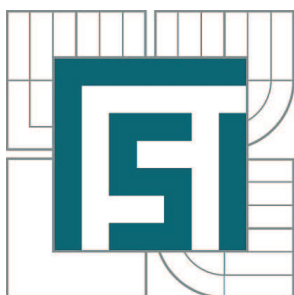


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

KONSTRUKCE NAKLÁPĚCÍHO OTOČNÉHO STOLU

DESIGN OF TILTING ROTARY TABLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ALEŠ HANZLÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Aleš Hanzlík

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukce naklápěcího otočného stolu

v anglickém jazyce:

Design of tilting rotary table

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti naklápěcích rotačních stolů s řízenou čtvrtou a pátou osou u CNC strojů. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného stolu. Provede potřebné konstrukční výpočty a konstrukci naklápěcího rotačního stolu v 3D modelu.

Součástí diplomové práce bude výkresová dokumentace naklápěcího rotačního stolu a v elektronické příloze jeho 3D model.

Cíle diplomové práce:

Rešerše v oblasti naklápěcích rotačních stolů.

Volba parametrů konstruovaného stolu.

Konstrukční návrh naklápěcího rotačního stolu.

Konstrukční výpočty.

Výkresová dokumentace.

Seznam odborné literatury:

Marek, J. a kol.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, 2. rozšířené vydání, ISBN 978-80-254-7980-3

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

[www stránky výrobců obráběcích strojů](#)

[www.infozdroje.cz](#)

[www.mmspektrum.com](#)

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

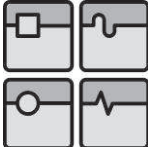
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 26.11.2010

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Abstrakt

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh naklápěcího otočného stolu s řízenou čtvrtou a pátou osou pro CNC centrum. První část práce obsahuje rešerši v oblasti otočně naklápěcích stolů. Druhá část práce obsahuje volbu technických parametrů otočně naklápěcího stolu pro vybrané CNC centrum, návrh možných variant řešení, výběr vhodné varianty, konstrukční návrh vybrané varianty.

Klíčová slova

naklápěcí otočný stůl, pětiosé obráběcí centrum, multifunkční pětiosá obráběcí centra, 4. a 5. řízená osa

Abstract

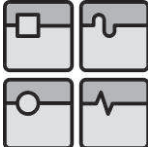
The aim of this thesis is the design of the rotary tilting table controlled the fourth and fifth axis for CNC centrum. První part includes the search for pivotally tilting tables. The second part includes the choice of technical paremetrů pivotally tilting table for selected CNC center, design of possible options, selection of appropriate options, design of the selected option.

Keywords

tilting rotary table, five-axis machining center, Multifunction five-axis machining center, 4th and 5 controlled axis

Bibliografická citace

HANZLÍK, A. *Konstrukce naklápěcího otočného stolu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. XY s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

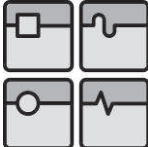
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Konstrukce naklápěcího otočného stolu* vypracoval samostatně pod vedením a s pomocí doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D. a v seznamu literatury jsem uvedl všechny použité literární zdroje.

V Brně

.....
vlastnoruční podpis autora

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat doc.Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky, kterými přispěl při tvorbě této práce.
Dále bych chtěl poděkovat rodině za trpělivost a podporu při mém studiu na Fakultě strojního inženýrství.

Obsah

1.Úvod	13
2.Rešerše v oblasti naklápěcích otočných stolů	14
2.1 Rozdělení otočně naklápěcích stolů	15
2.1.1 Podle uložení naklápěcí osy A	16
2.1.1.1 Jednostranné uložení osy A	17
2.1.1.2 Oboustranné uložení osy A	17
2.1.2 Podle počtu upínacích desek	18
2.1.3 Podle průměru otočného stolu	20
2.1.4 Provedení upínací plochy stolu	21
2.2 Druh pohonu otočně naklápěcích stolů	22
2.2.1 Klasická koncepce	22
2.2.2 Koncepce přímých pohonů	23
2.3 Zpevnění stolu	26
3.Použití navrženého otočně naklápěcího stolu	29
3.1 Vybrané CNC Centrum	29
3.2 Technická data stroje	30
3.3 Předpokládané použití CNC centra s otočně naklápěcím stolem	31
4 Základní parametry otočně naklápěcího stolu	32
4.1 Stanovení základních rozměrových a hmotnostních parametrů otočně naklápěcího stolu	32
4.1.1 Celkový zástavbový prostor	32
4.1.2 Maximální vnější rozměry stolu spolu s obrobkem	32
4.1.3 Maximální hmotnost otočně naklápěcího stolu	36
4.2 Stanovení parametrů vnějšího zatížení stolu	36
4.2.1 Přehled největších vnějších sil působících na otočně naklápěcí stůl	36
4.2.1.1 Poloha naklopení 0° obrobek rotačního charakteru	37
4.2.1.2 Poloha naklopení 90° obrobek rotačního charakteru	38
4.2.1.3 Poloha naklopení 90° obrobek nerotačního charakteru	38
4.2.2 Předpokládaná maximální technologická síla	39
4.2.2.1 Frézování	40
4.2.2.2 Soustružení	42
4.2.3 Výpočet maximálních sil a momentů	44
4.2.4 Dynamické poměry	45
4.2.4.1 osa C	45
4.2.4.2 osa A	47
4.2.4.3 Výpočet potřebného momentu k urychlení hmoty obrobku při polohování	48
4.2.4.4 Výpočet potřebného momentu k urychlení hmoty obrobku při soustružení	49
5 Výběr varianty otočně naklápěcího stolu	50
5.1 Oboustranné uložení osy „A“, oboustranné pohony , identické jednotky otáčení a naklápění	50
5.2 Oboustranné uložení osy „A“, oboustranné pohony , různé typy pohonu pro otáčení a naklápění	51
5.3 Oboustranné uložení osy „A“ , jednostranný pohon	52
5.4 Jednostranné uložení a pohon osy „A“	53

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.5 Multikriteriální metoda hodnocení navrhovaných variant	54
5.5.1 Popis metody	54
5.5.2. BAZICKÁ BODOVACÍ METODA	55
5.5.3 Technická hodnota τ	55
5.5.4 Aplikace metody	56
6. Výběr motoru pohonů otáčení a naklápění.	58
6.1 Výběrová kritéria	58
6.1.1 Vnější rozměry motoru	58
6.1.2 Parametry kroutícího momentu motoru	58
6.1.3 Výběr motoru pro jednotku otáčení	59
6.1.4 Výběr motoru pro jednotku naklápění	62
7. Návrh jednotek otáčení a naklápění	63
7.1. Souhrn maximálních sil působících na hlavní ložiska	63
7.2 Návrh jednotky otáčení	63
7.2.1 Výběr typu hlavní ložiska jednotky otáčení	63
7.2.2 Výpočet trvanlivosti navrženého hlavního ložiska	65
7.2.3 Uložení hlavního ložiska jednotky otáčení	66
7.2.4 Umístění momentového motoru jednotky otáčení	66
7.2.5 Nosné těleso jednotky otáčení	67
7.2.6 Návrh systému zpevnění jednotky otáčení	68
7.2.6.1 Jedokotoučové brzdy s brzdovým třmenem	68
7.2.6.2 Třecí lamelová brzda ovládaná hydraulicky	69
7.2.6.3 Vícelamelová třecí brzda ovládaná pružinami a odbrzděná hydraulicky	70
7.2.6.4 Kontrolní výpočet zpevňovacího systému na statický moment	70
7.2.7 Senzorika	72
7.3 Návrh jednotky naklápění	73
7.3.1 Výběr ložisek pro jednotku naklápění	73
7.3.2 Výběr předního ložiska	73
7.3.3 Výpočet trvanlivosti ložiska předního ložiska	74
7.3.4 Výběr zadního ložiska	74
7.3.5 Umístění motoru jednotky naklápění	75
7.3.6 Zpevňovací systém jednotky naklápění	75
7.3.6.1 Typ zpevňovacího systému jednotky naklápění	75
7.3.6.2 Kontrolní výpočet zpevňovacího systému na statický moment	76
7.3.7 Senzorika	77
7.4 Celková sestava otočně naklápěcího stolu	77
8. Zhodnocení parametrů navrhovaného otočně naklápěcího stolu	78
8.1 Rozměrové parametry	78
8.2 Hmotnostní parametry	79
9. Závěr	80
10. Seznam použité literatury	81
11. Seznam použitých symbolů	83
12. Seznam obrázků	85
13. Seznam tabulek	86
14. Seznam příloh	87

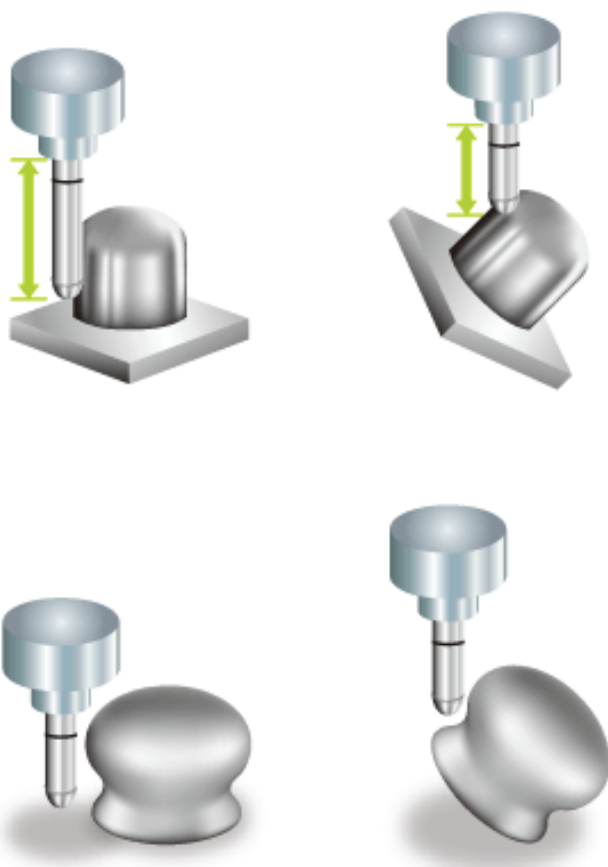
1. Úvod

Na obráběcí centra jsou kladeny stále vyšší nároky nejen na výkon, přesnost obrábění, zkracování vedlejších časů, ale i vysokou pružnost výroby. Hlavními důvody pro tyto vývojové tendence jsou:

- růst sortimentu druhů výrobků
- relativní snižování sériovosti a výrobních dávek (zejména v malo a středně sériové výrobě)
- stoupající požadavky na přesnost a kvalitu výrobků
- rostoucí nedostatek kvalifikovaných řemeslníků
- stoupající mzdové náklady

Komplikované tvary obrobků související s vysokorychlostním obráběním staví obráběcí centra s více stupni volnosti do popředí zájmu výrobců obráběcích strojů. Kinematický řetězec stroje může mít 3, 4, 5 nebo 6 a více stupňů volnosti dle konkrétních požadavků uživatele.

Velmi často užívaná koncepce obráběcího centra pro obrábění rotačních i nerotačních součástí (ať horizontální či vertikální provedení), koncepce se třemi translačními pohyby nástroje a dalšími minimálně dvěma translačními nebo rotačními pohyby nástroje nebo obrobku.



