost

$$S_{oa} = \frac{C_{oa}}{P_a}$$

$$S_{oa} = \frac{226\,000}{15} = 15\,066,67$$

Bylo zvoleno speciální radiálně axiální ložisko pro otočné stoly. Vzhledem k výsledům statické bezpečnosti a trvanlivosti pro dané zatížení se nejeví jako vhodné, neboť je předimenzované. Z tohoto důvodu volím jednořadé kuličkové ložisko 16020 ČSN 02 4630.

5.8.3 Změna ložiska

Základní parametry ložiska:

Vnější průměr: 150 [mm]

Vnitřní průměr: 100[mm]

Výška: 16 [mm]

Základní dynamická únosnost: 46 200 [N]

Katedra konstruování strojů

Ladislav Kliment

Základní statická únosnost: 44 000[N]

Moment od tření v ložisku: 10 [N·m]

Ekvivalentní zatížení:*Z tabulek:* $X_o = 0,6$ $Y_o = 0,5$

$$F_{eo} = 15 \cdot 0,6 + 996 \cdot 0,5$$

$$F_{eo} = 273,39 \cdot 1 + 15 \cdot 0 = 498,9[N]$$

$$S_o = \frac{C_o}{F_{eo}} = \frac{44\,000}{498,9} = 88,2$$

Hodinová trvanlivost:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_o}{F_{eo}}\right)^n \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{44\,000}{498,9}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 750} = 67,85 \text{ milionů hodin}$$

Ložisko má zřetelně menší hodinovou trvanlivost i statickou bezpečnost a je i cenově dostupnější. Jeví se tedy jako lepší řešení.

5.9 Návrh čelního ozubení*Hodnoty a vzorce čerpány z [17]***5.9.1 Návrh modulu ozubení**

$$\sigma_{do} = 85 \div 100[\text{Mpa}]$$

$$c = (0,03 \div 0,08) \cdot \sigma_{do} = 0,05 \cdot 90 = 4,5[\text{Mpa}]$$

$$\Psi = 20$$

$$M_{max} = 29,8[\text{Mpa}]$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Dle Bacha:

$$m = 8,6 \sqrt[3]{\frac{M_{max} \cdot \cos\beta}{z_2 \cdot \Psi \cdot c}}$$

$$m = 8,6 \sqrt[3]{\frac{29,8 \cdot \cos 0}{42 \cdot 20 \cdot 4,5}} = 1,71 \text{ Volím } m = 2$$

5.9.2 Základní rozměry ozubení

Zvoleno: $z_1 = 29$

$$\frac{z_2}{z_1} = i$$

$$z_2 = i \cdot z_1 = 2 \cdot 29 = 58$$

$$h_a = m = 2$$

$$h_f = 2,5$$

Průměr roztečné kružnice:

$$d_1 = z_1 \cdot m$$

$$d_1 = 29 \cdot 2 = 58[\text{mm}]$$

$$d_2 = z_2 \cdot m$$

$$d_2 = 58 \cdot 2 = 116[\text{mm}]$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a$$

$$d_{a1} = 58 + 2 \cdot 2 = 62[\text{mm}]$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a$$

$$d_{a2} = 116 + 2 \cdot 2 = 120[\text{mm}]$$

Průměr patní kružnice:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f$$

$$d_{f1} = 58 - 2 \cdot 2,5 = 53[\text{mm}]$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f$$

$$d_{f2} = 116 - 2 \cdot 2,5 = 111[\text{mm}]$$

Osová vzdálenost:

$$a_w = 87[\text{mm}]$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$a = \frac{58 + 116}{2} = 87[\text{mm}]$$

$a_w = a$ Nekorigované soukolí.

Šířka ozubení:

$$b = \psi \cdot m$$

$$b = 20 \cdot 2 = 40 [\text{mm}]$$

5.10 Kontrola čelního ozubení

Vzorce čerpány z [17]

5.10.1 Volba materiálu**Materiál pastorku:**

$$11\ 600 \quad \sigma_{do} = 90 [\text{Mpa}]$$

$$\sigma_{Dd} = 28 [\text{Mpa}]$$

Materiál hnaného kola:

$$42\ 2651 \quad \sigma_{do} = 95 [\text{Mpa}]$$

$$\sigma_{Dd} = 10 [\text{Mpa}]$$

Zvoleno:

Požadovaná životnost: $L_h = 6300$ [Hod]