Obr.1 Obrábění tříosé a pětiosé

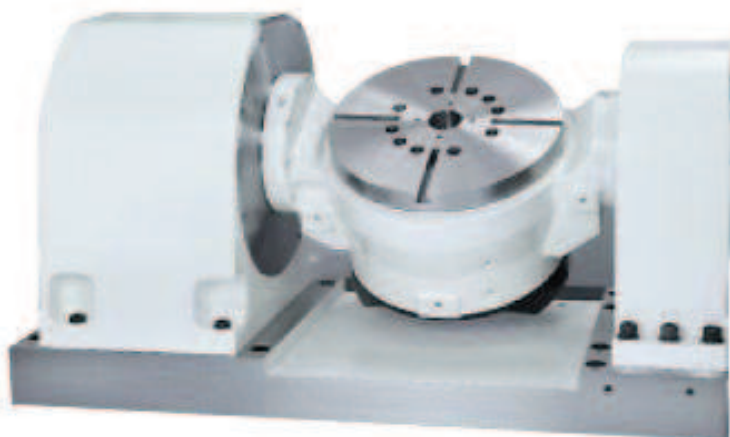
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Základní výhodou víceosého obrábění je ten fakt ,že může být osa obrábění normálou k obráběnému povrchu ,což u tříosého obrábění není vždy možné(obr.1).Dále můžeme při víceosém obrábění zvolit způsob obrábění a to buď čelem nástroje,jeho hranou nebo kulovým koncem nástroje.Za další podstatnou výhodu víceosého obrábění oproti tříosému lze považovat možnost obrábění z více stran obrobku. [1]

V této práci se zaměřuji na zařízení s přídatnými osami A,C (rotační pohyb obrobku) - **naklápěcí otočný stůl** (tilting rotary table).

2. Rešerše v oblasti naklápěcích otočných stolů

CNC stůl otočný a naklápěcí s řízenou čtvrtou a pátou osou zvyšuje užitnou hodnotu stávajícího tříosého frézovacího centra. Kromě standardního obrábění součástí okolo rotační osy obrobku umožňuje další kombinace opracování s naklápěcí rovinou. Tyto možnosti jsou nabízeny pro složitější tvarové opracování ploch obrobků.



Obr.2 Moderní koncepce naklápěcího otočného stolu s přímými pohony –momentovými motory.Série DF od firmy DETRON

Jednotlivý výrobci obráběcích strojů nabízí otočně naklápěcí stůl buď:

- jako nedílnou část pětiokých obráběcích center
- jako zvláštní příslušenství tříosých center
- nebo jsou výrobci kteří nabízí toto zařízení samostatně

V tabulce 1 jsou seřazeni výrobci ,kteří nabízí samostatné otočně naklápěcí stoly a z jejichž nabídek sestavuji rešerši.Z celkového rozsahu rozměrových parametrů vyráběných stolů vybírám do přehledu výrobce jejichž otočně naklápěcí stoly se mají průměr upínací desky od 100 do 1000 mm . V rámci tohoto rozsahu je dostatečné množství výrobců a jejich jednotlivých typů výrobků .

Tab.1 Přehled výrobců nabízející otočně naklápěcí stoly

výrobce	REGION	ZASTOUPENÍ (v ,NEJBLIŽE) ČR	www-stránky
LEHMANN	Švýcarsko	Švýcarsko,Bärau,	www.lehmann-rotary-tables.com
LINDEX-NIKEN	USA	Německo,Rakousko	www.lyndexnikken.com
KITAGAWA	USA	Německo	www.kitagawaeurope.de
HAAS	USA	Praha,Brno	www.haascnc.com
EXACT	Taiwan		www.exactmachinery.com
TANSHING	Taiwan		www.cnc-rotary-table-tanshing.com
LCM	Itálie	Itálie	www.lcmitalia.it
DETRON	Taiwan		www.detron.com
CALMOTION	USA		www.calmotion.com
KOMA	USA		www.komaprecision.com
YUASA	USA		www.yuasa-intl.com
UCAM	Indie	Německo	www.ucam-online.com
ISEL	Německo	Německo,Rakousko	www.isel-germany.de
MATSUMOTO	Japonsko	Francie	www.mmkmatsumoto.com
GANTRO	Taiwan	Itálie	www.ganro.com.tw/company.html
KESSLER	Německo	Německo	www.franz-kessler.de
FIBRO	Německo	Německo	www.fibro.de

Výrobků z kategorie pod 100mm průměru upínací desky je na trhu velmi málo,nebo je výrobci nabízí na zakázku jako speciální zákaznické řešení.

Podobně je tomu tak se stoly“ kategorie“ nad 1000 mm.Jejich počet není velký i když jsou nabízeny stoly až do průměrů 6 000 mm jako zakázkové řešení řízené čtvrté a páté osy.K těmto „velkým“ stolům nebylo možné získat jakékoliv informace o jejich technických parametrech.

2.1 Rozdělení otočně naklápěcích stolů

Naklápěcí otočné stoly v kategorii od 100 od 1000 mm průměru upínací desky, lze rozdělit podle některých společných konstrukčních znaku :

Podle uložení naklápěcí osy A

- jednostranné uložení osy A
- Oboustranné uložení osy A

Podle počtu upínacích desek

- s jednou upínací deskou
- se dvěma upínacími deskami
- stoly s více upínacími deskami

Podle průměru a provedení otočného stolu

Podle použitého pohonu

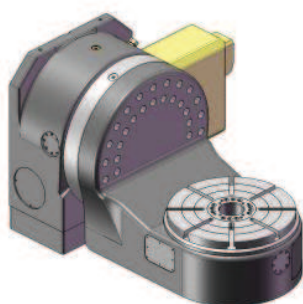
- Klasická koncepce
- Koncepce přímých pohonů

Podle použitého druhu zpevnění stolu

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2.1.1 Podle uložení naklápěcí osy A

2. 1.1.1 Jednostranné uložení osy A



Obr.3 Naklápěcí otočné stoly :a) aplikace od firmy UCAM , b) DDM Seivel Rotary Table od firmy DETRON, c) BRS TT 600 od firmy LCM

a



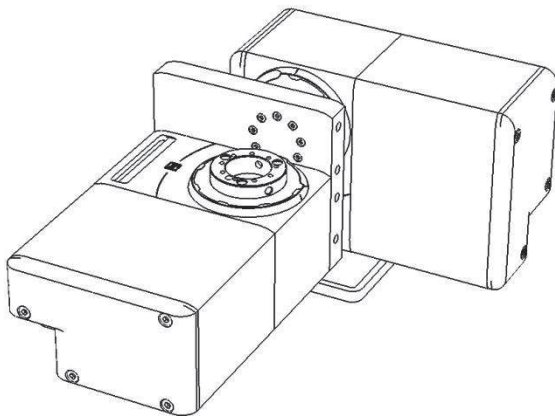
b



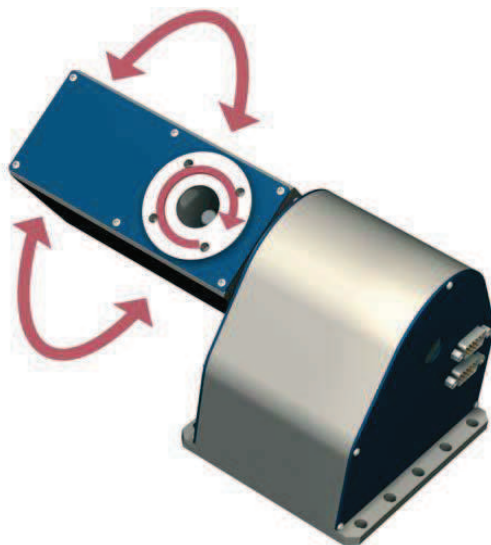
c

Tato modifikace není výrobci a dodavateli naklápěcích otočných stolů příliš často nabízena, přesto dle obr.3 se několik konstrukcí tohoto typu na trhu objevuje. Řešení v jednostranném uložení má vedle složitější konstrukce, nižšího maximálního momentového zatížení a nižší maximální hmotnosti obrobku také nesporné výhody ve větší prostorové variabilitě .

Otočně naklápěcí stůl lze sestavit i ze dvou otočných stolů jak je patrné z obrázku 4 . Touto kombinací lze spolehlivě docílit řízené 4. a 5. osy.



a



b

Obr..4 a)TF série od firmy LEHMANN b) ZDS 2030 od firmy ISEL

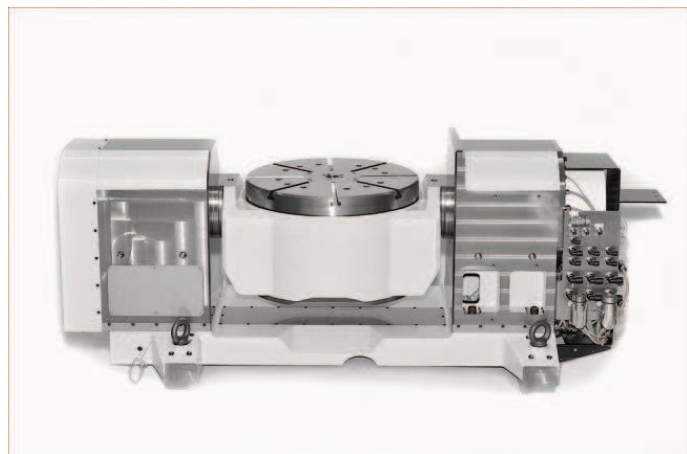
Sestava ze dvou otočných stolů neřeší kompaktním způsobem přívody energie (tj. přívodní elektrické kabely ,tlakové přívody hydraulické kapaliny ,popřípadě tlakového vzduchu do stolu pro otáčení musí být vedeno mimo střed osy naklápění což značně komplikuje jejich bezpečné ukotvení proti nežádoucímu pohybu kabeláže a omezuje rozsah pohybu stolu .

Je jen na zvážení zda rozsah naklápění,omezení maximální hmotnosti obrobku a maxima momentového zatížení odpovídá potřebám konkrétních uživatelů.Další nevýhodou budou patrně velké rozměry v porovnání s užitným prostorem pro obrobek .Rozhodující bude v tomto případě cena sestavy ,ale i fakt ,že lze zpětně po demontáži použít dva otočné indexovací stoly pro jinou aplykaci.
[12] , [17], [18], [22]

2.1.1.2Oboustranné uložení osy A

Verze naklápěcího otočného stolu s oboustranným uložením osy naklápění A je nejrozšířenější . Oproti jednostranné konstrukci má rovnoměrné rozložení sil v místě uložení osy A a umožňuje snáze vyhovět již tak náročným požadavkům na tuhé a přesné uložení.Na obrázku 3 jsou současné moderní koncepce CNC naklápěcích

otočných stolů, oba s přímými pohony obou os (momentovými motory) a řízenou čtvrtou a pátou osou.