Stupeň přesnosti: $\mu = 1$

5.10.2 Kontrolní výpočet podle ČSN 01 4686

$$F_{DOV} = \pi \cdot c_{\min} \cdot b \cdot m \cdot \mu \geq \frac{2 \cdot M_k}{d}$$

$$c_{\min} = \min\{c_{o1}, c_{o2}, c_{d1}, c_{d2}\}$$

Ohyb:

$$c_{o1} = \frac{\sigma_{do1} \cdot r_{o1}}{y_{o1}}$$

Z tabulek: $r_{o1} = 0,3$ $y_{o1} = 6,4$

$$c_{o1} = \frac{90 \cdot 0,3}{6,4} = 4,22$$

$$c_{o2} = \frac{\sigma_{do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}}$$

Z tabulek: $r_{o2} = 0,35$ $y_{o2} = 4,05$

$$c_{o2} = \frac{95 \cdot 0,35}{4,05} = 8,21$$

Dotyk:

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2}$$

$$U = \left(\frac{2}{10}\right)^{0,2} = 0,72$$

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd1} \cdot r_{d1}}{y_d \cdot U}$$

Z tabulek: $r_{d1} = 0,39$ $y_d = 1,8$

$$c_{d1} = \frac{28 \cdot 0,39}{1,8 \cdot 0,72} = 8,43$$

$$c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{y_d \cdot U}$$

Z tabulek: $r_{d2} = 0,45$ $y_d = 1,8$

$$c_{d2} = \frac{10 \cdot 0,45}{1,8 \cdot 0,72} = 3,47$$

$$c_{min} = c_{d2}$$

$$F_{DOV} = \pi \cdot 3,47 \cdot 40 \cdot 2 \cdot 1 \geq \frac{2 \cdot 14,9 \cdot 10^3}{58}$$

$$F_{DOV} = 872,10 \geq 513,79$$

Navržené čelní soukolí s přímými zuby vyhovuje.

5.11 Návrh průměrů hřídelí

Vzorce čerpány z [17]

5.11.1 Síly v ozubení

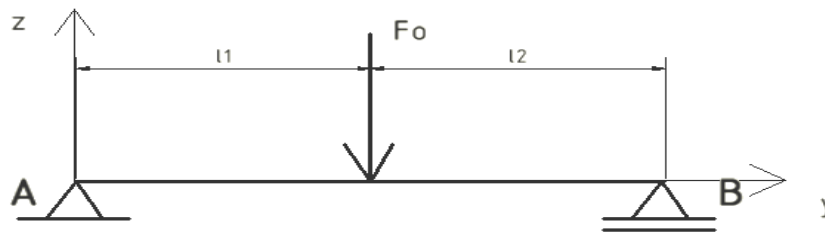
$$F_o = \frac{2M_k}{d} = \frac{2M_m}{d_1} = \frac{2 \cdot 14,9 \cdot 10^3}{58} = 513,79[N]$$

$$F_R = F_o \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_R = 513,79 \cdot \operatorname{tg} 20 = 187,00[N]$$

$$F_N = \frac{F_o}{\cos \alpha}$$

$$F_N = \frac{513,79}{\cos 20} = 546,76[N]$$

5.11.2 Reakce pod ložisky**Rovina ZY**

Obr.5.11.2.1 Reakce pod ložisky v rovině ZY

$$l_1 \quad 35[\text{mm}]$$

$$l_2 \quad 35[\text{mm}]$$

$$\sum F_{iz} = 0$$

$$R_{Ayz} + R_{Byz} - F_o = 0$$

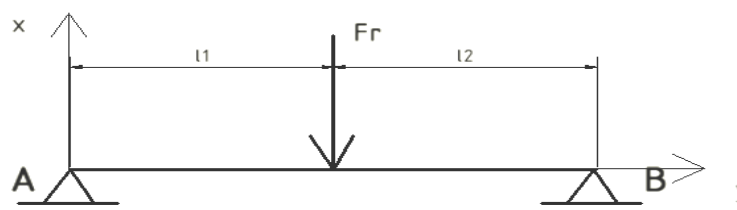
$$\sum M_{iA} = 0$$

$$F_o \cdot l_1 - R_{Byz} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \Rightarrow R_{Byz} = \frac{F_o \cdot l_1}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_{Byz} = \frac{513,79 \cdot 35}{(35 + 35)} = 256,90[\text{N}]$$

$$R_{Ayz} = -\frac{F_o \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} + F_o$$

$$R_{Ayz} = -\frac{513,79 \cdot 35}{(35 + 35)} + 513,79 = 256,90[\text{N}]$$

Rovina XY

Obr.5.11.2.2 Reakce pod ložisky v rovině XY

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$R_{A_{xy}} + R_{B_{xy}} - F_R = 0$$