Obr. 5 Franz Kessler DTE 040-654.920



Obr. 6 Detron DDM Tilting Rotary Table

[18], [26]

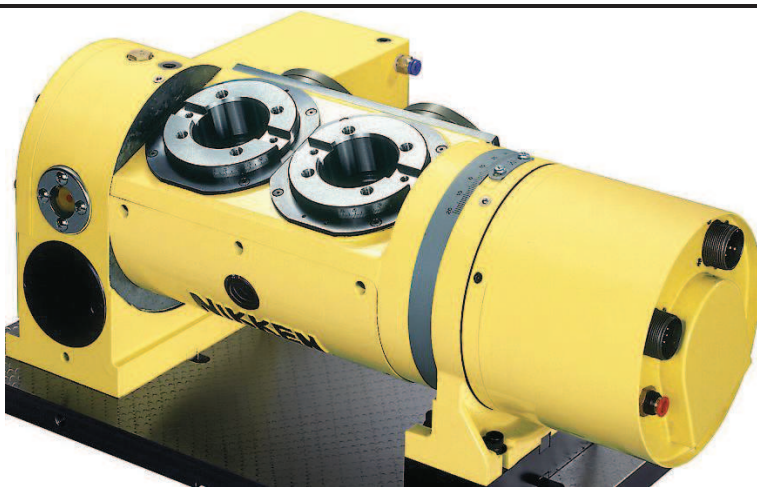
2.1.2 Podle počtu upínacích desek

-s jednou upínací deskou

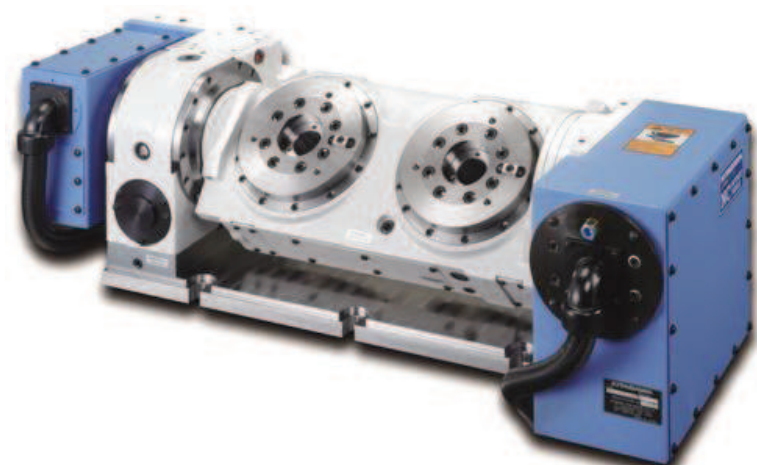
Jsou určeny pro upnutí jednoho obrobku (v případě planetového provedení upínací desky tak několika). Typické provedení je na obrázku 5 a 6. Provedení otočně naklápěcího stolu s jedním vřetenem patří k nejrozšířenějším koncepcím na trhu. Jejich typické využití je ve středně sériové výrobě, pro malé až středně velké rozměry obrobků.

-se dvěma upínacími deskami

Neustálá snaha o zvyšování produktivity výroby vedla k dalším konstrukčním typům, zejména otočně naklápěcí stoly se dvěma a více otočnými vřeteny.

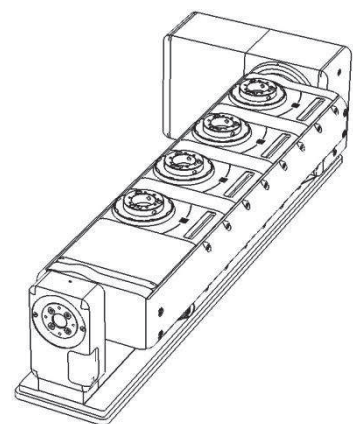


Obr.7 Lindex-Niken 5AX-2MT-105



Obr.8 Kitawaga TW 2180

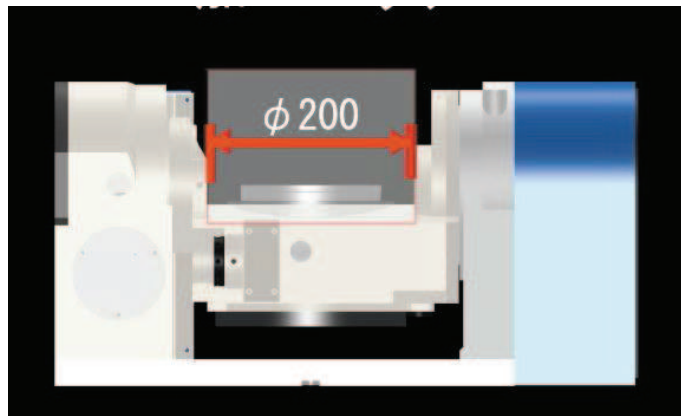
-stoly s více upínacími deskami



Obr.9 a) Firma LCM MTX 125 b) Standard T4 od firmy LEHMANN
[10], [11], [12], [17]

b

2. 1.3 Podle průměru otočného stolu



Obr.10

Průměr otočného stolu:

- souvisí s maximálním průměrem obrobku, kterým lze otáčet s dostatečnou vůlí v prostoru otočně naklápěcího stolu (obr.10). Průměr otočného stolu lze s výhodou použít jako zevrubné výběrové kritérium při výběru mezi jednotlivými výrobci a jejich typy.

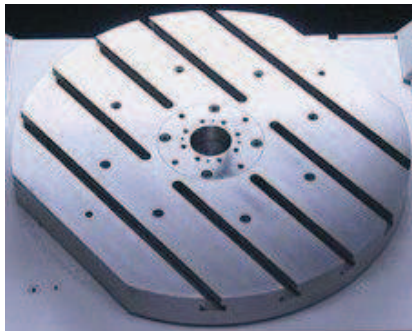
Průměr upínací desky otočného stolu většina výrobců používá jako základní typové označení svých výrobků. Jednotliví výrobci se vzájemně liší v rozsahu průměrů otočných stolů, některé rozměry jsou častější, jak uvádí tab.1 která porovnává jednotlivé výrobce z hlediska nabízeného sortimentu otočně naklápěcích stolů podle průměru upínací desky (srovnání sortimentu je provedeno pouze v rozsahu od 100 do 1000 mm průměru upínací desky otočného stolu).

Tab.2 porovnání nabízených sortimentů stolů dle rozměru upínací desky

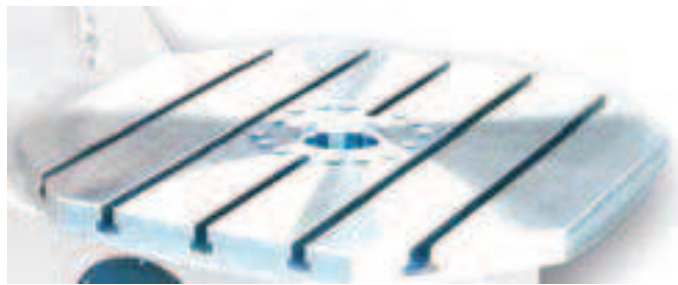
výrobce	rozměr upínací desky (Ømm)									
	100	120	150	200	250	350	400	500	600	1000
LEHMANN	100		160	200 240		300 350	500			
NIKEN	105		150	200 230	250 350	400 550				
KITAGAWA		110 125 140		180	250 320					
HAAS		110	160	210	310					
EXACT		115		170	250 320	450				
TANSHING		125		170	210 255	320				
LCM		125		200	250 320					
DETRON		125		170	210 255	320				
CALMOTION		125		170	210	320				
KOMA			135 160	200	250 320					
YUASA			140	170	220 280	320				
UCAM			150	200	250 320			630		
ISEL			150							
MATSUMOTO				175 230		320 400		630		
GANTRO				200	250 300	400 500	630 800			
KESSLER						300 400	500 630	800 1000		
FIBRO							480 630			

2. 1.4.Provedení upínací plochy stolu:

- radiální drážkování,
- podélné drážkování(u čtvercové desky) ,
- paletové systémy (pro upnutí palety více obrobky),



Obr. 11 Upínací desky s podélným drážkováním



Obr.12 Upínací deska s radiálním drážkováním



Obr.13 Paletové systémy upínacích desek

Radiální (dostředné) T-drážkování je základní tvar u většiny nabízených upínacích desek,zajišťuje maximální tuhost upnutí obrobku a vyvážení při frézování a soustružení .Rovnoběžné drážkování umožňuje snadnější výměnu obrobku. Paletové systémy většina výrobců nabízí jako individuální zákaznické řešení podle konkrétních požadavků zákazníků.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 22
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2.2 Druh pohonu otočně naklápěcích stolů

Použitý druh pohonu, konstrukční řešení převodu, řešení odměřování a řízení čtvrté a páté osy patří bez nadsázky ke stěžejním tématům při stavbě otočně naklápěcího stolu, nebo výběru vhodného stroje ke koupi mezi velkou řadou konstrukčních variant tak jak je nabízí jednotliví výrobci. Vlastnosti použitých konstrukčních principů převodů, ale i jednotlivých použitých komponentů mají přímý vliv na přesnost, životnost a cenu otočně naklápěcího stolu.

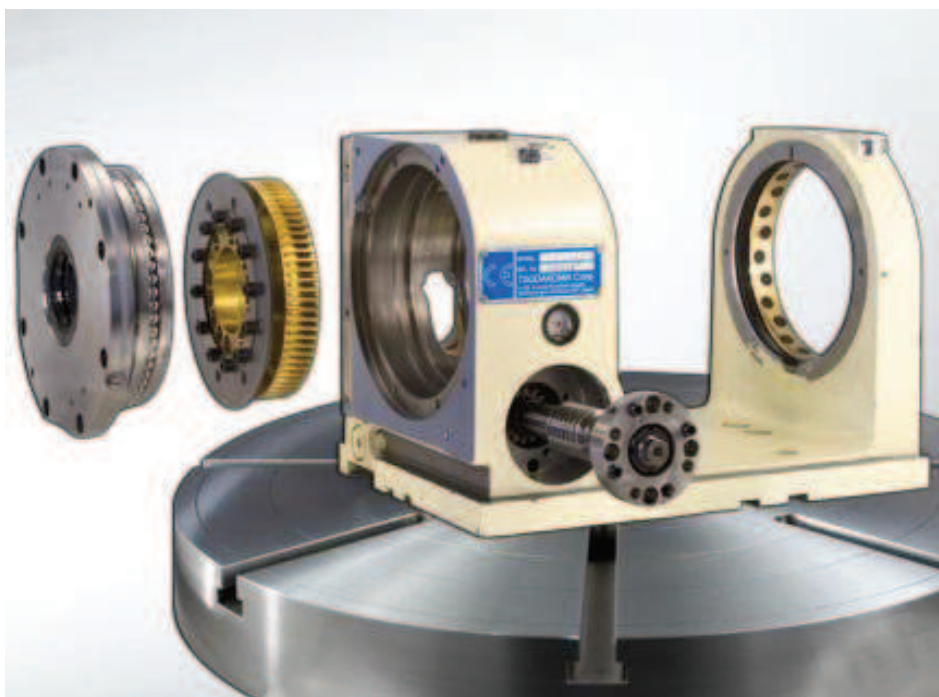
Pohon otáčení i naklápění je realizován buď klasickou variantou – řízený servomotor se šnekovým převodem, nebo moderním přímým pohonem momentovými motory.

2.2.1. Klasická koncepce

Klasickou koncepcí je myšleno použití mechanických převodů k dosažení otáčivého pohybu okolo osy C (otáčení stolu), a naklápění kolem osy A. Dosud nejpoužívanější je šnekový převod.

Výhodou použití tohoto převodu je relativně nízká výrobní cena, možnost dosáhnout vysokého převodového poměru vzhledem k rozměrům soukolí. Velkým převodovým poměrem lze docílit přesnějšího polohování. K pohonu soukolí jsou většinou výrobci používány řízené servomotory a to buď s vestavěným enkodérem, nebo je snímání polohy otáčejících se částí řešeno externě.

Nevýhodou všech mechanických převodů a šnekového převodu obzvláště je, opotřebení převodu vlivem tření a postupné zvětšování vůle v převodu a tím dochází k degradaci přesnosti polohování. Jako další nevýhody lze uvést: velké rozměry, ztráty výkonu v převodech, menší dynamika pohybu, motor musí překonávat velké setrvačné síly.



Obr.14 Šnekové převody naklápění od firmy KOMA

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 23
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Většina výrobců se snaží předejít nežádoucím vlivům vznikajících postupným opotřebením ozubení převodu ,volbou vhodných odolnějších materiálů i tvaru ozubení. Snížit tření a tím zvýšit životnost přesnosti soukolí však nestačí ,proto výrobci otočně naklápěcích strojů hledali jiné cesty.



Obr.15 Šnekové převody otáčení od firmy KOMA
[20]

2.2.2 Koncepce přímých pohonů

Jinou vývojovou cestou se vydali někteří výrobci otočně naklápěcích stolů, kteří vsadili na moderní přímé pohony (Direct drive). Momentové motory jsou zvláštní třída střídavých permanentními magnety-buzených servomotorů .Použitím momentového motoru, který tvoří vnější prstenec s vinutím, který se zasazuje do pevné, nepohybující se části stroje a vnitřní prstenec- rotor s permanentními magnety který je uložen na hřídeli, lze vyřešit velké množství problémů spojených s konvečními převody.

Tento typ pohonu eliminuje veškeré nevýhody plynoucí s použitím ozubených, šnekových řemenových, planetových a jiných převodů, tj. opotřebením převodu a tím narůstající vůle a nepřesnosti polohování, dynamické vlivy vznikající při rozběhu a brzdění značných hmotností převodů, které se přenáší do soustavy nástroj-obrobek, velký zástavbový prostor a další.

Mezi hlavní výhody této technologie točivého momentu motoru jsou:

- vysoká dynamika
- Mimořádně kompaktní design
- optimální řízení rychlosti
- vysoká přesnost
- Vysoká MTBF (střední doba mezi poruchami)
- nízké nároky na údržbu

Použitím momentového motoru se konstrukce otočně naklápěcího stolu značně zjednodušuje, menší zástavbový prostor znamená více místa pro obrobek a manipulaci s ním.



Obr.16 Momentový motor od firmy Etel

Nízký počet mechanických dílů, zajišťuje minimální nároky na údržbu a nižší náklady na systém.



Obr.17 1FW6090 od firmy Siemens s montážními přípravky

Nevýhod použití momentových motorů příliš nepřináší, přesto některá specifika je nutno zmínit. Mezi podstatné odlišnosti oproti konvenčním pohonům patří chlazení motoru. Během provozu momentové motory vyvíjí velké množství tepla, které je nutné odvádět chladicí kapalinou. K tomu slouží drážkování po obvodu statoru, krajní drážky slouží na těsnění O-kroužky. Ideální tepelný provoz je vhodné udržovat i temperováním v případě nízkých teplot stroje, z

důvodů teplotní stabilizace důležité části stroje (úchytky způsobené teplotními deformacemi jsou mnohdy větší než je žádoucí).

Dalším specifickým znakem momentových motorů je jejich montáž. Při montáži rotoru do statoru je nutné používat vymezovací a vodící přípravky (obr. 17), nejlépe originální od dodavatele motoru, které zajistí správnou polohu a vystředění rotoru. Při montáži totiž vznikají díky silným magnetům axiální síly od 200 do 2000N, které je nutné překonat a přitom zachovat optimální mezeru mezi rotorem a statorem. Jakmile je rotor ve své konečné poloze, axiální síly jsou kompenzovány a přípravky lze vyjmout. Právě tyto montážní specifika je nutné zohlednit při konstrukci stolu.

Tab.3 Srovnání nabídky otočně naklápěcích stolů s klasickým pohonem a přímým pohonem

výrobce			
	typ	převod	motor
LEHMANN	řada 100-400	šnekový	Sanyo, Mavilor, Fanuc, Yaskawa, Meltas,
	řada 700-800	přímý pohon	ETEL, Rexroth, Siemens
NIKEN	5AX 130-550	šnekový	servomotor Fanuc
KITAGAWA	typ 100-320	šnekový	AC servomotor Fanuc, Meltas,
HAAS	TR 160-310	šnekový	nedostupné informace
EXACT	TRT 100-450	šnekový	Servomotor Fanuc, Mitsubishi, Siemens
TANSHING	TRNC125-320	šnekový	Servomotor Fanuc, Meltas
LCM	BSC125-320	šnekový	Servo. Fanuc, Mitsubishi, Siemens, Heidenhain
	BRC 400	přímý pohon	přímý poh. na rotaci, nakl. šnek, mot. neznám
DETRON	GF125-320	šnekový	Servomotor Fanuc, Mitsubishi,
	DF série	přímý pohon	nedostupné informace
CALMOTION	TR série	šnekový	Fanuc, Fadal, Mitsubishi, Siemens
KOMA	TN101-320	šnekový	servomotor Fanuc
YUASA	DMTRT140-320	šnekový	servomotor Fanuc, Sanyo
ISEL	DSH-S		EC-Servomotor EC 42, DC-Servomotor RE 40
MATSUMOTO	MDAT173-630	šnekový	servomotor Fanuc
	DD256	přímý pohon	Fanuc DiS 260/300
GANTRO	TR202-802-S	šnekový	Servo. Fanuc, Mitsubishi, Siemens, Heidenhain
KESSLER	DTE 040-125	přímý pohon	Kessler
FIBRO	DA2.04	přímý pohon	nedostupné informace

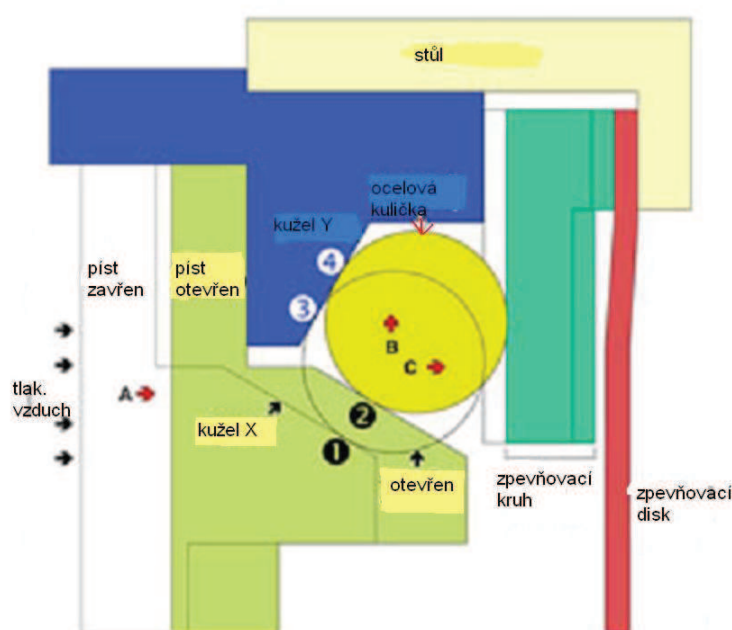
Výrobci, kteří se soustředili na výrobu otočně naklápěcích stolů s přímými pohony je v porovnání s nabízenou klasikou méně, jak je patrné z tabulky 3, přesto lze předpokládat, že počet nabízených stolů a přímými pohony bude přibývat, až nahradí stroje s klasickou koncepcí pohonu úplně. Přímé pohony byť cenově dražší jsou přece jen technicky vyspělejší a nabízí více výhod než nevýhod při jejich porovnání s klasickou koncepcí, jak již bylo uvedeno výše. Proto je jen otázkou času, kdy se budeme setkávat s nabídkou otočně naklápěcích stolů pouze s přímým pohonem. Lze předpokládat, že i cena momentových motorů se bude s jejich širším využíváním relativně snižovat. [1] [6] [8] [9]

2.3 Zpevnění stolu

K udržení požadované polohy otočně naklápěcího stolu je nutné vzhledem k prováděné technologické operaci a hmotnosti obrobku zajistit dostatečné zpevnění pohyblivých částí stroje. K tomuto účelu se používají mechanismy, nejčastěji třecí brzdy integrované do poháněcích jednotek, uložení vřetena stolu, nebo jsou řešeny externě.

Ovládání brzdných systémů je zpravidla pneumatické, hydraulické, v ojedinělých případech elektromagnetické.

Ve vlastním konstrukčním řešení zpevnění se výrobci s porovnávané skupiny výrazně liší, lze říct, že každý výrobce má své vlastní řešení.

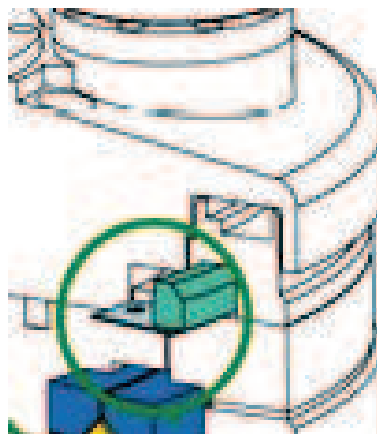


Obr.18 Konstrukční řešení zpevnění stolu od firmy KOMA-Precision

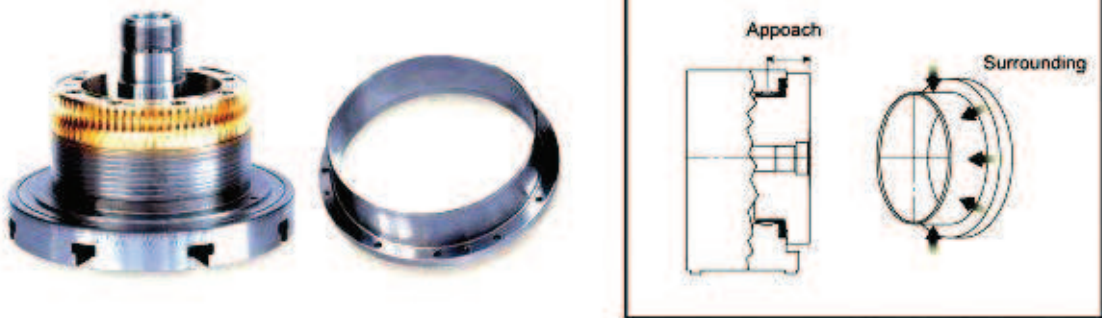
Na obrázku 18 je znázorněn systém od firmy Koma s pneumatickým ovládáním a třecí plochou na otočné desce stolu, kolmo na plochu pracovní desky stolu. Tlak vzduchu posouvá píst, který přes valivé elementy (kuličky) tlačí na brzdový kruh a brzdový disk.

Firma Gantro řešila zpevnění stolu podobným způsobem (obr.19). Třecí plocha je umístěna co nejblíže vnějšímu obvodu pracovní desky stolu, třecí disk je na rozdíl od předcházejícího provedení rovnoběžně s plochou pracovní desky.

Tento systém má také pneumatické ovládání, tlak vzduchu působí na brzdový kruh a ten na třecí disk. V tomto řešení však reakční síly působí axiálně na uložení otočné desky stolu, což značně namáhá ložiska.



Obr.19 Zpevnění od firmy Gantro



Obr.20 Zpevnění od firmy Exact machinery

Firma Exact machinery používá ke zpevnění stolu princip třecího prstence na jehož vnější obvod působí tlaková síla a vnitřní obvod sevře vřeteno otočného stolu. Tento výrobce uvádí, že lze použít k vyvození brzdné síly jak tlakového oleje tak i tlakového vzduchu s dostatečným podílem mazacího oleje.



Obr.21 Brzdový systém naklápěcí osy od firmy Lindex_Nikken

Dalším způsobem jak zajistit dostatečně tuhé nastavení požadované polohy je na obrázku 21. Firma Lindex-Nikken nabízí jak pneumatické tak i hydraulické ovládání zpevňovacího systému. Vlastní třecí plocha je na konci hřídele naklápění a sevření třecího elementu je vyvozeno excentrickým uložením vnějšího segmentu.