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$F_R \cdot l_1 - R_{B_{xy}} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \Rightarrow R_{B_{xy}} = \frac{F_R \cdot l_1}{(l_1 + l_2)}$$

$$R_{B_{xy}} = \frac{187 \cdot 35}{(35 + 35)} = 93,50[N]$$

$$R_{A_{xy}} = -\frac{F_R \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} + F_R$$

$$R_{A_{xy}} = -\frac{187 \cdot 35}{(35 + 35)} + 187 = 93,5[N]$$

Reakce v bodě A:

$$R_A = \sqrt{R_{A_{yz}}^2 + R_{A_{xy}}^2}$$

$$R_A = \sqrt{256,90^2 + 93,50^2} = 273,39[N]$$

Reakce v bodě B:

$$R_B = \sqrt{R_{B_{yz}}^2 + R_{B_{xy}}^2}$$

$$R_B = \sqrt{256,9 + 93,50^2} = 273,39[N]$$

5.11.3 Návrh hnací hřídele

Materiál 11 600

Dovolené napětí v krutu 80[Mpa]

Dovolené napětí v ohybu 140[Mpa]

Z důvodu použití kotoučové spojky pro zajištění spojení hřídele motoru a hnací hřídele volím průměr hnací hřídele na vstupu stejný jako průměr hřídele motoru $d=24$ [mm]. Průměr hřídele mezi ložisky volím 30 [mm]. Vstup hřídele je namáhán pouze na krut. Hřídel mezi ložisky je namáhána na krut a ohyb.

Vstup hřídele na krut:

$$\tau_{k1} = \frac{M_k}{W_{k1}} \leq \tau_d$$

$$\tau_{k1} = \frac{M_m}{\frac{\pi \cdot D_1^3}{16}} \leq \tau_d$$

$$\tau_{k1} = \frac{14,9 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 24^3}{16}} \leq 80$$

$$5,50[\text{Mpa}] \leq 80[\text{Mpa}]$$

Vyhovuje.

Hřídel mezi ložisky na krut:

$$\tau_{k2} = \frac{M_k}{W_{k2}}$$

$$\tau_{k2} = \frac{M_m}{\frac{\pi \cdot D_2^3}{16}}$$

$$\tau_{k2} = \frac{14,9 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 30^3}{16}} = 2,81[\text{Mpa}]$$

Hřídel mezi ložisky na ohyb:

$$M_{AZ} = R_{A_{yz}} \cdot l_1$$

$$M_{AZ} = 256,90 \cdot 35 = 8,91[\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$M_{AX} = R_{A_{xy}} \cdot l_1$$

$$M_{AX} = 93,50 \cdot 35 = 3,28[\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$M_{omax} = \sqrt{M_{AZ}^2 + M_{AX}^2}$$

$$M_{omax} = \sqrt{8,91^2 + 3,28^2}$$

$$M_{omax} = 9,49[\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{omax} \cdot 10^3}{\pi \cdot d} = \frac{32 \cdot 9,49 \cdot 10^3}{\pi \cdot 30^3} = 3,58[\text{Mpa}]$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{Red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_{k2}^2}$$

$$\sigma_{Red} = \sqrt{3,58^2 + 4 \cdot 2,81^2} = 6,66[\text{Mpa}]$$

$$\sigma_{Red} \leq \sigma_{Dov}$$

Vyhovuje.

5.11.4 Návrh hnané hřídele

Materiál 11 600

Dovolené napětí v krutu 80[Mpa]

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_d$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

$$\tau_k = \frac{M_{max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_d$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{max}}{\pi \cdot \tau_d}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 29,8 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80}} = 12,38 \text{ [mm]} \text{ Volím průměr } 18 \text{ [mm]} \text{ na výstupu.}$$

Průměr mezi ložisky volím stejný jako na hnacím hřídeli, tedy 30 [mm].

5.12 Návrh těsných per

Vzorce čerpány z [17]

Rozměry per voleny z [18]

Pro spojení hřídelů s ozubenými koly:

Jelikož jsou průměry hřídelů totožné, budou rozměry pera stejné pro hnací i hnanou hřídel.
Lišit se budou pouze v délce.

Rozměry pera:

h	7[mm]
b	8[mm]
t ₁	2,9[mm]
σ _{Dt}	130[Mpa]
D ₂	30[mm]

Síla na hnací hřídeli:

$$F = \frac{2M_k}{D_2} = \frac{2M_m}{D_2} = \frac{2 \cdot 14,9 \cdot 10^3}{30} = 993,33[N]$$

Síla na hnané hřídeli:

$$F = \frac{2M_k}{D_2} = \frac{2M_{max}}{D_2} = \frac{2 \cdot 29,8 \cdot 10^3}{30} = 1986,67[N]$$

Otlačení hnací hřídel:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_{Dt}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{(l-b) \cdot t_1} \leq \sigma_{Dt} \Rightarrow l \geq \frac{F}{\sigma_{Dt} \cdot t_1} + b$$

$$l \geq \frac{993,33}{130 \cdot 2,9} + 8 = 10,63[\text{mm}]$$

Volím normalizovanou délku pera 18 [mm]