Řada výrobců nabízí v rámci své typové řady otočně naklápěcích stolů pneumatické zpevnění pro menší typy a hydraulické zpevnění pro typy větší s vyššími výkony motorů.

Tab. 4 Druhy zpevnění otočně naklápěcích stolů

výrobce	rozměr upínací desky		brzdňý moment Nm
	typ	($\varnothing$ mm) zpevnění	
LEHMANN	TF520520	250	2000/2000
	TF530530	320	4500/4500
NIKEN	5AX 250 FAM	250 hydraulický	433/361
	5AX 350 FAM	350 hydraulický	1156/1156
KITAGAWA	TT251	250 hydraulický	900/1200
	TT321	320 hydraulický	2600/2600
HAAS	TR 310	310 pneumatický	1356
EXACT	TRT 250	250 hydraulický	
	TRT 320	320 hydraulický	
TANSHING	TRNC255	255 hydraulický	500/500
	TRNC320	320 hydraulický	850/1450
LCM	BRC-M200/250	200-250 pneumatický	400/1000
	BRC-M350/400	350-400 pneumatický	1000/1600
DETRON	GF 256 H	255 hydraulický	500
	GF 320H	320 hydraulický	850
KOMA	TN201	200-250 pneumatický	800/1000
	TN320	320 hydraulický	2200/2200
YUASA	DMTRT280	280	440/1860
MATSUMOTO	DD306	300 hydraulický	2156/2156
GANTRO	TR252	250 hydraulický	
	DTE 040-		
KESSLER	900.010	300-400 hydraulický	1500/2000

Srovnávat jednotlivé výrobce a jejich otočně naklápěcí stoly podle druhu zpevnění není možné ,kvůli rozmanitým konstrukčním variantám a principům .Srovnatelné jsou výrobci udávané hodnoty brzdňých momentů,které vypovídají o užitných vlastnostech jednotlivých strojů více.V tabulce 4 jsou porovnány vybrané výrobky sledované skupiny výrobců,které mají průměr upínací desky od 250 do 320 mm.Podle použitého druhu zpevnění převládá hydraulický ,rozsah uváděných brzdňých momentů je velký a nelze jednoznačně definovat do jaké výše brzdňého momentu je využíváno pneumatické zpevnění a od jaké hodnoty brzdňého momentu je více využito hydraulické zpevnění.

[10] [15] [20] [25]

3. Použití navrženého otočně naklápěcího stolu

3.1 Vybrané CNC Centrum

Otočně naklápěcí stůl, kterým se v další části mé práce zabývám je určen jako volitelné vybavení vertikálního obráběcího centra MCFV 1060 od firmy Tajmac-ZPS Zlín. (obr.22)



Obr.22 Vertikální obráběcí centrum MCFV 1060

Produkční vertikální obráběcí centrum MCFV 1060 v provedení STANDARD, TREND a CONTOUR pokrývá celou škálu technologií od silového po vysokorychlostní obrábění. Stroj je tvořen dvěma stacionárními odlitky-základnou a na ní upevněným stojanem. Všechny pohyby stroje jsou realizovány prostřednictvím lineárního vedení s valivými elementy. Jejich dimenze a umístění dovoluje vysoké zatížení stolu, suportu a vřeteníku, při zachování vysoké přesnosti rozměrů a kvality obrobku i při přerušovaném řezu a také vysokou životnost stroje. Stroj má široké uplatnění.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 30
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.2 Technická data stroje

Tab .5 Technická data CNC centra

Pojezdy

Osa X (pracovní stůl)	1016 mm
Osa Y (saně)	610 mm
Osa Z (vřeteník)	760 mm
Vzdálenost čela vřetena od stolu	150-910 mm
Maximální pracovní posuv	15 m/min
Rychloposuv	40 m/min
Zrychlení	5 m/s ²

Stůl

Pracovní plocha	1270×590 mm
Počet T-drážek ×šířka×rozteč	5×18 mm×125 mm
Maximální zatížení	1350 kg

Přesnost (VDI/DGQ 3441)

Přesnost polohování (P)	0.010 mm
Opakovaná přesnost (Ps max)	0.006 mm
Typ odměřování	lineární pravítka

Vřeteno

STANDARD

Upínací kužel	ISO 40 (HSK 80)	ISO 50
Maximální otáčky	10 000 min ⁻¹	8 000 min ⁻¹
Výkon trvalý/přetížení S6-40%	20/28 kW	20/30 kW
Max.krout.moment /přetížení S6-40%	244/342 Nm	306/458 Nm
Typ převodu	Planetová převodovka	

Vřeteno

TREND

Upínací kužel	ISO 40	ISO 50
Maximální otáčky	12 000 min ⁻¹	8 000 min ⁻¹
Výkon trvalý/přetížení S6-40%	17/25 kW	17/25 kW
Max.krout.moment /přetížení S6-40%	96/141 Nm	143/210 Nm
Typ převodu	řemenový	

Vřeteno

CONTOUR

Upínací kužel	ISO 40	HSK-A 63
Maximální otáčky	15 000 min ⁻¹	18 000 min ⁻¹
Výkon trvalý/přetížení S6-40%	25/31 kW	25/31 kW
Max.krout.moment /přetížení S6-40%	159/197 Nm	159/197 Nm
Typ převodu	elektrovřeteno	

Zásobník nástrojů

Počet míst v zásobníku	30
Čas výměny nástroje	3.5 s
Maximální průměr nástroje	

-plně obsazený zásobník	80 mm
-bez sousedních nástrojů	160 mm
Maximální délka nástroje	300 mm
Maximální hmotnost nástroje	6.5 kg
Maximální hmotnost celková	160 kg

Přívody energie	STANDARD	TREND	CONTOUR
Provozní příkon	30 kVA	35 kVA	40 kVA
Jmenovité napětí sítě	3×400V/50Hz		
Stlačený vzduch	0.6-0.8 MPa		

Doplňkové údaje

Půdorys stroje bez dopravníku	2 750×2 120 mm
Maximální pracovní výška stroje	3 150 mm
Hmotnost stroje	7 700 kg

Standardní provedení

- Řídicí systém HEIDENHAIN iTNC 530
- digitální pohony Siemens
- lineární optoelektrická pravítka
- zásobník nástrojů s výměnnou rukou
- centrální mazací systém
- automatické ofukování držáku nástroje
- chladicí agregát se systémem chlazení nástroje
- oplachování teleskopických krytů
- elektronická kompenzace

Volitelné vybavení

- chlazení nástroje osou vřetena kapalinou
- chlazení nástroje osou vřetena vzduchem
- agregát pro osou vřetena s filtrační stanicí
- vysokootáčková vřetenová jednotka 50 000 ot/min
- upínací kužel-CAT 40,BT 40,CAT 50,BT 50,ISO 40,HSK 63,HSK 80
- otočný stůl-řízená 4. a 5. osa
- sonda pro kontrolu rozměru obrobku
- sonda pro kontrolu nástroje
- ruční výměník palet,rozměr palety 760×460 mm
- dopravník třísek
- kazety na třísky
- oplachování pracovního prostoru horní
- chlazení nástroje olejovou mlhou
- odstředivý odlučovač olejové mlhy a emulzního aerosolu z pracovního prostoru
- sběrač oleje z hladiny chladicí kapaliny
- řídicí systém SINUMERIC 840 D

3.3 Předpokládané použití CNC centra s otočně naklápěcím stolem

Pro účely této diplomové práce předpokládám použití CNC centra s řízenou 4. A 5. osou při obrábění tvarově složitých obrobků z běžných nelegovaných ocelí jak rotačního tak i nerotačního tvaru.

Předpokládaný materiál obrobku:

Nelegované oceli

$R_m \leq 450$

HB 125-300

Specifická řezná síla $K_{c1.1} 1350 \text{ Nmm}^{-2}$

Směrnice křivky $k_c m_c=0.21$

4 Základní parametry otočně naklápěcího stolu

4.1 Stanovení základních rozměrových a hmotnostních parametrů otočně naklápěcího stolu

4.1.1 Celkový zástavbový prostor

Pro otočně naklápěcí stůl a prostor pro obrobek je dán :

-rozměry stolu CNC centra v ose **x- 1270 mm**
y- 590 mm

-vzdáleností čela vřetena CNC centra od stolu 150-910 mm a maximální délkou nástroje který lze umístit do zásobníku nástrojů- u tohoto typu CNC centra je to 300 mm.

Tab.6 Velikost pojezdu CNC centra
 -pojezdy

Osa X (pracovní stůl)	1016 mm
Osa Y (saně)	610 mm
Osa Z (vřeteník)	760 mm

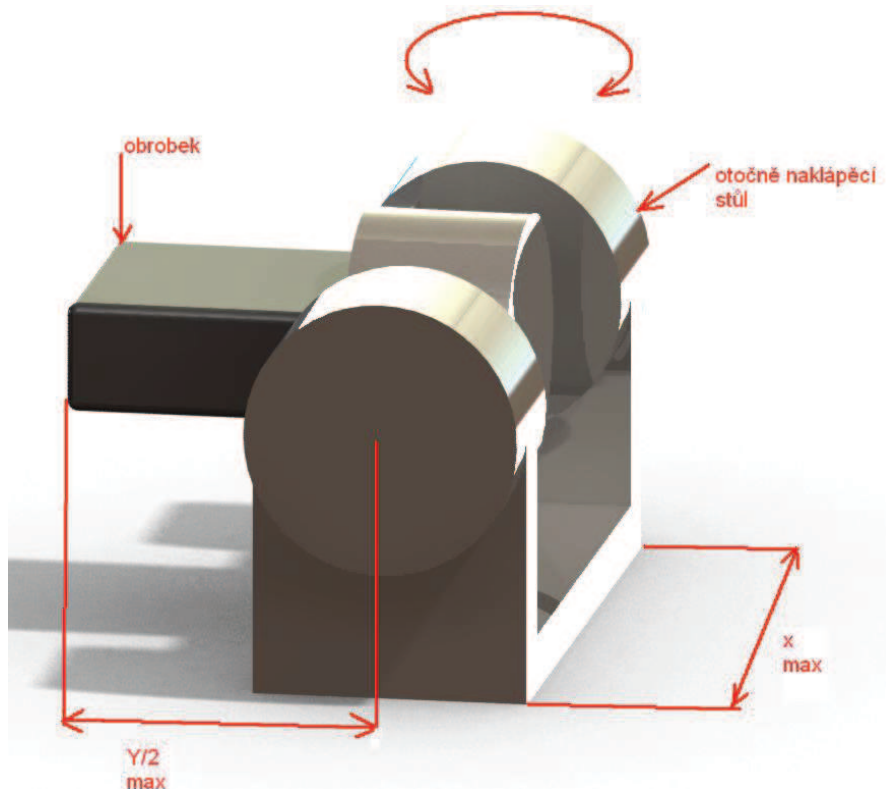
Tyto rozměry jsou výchozí pro stanovení zástavbového prostoru pro otočně naklápěcí stůl a dále pak pro stanovení maximálních rozměrů obrobku.

4.1.2 Maximální vnější rozměry stolu spolu s obrobkem

- **v ose x** : lze využít celkové šířky stolu CNC centra **-1270 mm**-pro maximální vnější rozměr otočně naklápěcího stolu v ose x. Rozměr obrobku je v této ose limitován dle[2.3] vzdáleností mezi pohony naklápění.