Otlačení hnaná hřídel:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_{Dt}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{(l-b) \cdot t_1} \leq \sigma_{Dt} \Rightarrow l \geq \frac{F}{\sigma_{Dt} \cdot t_1} + b$$

$$l \geq \frac{1986,67}{130 \cdot 2,9} + 8 = 13,27[\text{mm}]$$

Volím normalizovanou délku pera 20 [mm]

Pro spojení výstupní hřídele s otočnou deskou:**Rozměry pera:**

h	6[mm]
b	6[mm]
t ₁	2,5[mm]
σ _{Dt}	130[Mpa]
D ₃	18[mm]

Síla:

$$F = \frac{2M_k}{D_3} = \frac{2M_{max}}{D_3} = \frac{2 \cdot 29,8 \cdot 10^3}{18} = 3211,11[N]$$

Otlačení:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_{Dt}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{(l-b) \cdot t_1} \leq \sigma_{Dt} \Rightarrow l \geq \frac{F}{\sigma_{Dt} \cdot t_1} + b$$

$$l \geq \frac{3211,11}{130 \cdot 2,5} + 6 = 15,88[mm]$$

Volím normalizovanou délku pera 22 [mm]

Výpočet délky pera na vstupu viz. návrh kotoučové spojky.

5.13 Kontrola ložisek na hřídeli

Vzorce čerpány z [17]

Jelikož na hřídele nepůsobí žádná axiální síla, volím jednořadá válečková ložiska.

Jednořadá válečková ložisko UN 206 ČSN 02 4670

d	30[mm]
D	62[mm]
B	16[mm]
C	18 300[Mpa]
C _o	10 400[Mpa]

5.13.1 Ekvivalentní zatížení

Reakce v bodě A a B jsou totožné, je tedy jedno jakou z reakcí dosadíme.

$$X_o = 1 \quad Y_o = 0$$

$$F_{eo} = R_A \cdot X_o + F_A \cdot Y_o$$

$$F_{eo} = 273,39 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 273,39[N]$$

5.13.2 Statická bezpečnost

$$S_o = \frac{C_o}{F_{eo}} = \frac{10400}{273,39} = 38,04$$

5.13.3 Hodinová trvanlivost

$$L_{10h} = \left(\frac{C_o}{F_{eo}} \right)^n \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10\,400}{273,39} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 2,05 \text{ milionů hodin.}$$

Ložisko vyhovuje.

5.14 Návrh kotoučové spojky

Spojka bude zajišťovat spojení hnací hřídele s hřídelí motoru.

Přenášený krutící moment: 14,9[N · m]

Průměr hřídele: 24[mm]

Průměr roztečné kružnice šroubů: 50[mm]

Počet šroubů: 4[-]

5.14.1 Výpočet zatížení působící na jeden šroub

$$F_s = \frac{2 \cdot M_k}{i \cdot D}$$

$$F_s = \frac{2 \cdot 14,9 \cdot 10^3}{4 \cdot 50} = 149[N]$$

5.14.2 Výpočet průměru šroubů

Třída pevnosti šroubů 8.8 => $\tau_{ds} = 256[\text{Mpa}]$

$$\tau_s = \frac{F_s}{S} \leq \tau_{ds}$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}$$

$$\tau_s = \frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \leq \tau_{ds} \Rightarrow d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot \tau_{ds}}}$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 149}{\pi \cdot 256}} = 0,86[\text{mm}]$$

5.14.3 Výpočet šířky příruby

Materiál příruby 11 600 => $\tau_D = 130[\text{Mpa}]$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_s}{d_2 \cdot l} \leq p_D \Rightarrow l = \frac{F_s}{d_2 \cdot p_D}$$

$$l = \frac{149}{11 \cdot 130} = 0,1 \text{ mm}$$

5.14.4 Výpočet délky těsných per

Rozměry pera:

h	7[mm]
b	8[mm]
t ₁	2,9[mm]
σ _{Dt}	130[Mpa]
D ₁	24[mm]

Síla:

$$F = \frac{2M_k}{D_1} = \frac{2M_m}{D_1} = \frac{2 \cdot 14,9 \cdot 10^3}{24} = 1241,67[\text{N}]$$

Otlačení:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_{Dt}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{(l-b) \cdot t_1} \leq \sigma_{Dt} \Rightarrow l \geq \frac{F}{\sigma_{Dt} \cdot t_1} + b$$

$$l \geq \frac{1241,67}{130 \cdot 2,9} + 8 = 11,29[\text{mm}]$$

Volím normalizovanou délku pera 18[mm]

Jelikož rozměry šroubů a příruby jsou minimální, volím pouze pevnou trubkovou spojku, která bude dostatečná a cenově dostupnější.