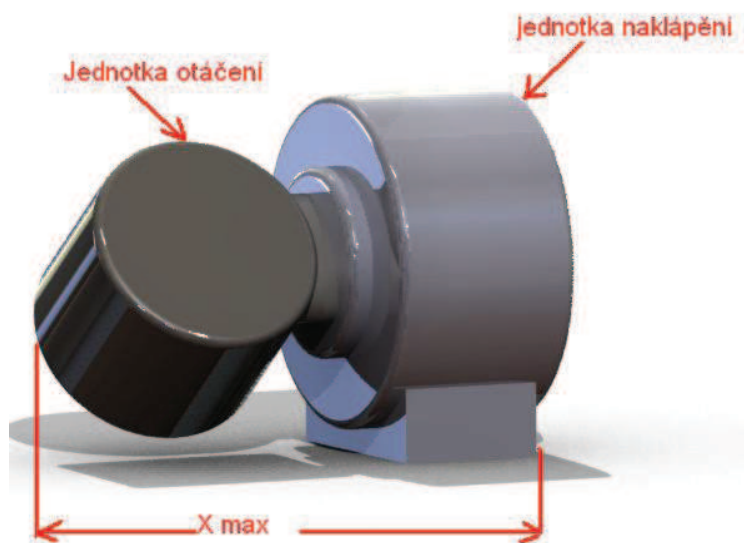
Celková šířka stolu(rozměr v dle osy x) bude rozhodující i podle zvolené koncepce uložení osy A, v případě použití varianty jednostranného uložení osy A (dle obr.24) budou nároky na zástavbový prostor v tomto směru výrazně menší, než u varianty oboustranného uložení osy A.

-v ose y: je rozměr stolu CNC centra 590 mm a pojezd v tomto směru činí 610 mm. V tomto směru je nutné počítat s polohou naklápěcí části 90° jak je naznačeno na obrázku 23. Vzhledem k tomu, že předpokládám naklápění stolu v rozmezí přesahující 180° je nutné maximální hodnotu pojezdu v ose y (610mm) rozdělit na dva intervaly, aby bylo možné obrobek obrábět v obou maximálně skloněných polohách.



Obr. 23 Otočně naklápěcí stůl s obrobkem –naklápěcí část v poloze 90°

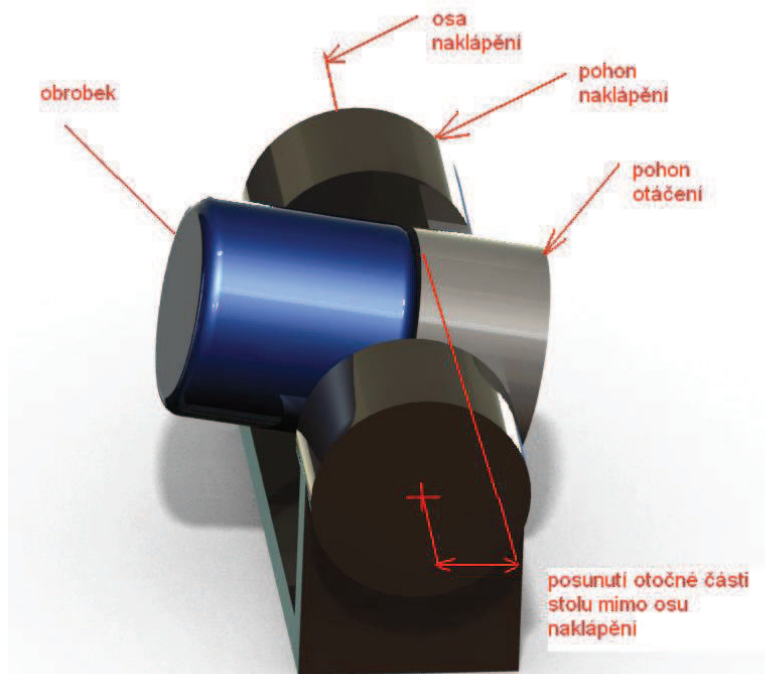
Dle obrázku 23 by byl prostor pro obrobek zmenšen o polovinu šířky pohonu otáčení což by značně omezilo jeho maximální rozměr v této ose.



Obr. 24 Varianta otočně naklápěcího stolu s jednostranným uložením osy A, v poloze naklopení 45°

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 34
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Proto většina výrobců otočně naklápěcích stůlů posouvá pohon otáčení mimo osu naklápění tak ,aby byl prostor pro obrobek co největší (obrázek 25).



Obr.25 Otočně naklápěcí stůl s obrobkem-s otočnou částí mimo osu naklápění

Při použití takovéto konfigurace je možné počítat s maximální délkou obrobku v **ose y 305 mm** a celkový rozměr prostoru pro otočně naklápěcí stůl s obrobkem na **610mm** . Rozměry základové části otočně naklápěcího stolu kterými bude upevněn na stůl CNC centra však nesmějí překročit **rozměr 590 mm**.

-v ose z:

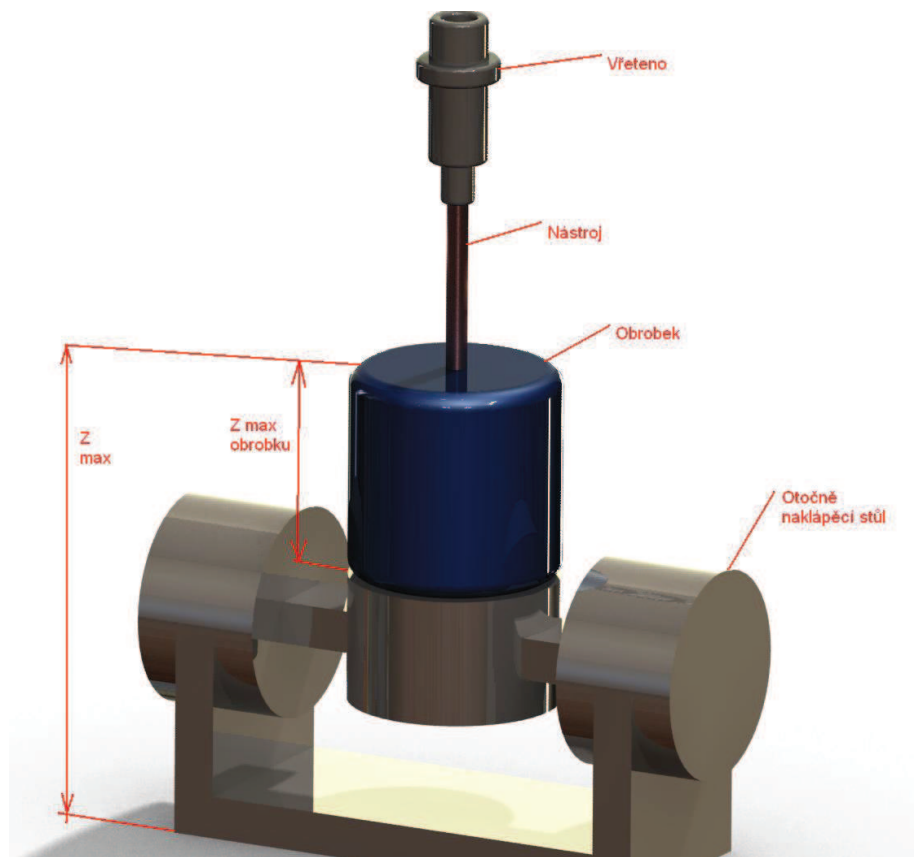
Maximální rozměr prostoru pro otočně naklápěcí stůl s obrobkem je nutné počítat ,je li naklápěcí část stolu s obrobkem v poloze 0° jak je znázorněno na obrázku 26.

Obdobně jako u osy y je i u osy z prostor pro obrobek lepe využít je-li pohon pro otáčení posunut mimo osu naklápění.

U vybraného typu CNC centra je posuv v ose z 760 mm a vzdáleností čela vřetena od stolu 150-910 mm , maximální délka nástroje který lze umístit do zásobníku nástrojů- u tohoto typu CNC centra je to 300 mm.Z toho plyne,že maximální rozměr prostoru pro otočně naklápěcí stůl s obrobkem činí **v ose z 610 mm**.

Rozměry prostoru pro otočně naklápěcí stůl s obrobkem:

V ose : x- 1270mm
y- 610 mm
z- 610 mm.



Obr. 26 Otočně naklápěcí stůl s obrobkem –naklápěcí část v poloze 0°

Maximální rozměry obrobku:

Prostor pro obrobek je vzhledem k rotaci otočné části stolu válcový. Limitujícím faktorem pro maximální rozměry prostoru pro obrobek je při sklopení stolu do polohy 90° **v ose y 305 mm**, což při poloze 0° je výška válce ($z_{\max. \text{obrobku}}$).

Vzhledem k symetrickým rozměrům osy y a z je vhodnější počítat s rozměry v ose x pro obrobek nepřekračující 305 mm. Předpokládám-li dostatečnou vůli mezi obrobkem a maximálním prostorem vychází rozměr válcového prostoru pro obrobek :

průměr 300 mm
výška 300 mm.

Z toho plyne ,že se v další části práce soustředím na otočně naklápěcí stůl ,který bude zařaditelný do rozměrové kategorie [Dle 2.3.1] **dle průměru upínací desky do 300 mm** .

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 36
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4.1.3 Maximální hmotnost otočně naklápěcího stolu ($m_{\max.\text{ons}}$) a obrobku ($m_{\max.\text{obrobku}}$)

Při stanovení celkové hmotnosti otočně naklápěcího stolu vycházím maximálního možného zatížení stolu CNC centra. Maximální zatížení stolu ($m_{\max.\text{zat.stolu}}$) 1350 kg

Maximální hmotnost samostatného obrobku ($m_{\max.\text{obrobku}}$) je vypočítána jako hmotnost ocelového obrobku o maximálních rozměrech.

Obrobek :

Maximální průměr $D_{\max}$:	300 mm	=0,300m
Maximální výška $Z_{\max}$	300 mm	=0.300 m
ρ oceli	7 850	kgm^{-3}

$$m_{\max.\text{obrobku}} = 1/4 \times \pi \times D_{\max}^2 \times Z_{\max} \times \rho_{\text{ocel}}$$

$$m_{\max.\text{obrobku}} = 1/4 \times \pi \times 0,300^2 \times 0.300 \times 7\,850 = 166.46$$

$$m_{\max.\text{obrobku}} \approx 166.5 \text{ kg}$$

$$m_{\max.\text{zat.stolu}} - m_{\max.\text{obrobku}} = m_{\max.\text{ons}}$$

$$1350 - 166.5 = 1183.5$$

Hmotnost samotného otočně naklápěcího stolu nesmí překročit limit **1183.5 kg**

4.2 Stanovení parametrů vnějšího zatížení stolu

4.2.1 Přehled největších vnějších sil působících na otočně naklápěcí stůl

Zatížení stolu lze rozdělit na zatížení způsobené:

- působení technologických sil, řezných sil nástroje na obrobek
- hmotností obrobku a jeho moment setrvačnosti při polohování obrobku

V návrhu otočně naklápěcího stolu předpokládám rozsah polohování stolu :

- v ose naklápění v rozsahu od 180° do 210°
- v ose otáčení 360°

Takové parametry polohování otočně naklápěcího stolu předpokládám u svého návrhu proto, že jimi disponuje většina otočně naklápěcích stolů na trhu.

V další části práce se zaměřuji na několik vybraných základních poloh naklápění otočně naklápěcího stolu a tvarů obrobku. V následujícím návrhu výkonových parametrů stolu z těchto údajů vycházím.