Délky per zůstanou stejné.

6 Konstrukce

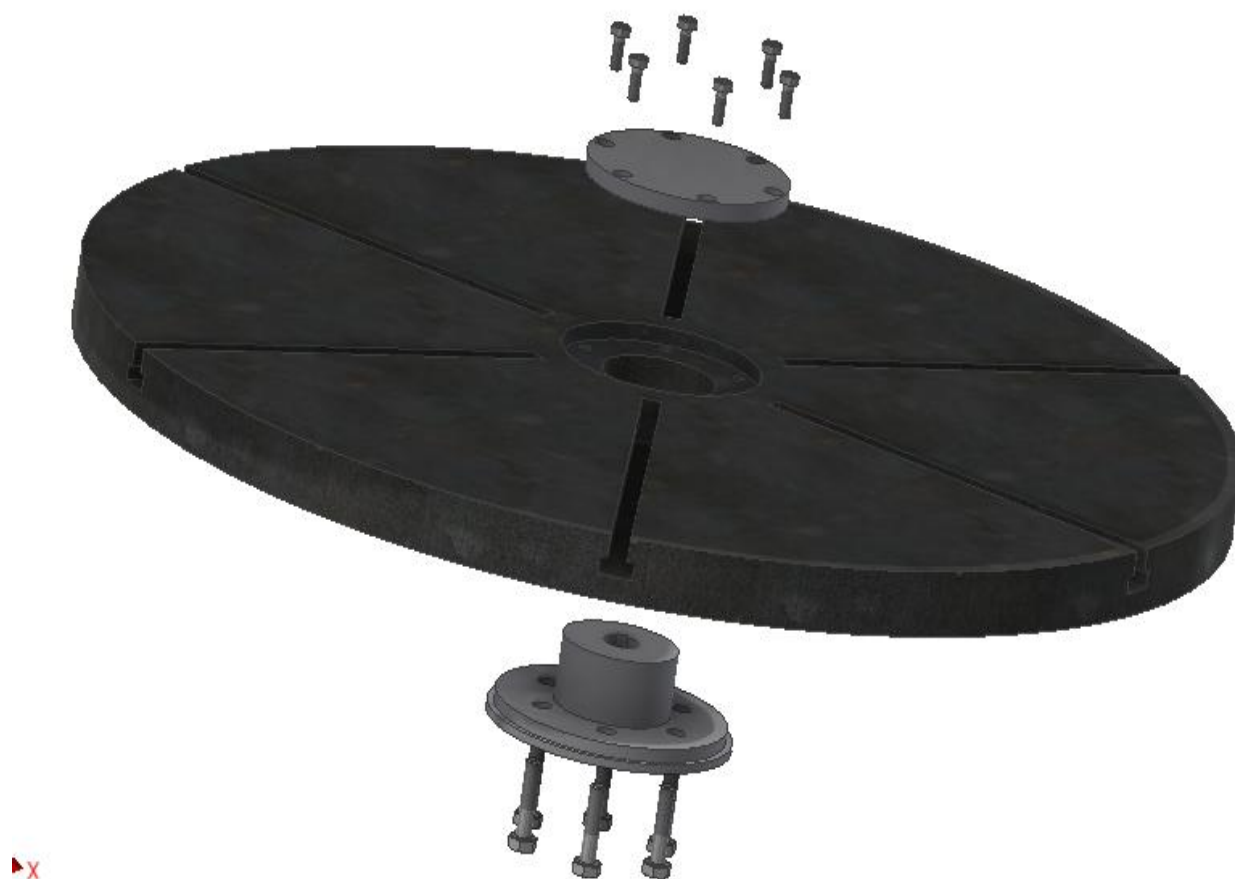
Tato část práce je zaměřena na vlastní konstrukci otočného stolu. Nejdříve budou ukázány a popsány vybrané části otočného stolu a poté výsledná koncepce. Další kapitolou bude možná

úprava stolu pro jeho lepší využití. Všechny části budou doprovázeny 3D obrázky sestav, které byly modelovány v programu Autodesk Inventor 2016.

6.1 Otočná část stolu

Otočná část stolu se skládá ze tří částí. První nejdůležitější částí je upínací deska, která slouží pro styk s obrobkem a pro jeho upínání. Deska je opatřena šesti T-drážkami, které jsou rozměrově přizpůsobeny pro šrouby M8. Další částí je příruba, která je k desce připevněna pomocí šesti šroubů. Příruba slouží pro přenos kroutícího momentu z hnané hřídele na upínací desku prostřednictvím těsného pera. Tvarově a rozměrově je přizpůsobena tak, aby nebylo možné jakýmkoliv způsobem upínací desku z rámu vyjmout. Poslední částí je krycí víčko, které zabraňuje přístup případným nečistotám, které by se mohly do rámu otočného stolu dostat. Je upevněno pomocí šesti šroubů.

00000000

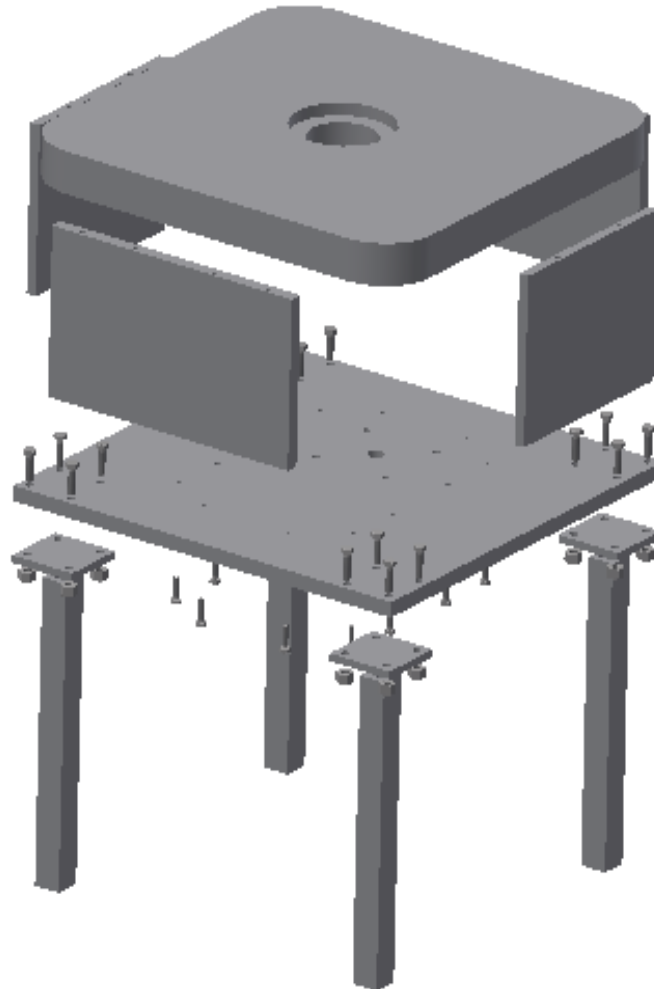


Obr. 6.1 Otočná část stolu 3D pohled

6.2 Rám

Horní deska rámu a čtyři boční desky jsou koncipovány jako svařenec. Spodní deska je k bočním deskám přišroubována pomocí šroubů, aby bylo možné stůl rozebrat, pokud to bude z nějakého důvodu zapotřebí. Dále spodní deska obsahuje díry pro uchycení motoru a otvor

pro hřídel motoru. V každém rohu desky jsou čtyři díry pro uchycení destičky, která je přivařena k nohám stolu, které jsou vyrobeny z profilů. Otvor na horní desce je určen pro uložení ložiska stolu. Dále jsou na horní desce ze spodní strany čtyři díry pro uchycení převodové skříňe.



Obr. 6.2 Rám stolu 3D pohled

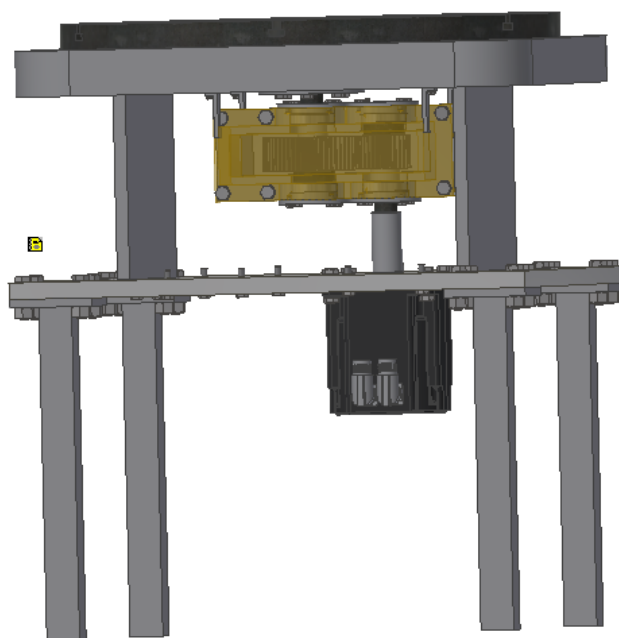
6.3 Výsledná koncepce

Výsledkem práce je stůl určený pro robotická pracoviště. Hlavní rozměry stolu jsou 630x630x1037. Stůl je poháněn motorem o výkonu 2, 34 [Kw] a maximální kroutící moment na otočné desce je 29,8[Nm]. Uvnitř rámu je umístěna převodová skříň, jejíž hnací hřídel je s motorem spojena pomocí pevné trubkové spojky. Převod je realizován pomocí čelního ozubení s přímými zuby. Všechny rotační členy kromě upínací desky jsou umístěny v rámu z důvodu bezpečnosti. Převodová skříň je připevněna k rámu pomocí čtyř navařených plechů tvaru L, které jsou pomocí šroubů k rámu uchyceny.