- Jde o polohy naklopení:
- 0° s obrobkem rotačního charakteru
 - -90° s obrobkem rotačního charakteru
 - -90° s obrobkem nerotačního charakteru

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 37
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

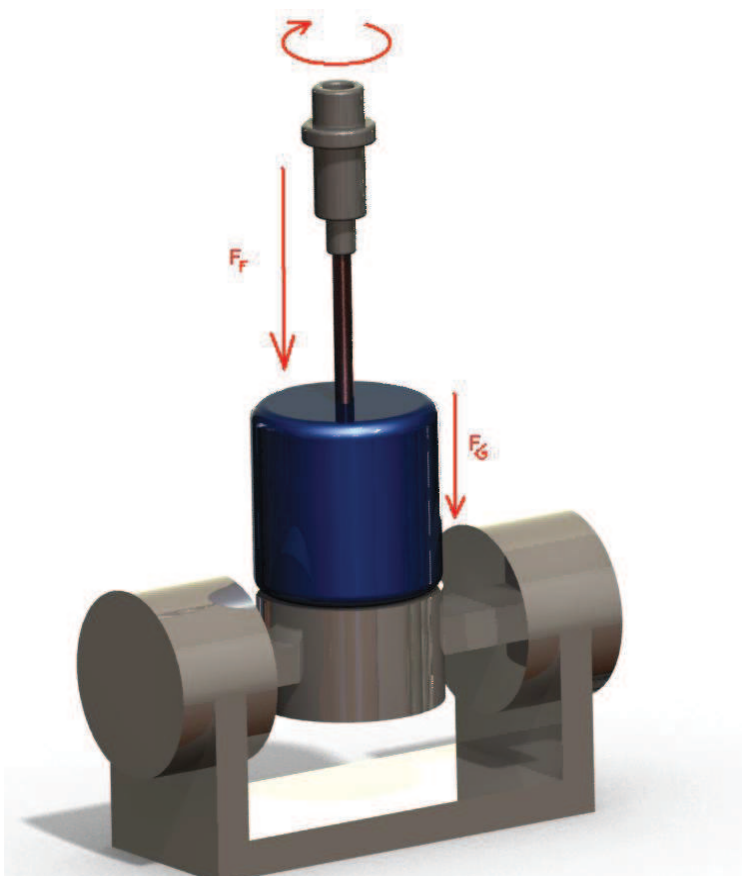
Předpokládám ,že v těchto krajních polohách bude působení vnějších sil na otočně naklápěcí stůl největší a výsledky budou dostačující pro stanovení výkonových parametrů jako je stanovení potřebného momentů motorů pohonu a naklápění ,nebo potřebný moment zpevnění stolu pro dostatečně tuhé zpevnění v nastavené poloze .

4.2.1.1 Poloha naklonění 0°obrobek rotačního charakteru

Jde o základní polohu otočně naklápěcího stolu ve které dochází k výměně obrobku (obr. 27),jeho upnutí a k technologickým operacím vyžadující takové polohování obrobku .

V této poloze působí zatížení od hmotnosti obrobku kolmo na upínací desku stolu ,ve stejném směru působí největší síly od vřetena při technologických operacích jako je čelní frézování,vrtání vyvrtávání a další.

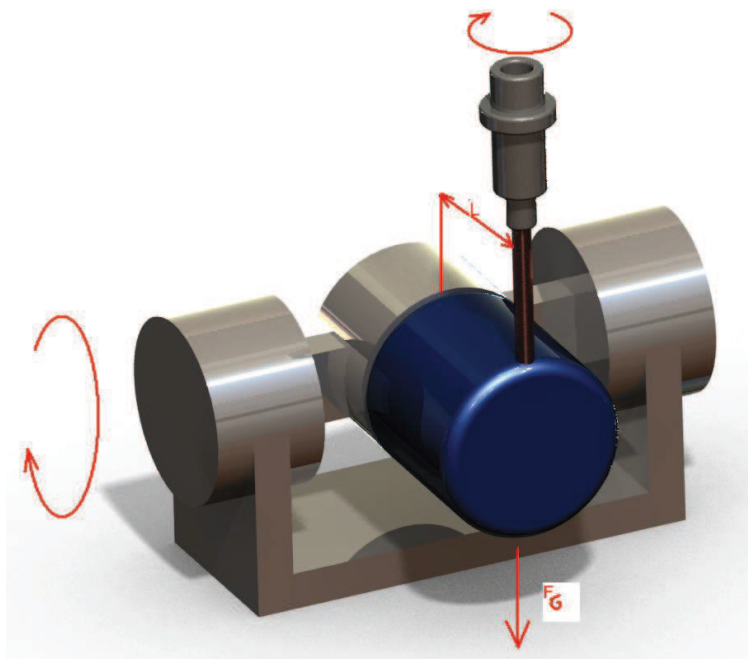
Součet sil hmotnostních f_G obrobku + $f_{f\text{techol}}$ bude rozhodující na dimenzování hlavních ložisek pohonu otáčení ve směru axiálním ,hlavních ložisek pohonu naklápění ve směru radiálním .



Obr.27 Zatížení stolu v poloze naklonění 0°

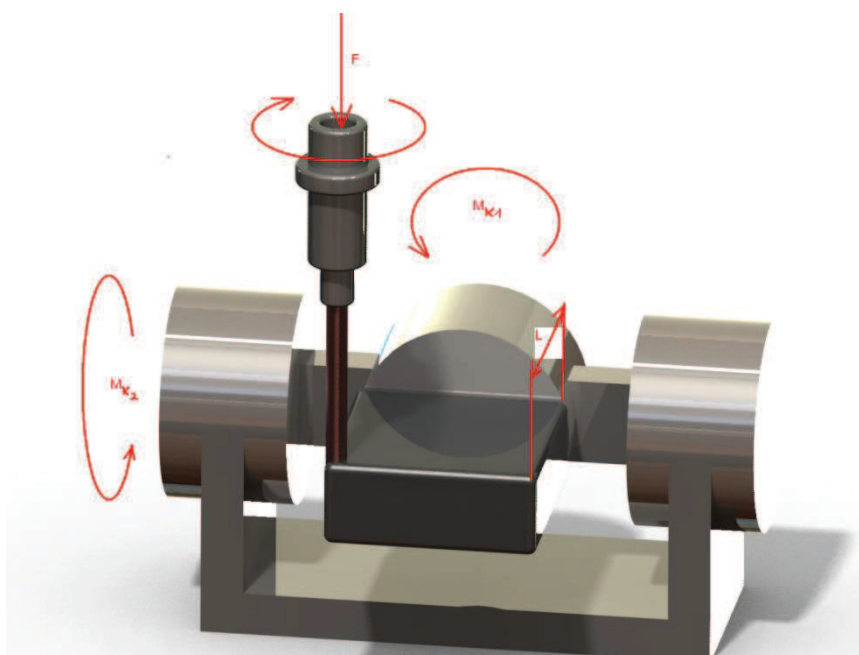
4.2.1.2 Poloha naklonění 90° obrobek rotačního charakteru

Na dimenzování brzdného systému naklápění (obr 28), který má zabezpečit dostatečnou tuhost systému pro přesné obrábění, má v této poloze nevýraznější vliv moment od sil hmotnostních, který působí na vzdálenosti $L/2$ (těžiště obrobku) a momentu od sil technologických působící na vzdálenosti L . V této poloze je dále rozhodující vliv těchto sil na dimenzování hlavního ložiska pohonu otáčení ve směru radiálním.



Obr..28 Zatížení stolu v poloze naklonění 90°

4.2.1.3 Poloha naklonění 90° obrobek nerotačního charakteru



Obr. 29 Zatížení stolu v poloze naklonění 90°

Pro dimenzování brzdného systému otáčení budu dále vycházet z hodnot sil působících podle obrázku 28 a 29. Jde o vliv technologických sil působících na vnějším okraji maximálního průměru(šířky)obrobku.



Obr. 30 Zatížení stolu v poloze naklonění 90°, varianta jednostranného uložení osy A

4.2.2 Předpokládaná maximální technologická síla

V další části práce počítám u vybraného CNC centra s použitím vřetena typu CONTOUR:

Tab.7 parametry zvoleného vřetene CNC centra

Vřeteno	CONTOUR	
Upínací kužel	ISO 40	HSK-A 63
Maximální otáčky	15 000 min ⁻¹	18 000 min ⁻¹
Výkon trvalý/přetížení S6-40%	25/31 kW	25/31 kW
Max.krout.moment /přetížení S6-40%	159/197 Nm	159/197 Nm
Typ převodu	elektrovřeteno	

Vřeteno CNC centra ,které disponuje kroutícím momentem 159Nm a v případě přetížení až 197 Nm bude prostřednictvím nástroje působit na obrobek různými silami v závislosti na typu a průměru nástroje a také bude záležet na poloze naklonění stolu s obrobkem.

Pro předběžný výpočet potřebného výkonu pohonů otáčení a naklápění předpokládám použití frézovacího nástroje s maximálními rozměry 80 mm, který lze u zvoleného CNC centra použít,dále předpokládám obrobek válcového tvaru o rozměrech které odpovídají maximálním rozměrům obrobku.

4.2.2.1 Frézování

Vzhledem k předpokládanému použití stroje jsem zvolil následující parametry:

Materiál : -nelegovaná ocel

- Specifická řezná síla

-Směrnice křivky k_c

$K_c 1.1 \quad 1350 \quad \text{Nmm}^{-2}$

$m_c = 0.21$

Nástroj: vybráno z katalogu firmy Walter

-průměr nástroje

$D_c = 80 \text{ mm}$

-šířka záběru

$a_e = D_c$

-nástroj F4042.B 080 Z 0515

-řezná destička ADKT 1606 PER –F 56

-doporučená řezná rychlost pro $a_e/D_c \quad 1:1$

$v_c = 200 \text{ m/min}$

-posuv na zub

$f_z = 0.25 \text{ mm}$

-úhel nastavení ostří

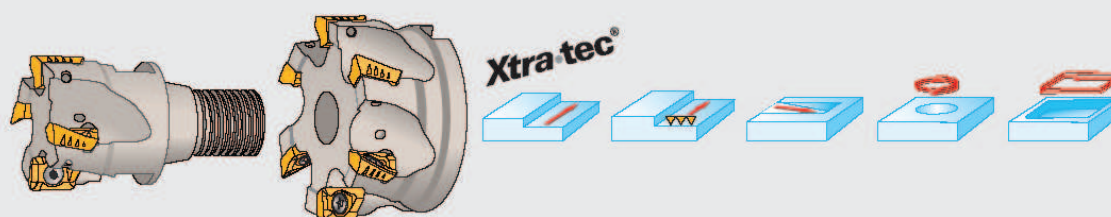
$\kappa = 90^\circ$

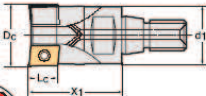
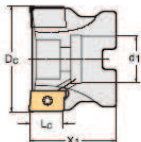
-doporučená hloubka záběru