Výsledný vzhled stolu lze vidět na obrázku (Obr.8.3.1). Jak stůl vypadá uvnitř rámu pak na následujícím obrázku, kde jsou odebrány boční desky rámu (Obr.8.3.2).



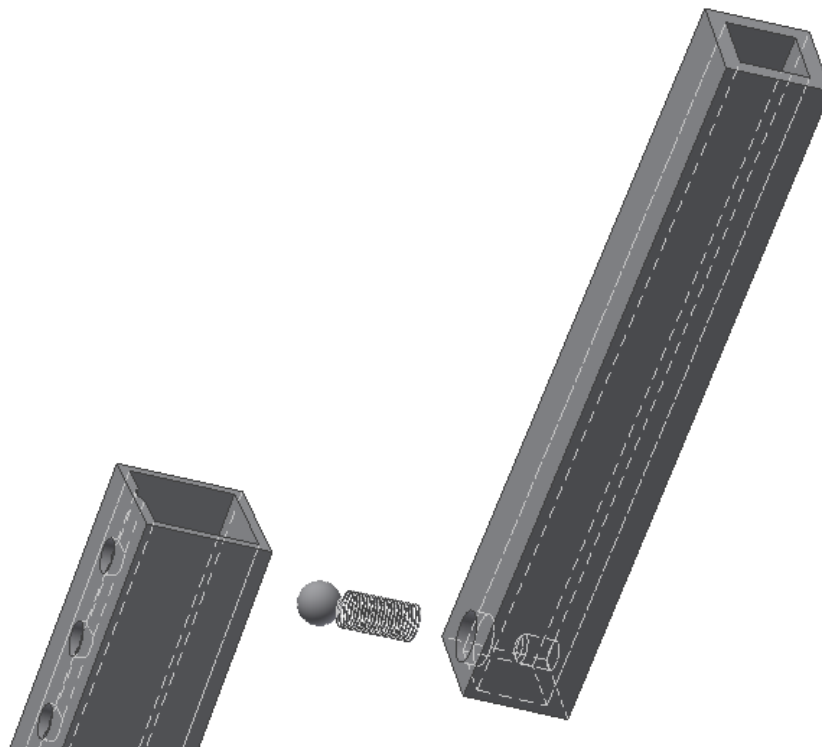
Obr.6.3.1 Výsledná koncepce 3D pohled



Obr.6.3.2 3D pohled do rámu

6.4 Konstrukční úprava stolu

Pro širší využití stolu u robotických pracovišť lze stůl konstrukčně upravit tím, že jeho výška nebude pevná, ale bude možno ji libovolně nastavit. Toto lze realizovat například pomocí nastavitelných noh stolu. Jednou z možností je nastavení pomocí pružiny a kuličky (Obr.8.4). Pružina je umístěna uvnitř dutého profilu, na který je nasazen druhý dutý profil s dírami v určité rozteči. Pružina tlačí kuličku ven. Při jejím zatlačení a následném posunutí vnějšího profilu je kulička vedena kruhovou drážkou a v okamžiku, kdy se dostane k dalšímu otvoru, zapadne do něj a tak zamezí dalšímu posuvu v obou směrech. Návrh je brán pouze jako možná varianta a nebyl konkrétně počítán.



Obr.6.4 Nastavení výšky

7 Závěr

Cílem této práce bylo vytvořit základní konstrukční návrh celkové sestavy otočného stolu. Byly navrženy dvě koncepční řešení, ze kterých bylo vybráno jedno, které se jevílo jako optimálnější. Při návrhu se vycházelo ze základních zvolených parametrů. Na základě těchto parametrů bylo zvoleno ložisko a motor stolu. Dalším krokem bylo navržení a následná kontrola dalších komponent. Posledním krokem bylo vytvoření konstrukčního návrhu.

Jelikož stůl není určen pro obráběcí operace, jeho zatížení bylo minimální. Jednotlivé navrhované součásti byly tedy ve většině případů navrženy s velkou bezpečností, neboť odpovídající rozměry byly téměř nereálné. Například průměry hřídel silně ovlivnil průměr hřídele motoru. Kotoučová spojka byla také díky výsledným rozměrům nahrazena pevnou trubkovou spojkou. V teoretické části práce byly uvedeny typy pohonů otočných stolů. V tomto případě byl zvolen nepřímý pohon a převod byl realizován pomocí čelního soukolí s přímými zuby. Jako pohon byl vybrán servomotor. Celé soukolí je uloženo v převodové skříni. Veškeré přenosy krouticího momentu byly realizovány pomocí těsných per. Stůl je opatřen čtyřmi nohami vyrobených z profilů. V konstrukční části je uvedena možná konstrukční úprava, která umožní nastavení výšky stolu. Stůl tak bude univerzálnější a bude možno ho použít u více robotických pracovišť. Výsledkem práce je stůl, který splňuje požadované parametry.

8 Literární Zdroje

[1]Kovonástroje (*Otočný stůl pod frézku HV-10*)[online]. [cit. 20-10-2017].

Dostupné z: <https://www.kovonastroje.cz/Upinaci-nastroje/Delicky-a-otocne-stoly/Otocny-stul-300mm-pod-frezku-kruhovy-HV-12/>

[2] Demmeler Maschinenbau GmbH & Co. KG (*Otočný stůl Demmeler s lin. osou*) [online]. [cit. 20-10-2017]

Dostupné z: <http://docplayer.cz/16534033-Multiple-awards-czech-czech-version-6-0-the-original-made-in-germany.html>

[3]ZÁVIŠKA,P. Návrh otočného stolu CES 200 s hydrostatickým uložením. Brno:VUT,2012.Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D

[4] MM průmyslové spektrum (*Otočný stůl sklopný*)[online]. [cit. 28-10-2017].

Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/vyroba-specialnich-nastroju.html>

[5] GILLICH, T. Kompenzace přesnosti kruhové interpolace CNC strojů analytickými nástroji řídicích systémů Plzeň:ZČU,2012.Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Pospěch, Ph.D

[6] Škoda machine tool a.s *Otočný stůl ŠKODA TDV* [online]. [cit. 5-11-2017].

Dostupné z: <http://www.skodamt.com/cs/produkty/otocne-a-posuvne-stoly/stoly-typu-tdv>

[7] ZEMAN, P. Návrh malého otočného stolu pro CNC frézovací centrum Plzeň: ZČU, 2016. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D

[8] MM průmyslové spektrum [online]. [cit. 8-11-2017].

Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/otocne-stoly-2.html>

[9] Návrh areostatických ložisek: studijní materiál [online]. [cit. 18-11-2017].

Dostupné z: <http://www.techlab.cz/cs/AerostLoz.pdf>

[10] Ložiska hydrodynamická: studijní materiál [online]. [cit. 18-11-2017].

Dostupné z:

http://www.sossoukyjov.cz/data/file/Strojnictvi/VY_32_INOVACE_5c/VY_32_INOVACE_5c18.pdf

[11] Nosné struktury OS: studijní materiál [online]. [cit. 18-11-2017].

Dostupné z: home.zcu.cz/~lasova/ZSVS/p3.ppt

[12] Wikipedia [online]. [cit. 20-11-2017].

Dostupné z:

[https://cs.wikipedia.org/wiki/Malt%C3%A9zsk%C3%BD_k%C5%99%C3%AD%C5%BE_\(mechanismus\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/Malt%C3%A9zsk%C3%BD_k%C5%99%C3%AD%C5%BE_(mechanismus))

[13] Roboty a manipulátory studijní materiál [online]. [cit. 28-11-2017].

Dostupné z: <http://www.person.vsb.cz/archivcd/FS/RaMa/Roboty%20a%20manipulatory.pdf>

[14] ABB group [online]. [cit. 18-11-2017]

Dostupné z: <http://new.abb.com/products/robotics/cs/prumyslove-roboty/irb-4400>

[15] Schaeffler Production CZ s.r.o [online]. [cit. 5-3-2018].

Dostupné z: <https://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/index.jsp>

[16] Raveo s.r.o [online]. [cit. 15-4-2018]

Dostupné z: <http://www.raveo.cz/AKM-servomotory/>

[17] Obecné strojní části 2 : základní a složené převodové mechanismy / Jaroslav Krátký, Eva Krónerová, Stanislav Hosnedl. -- 1. vyd.. -- V Plzni : Západočeská univerzita, 2011

[18] Leinveber, Jan, and Pavel Vávra. 1996. *Strojnické Tabulky*. Praha Scientia

9 Seznam příloh

9.1 Tištěné přílohy

Výkres sestavy otočného stolu (A3)

Kusovník sestavy (A4)

Výkres hnací hřídele (A3)

9.2 Elektronické přílohy na CD

Výkres sestavy otočného stolu

Kusovník sestavy

Výkres hnací hřídele

Modely všech vytvořených součástí ve formátu prt.