$a_p = 5 \text{ mm}$

-úhel záběru

$\varphi_s = 180^\circ$



Werkzeug	Bezeichnung	D _C mm	d ₁ /ISO mm	X ₁ mm	L _C mm	Z	 kg	Anz. WSP	Type
 	F 4042.T36.040.Z03.15*	40	36	40	15	3	0,35	3	AD .. 1606 ..
	F 4042.T36.040.Z04.15*	40	36	40	15	4	0,35	4	
	F 4042.T45.050.Z03.15*	50	45	40	15	3	0,5	3	
	F 4042.T45.050.Z05.15*	50	45	40	15	5	0,5	5	
zyl. Bohrung Quermithnahme DIN 138 	F 4042.B.040.Z03.15*	40	16	40	15	3	0,2	3	AD .. 1606 ..
	F 4042.B.040.Z04.15	40	16	40	15	4	0,2	4	
	F 4042.B.050.Z03.15*	50	22	40	15	3	0,3	3	
	F 4042.B.050.Z05.15	50	22	40	15	5	0,3	5	
	F 4042.B.063.Z04.15*	63	22	40	15	4	0,6	4	
	F 4042.B.063.Z06.15	63	22	40	15	6	0,6	6	
	F 4042.B27.063.Z04.15*	63	27	50	15	4	0,7	4	
	F 4042.B27.063.Z06.15	63	27	50	15	6	0,7	6	
	F 4042.B.080.Z05.15*	80	27	50	15	5	1,0	5	
	F 4042.B.080.Z07.15	80	27	50	15	7	1,1	7	

Obr.31 Výběr nástroje z katalogu firmy Walter

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 41
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Střední tloušťka třísky h_m

$$h_m = \frac{[114.7 \times f_z \times \sin k \times (a_s D_c)]}{\varphi_s} \quad (4.1)$$

$$h_m = (114.7 \times 0.25 \times 1 \times 1) / 180$$

$$h_m = 0.159 \text{ mm}$$

specifická řezná síla k_c

$$k_c = \frac{1 - 0.01 \times \gamma_0}{h_m^{m_c}} \times k_c \times 1.1 \quad (4.2)$$

$$\gamma_0 = 0$$

$$k_c = 1 / 0.159^{0.21} \times 1350$$

$$k_c = 1986.3 \text{ Nmm}^{-2}$$

řezná síla F_c

$$F_c = k_c \times a_p \times f_z$$

$$F_c = 1986.3 \times 5 \times 0.25$$

$$F_c = 2482.9 \text{ N}$$

Vypočtená maximální řezná síla jakou může vřeteno působit prostřednictvím nástroje na obrobek je **$F_c = 2482.9 \text{ N}$** . Jestliže bude nástroj o průměru 80 mm nastaven na obrábění při vnějším okraji maximálního průměru obrobku tj. $D_{\text{max obrobku}} = 300 \text{ mm}$ bude působíště technologické síly na ramenu r :

$$r = (D_{\text{max obrobku}} - D_c) / 2$$

$$\text{maximální průměr obrobku } D_{\text{max obrobku}} = 300 \text{ mm} = 0.3 \text{ m}$$

$$\text{maximální průměr nástroje } D_c = 80 \text{ mm} = 0.08 \text{ m}$$

$$r = (0.3 - 0.08) / 2 = 0.11 \text{ m}$$

Reakce od řezné síly budou působit na pohon otáčení, popřípadě na zpevňovací systém momentem M_1

$$M_1 = r \times F_c$$

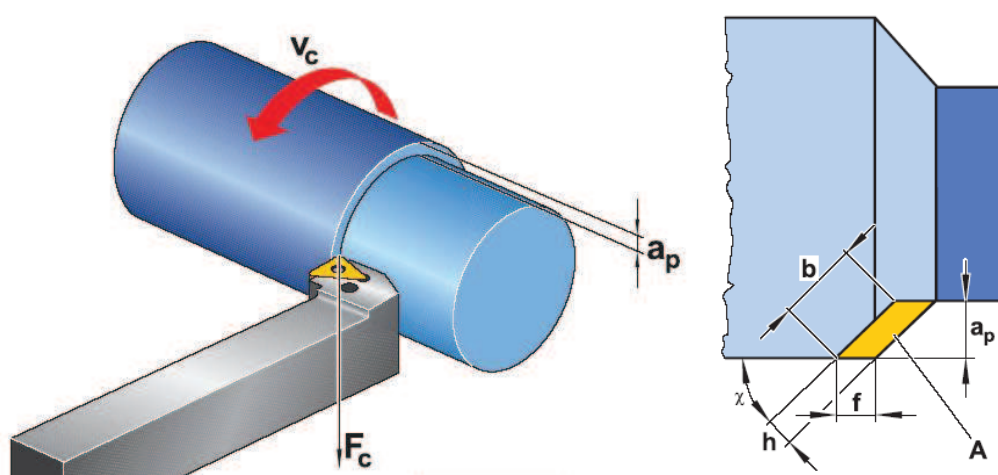
$$M_1 = 273.1 \text{ Nm}$$

Vypočtený moment bude směrodatný při dimenzování pohonu otáčení a zpevňovacího systému.

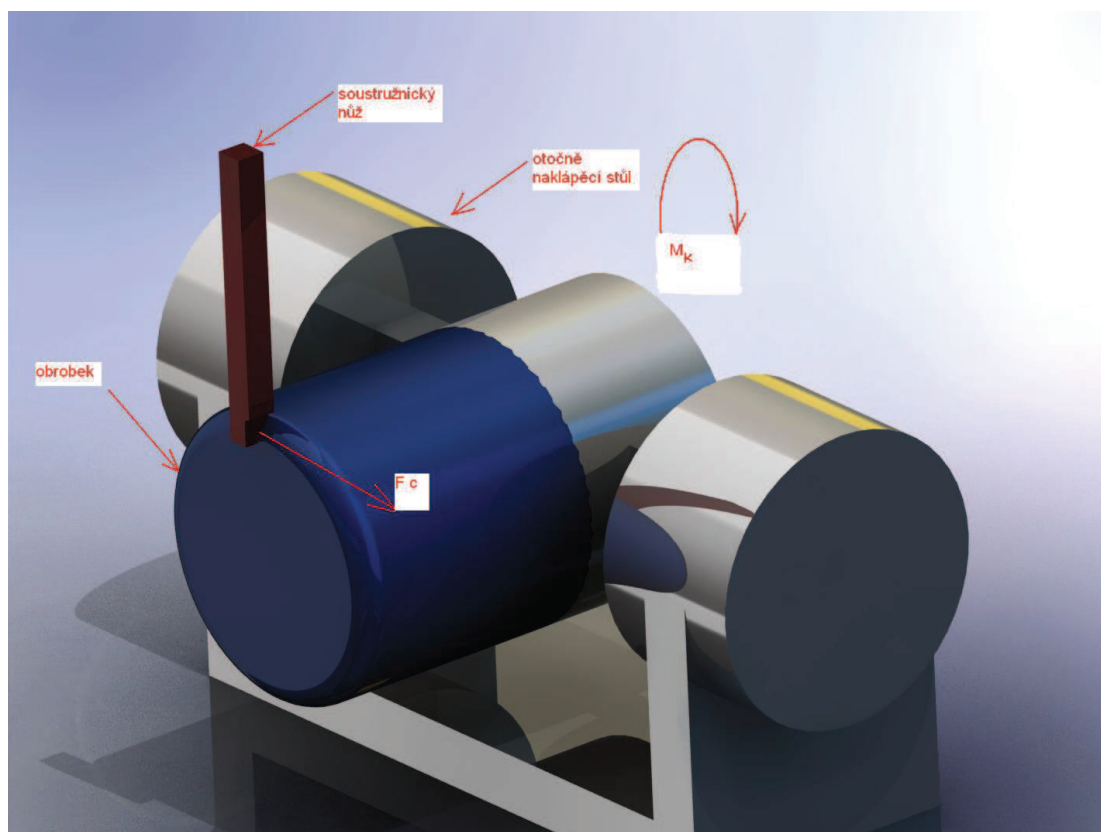
4.2.2.2 Soustružení

Vybavením CNC centra otočně naklápěcím stolem rozšiřuje technologické možnosti centra o možnost čelního soustružení a to tak, že jednotka otáčení otočně naklápěcího stolu může do jisté míry sloužit i jako vřeteno, které otáčí s obrobkem dle zvolených otáček a do vřetene CNC centra je upnut soustružnický nůž jak je naznačeno na obrázku 31.

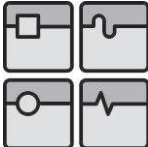
Pro potřeby stanovení potřebného krouticího momentu pohonu jednotky otáčení je nutné stanovit celkovou řeznou sílu F_c která bude působit na maximálním průměru obrobku. (obr 30)



Obr 32 soustružení -síly



Obr. 33 Soustružení

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 43
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Vzhledem k předpokládanému použití stroje jsem zvolil následující parametry:

Materiál obrobku: -běžné nelegované oceli

- $R_m \leq 450$
- HB 125-300
- $K_c 1.1 = 1350 \text{ N mm}^{-2}$
- $m_c = 0.21$

Nástroj: vybrán z katalogu firmy Walter

- typ PCLN R/L 3232 P16
- řezná destička CNMM 120 416 –NR 8
- nástrojový úhel hlavního ostří $\kappa = 95^\circ$

Hodnoty doporučené výrobcem:

- řezná rychlost $v_c = 160 \text{ m min}^{-1}$
- šířka záběru ostří $a_p = 1.8\text{--}8 \text{ mm}$
- posuv na otáčku obrobku $f = 0.5\text{--}0.85$

Plocha jmenovitého průřezu třísky A :

$$A = h \times b = a_p \times f \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.3)$$

$$A = 1.8 \times 0.5 = 0.9 \text{ mm}^2$$

Jmenovitá tloušťka třísky h :

$$h = f \times \sin \kappa \text{ [mm]} \quad (4.4)$$

$$h = 0.5 \times \sin 95^\circ = 0.49 \text{ mm}$$

Celková řezná síla F_c

$$F_c = A \times k_c 1.1 \times h^{-m_c} \text{ [N]} \quad (4.5)$$

$$F_c = 0.9 \times 1350 \times 0.49^{-0.21}$$

$$F_c = 1411.35 \text{ N}$$

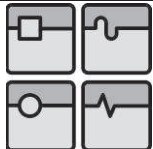
Celková řezná síla působící na maximálním průměru obrobku působí moment proti pohonu, který je směrodatný při návrhu pohonu jednotky otáčení M_{k2} .

$$M_{k1} = F_c \times D_{\text{max obrobku}} / 2$$

$$M_{k1} = 1411.35 \times 0.15 = 211.7 \text{ Nm}$$

Potřebné otáčky:

$$n = \frac{v_c \times 1000}{D_c \times \pi} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (4.6)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 44
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$n = (160 \times 1000) \div (300 \times \pi) = 169.7 \text{ min}^{-1}$$

Požadovaný výkon motoru P_{mot}

$$P_{\text{mot}} = \frac{F_c \times v_c}{60000 \times 2} \quad [\text{kW}] \quad (4.7)$$

$$P_{\text{mot}} = (1411.35 \times 160) \div 60000 \times 2$$

$$P_{\text{mot}} = 1.88 \text{ kW}$$

[5] [29]

4.2.3 Výpočet maximálních sil a momentů

Dle [4.2.1.1] v poloze naklopení 0°

$$F_{1\text{max}} = F_c + m_{\text{max obrobku}} \times g$$

$$F_{1\text{max}} = 2482.9 + 166.5 \times 9.81$$

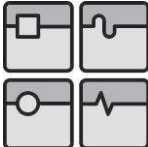
$$F_{1\text{max}} = 4116.26 \text{ N}$$

Hodnota zatížení hlavních ložisek pohonu otáčení (osa C) v axiálním směru bude **$F_{1\text{max}} = 4116.26 \text{ N}$** + hmotnost jednotlivých částí jednotky otáčení a to upínací desky, rotoru motoru, částí brzdného systému atd.

Stejná hodnota zatížení bude působit na hlavní ložiska otáčení ve směru radiálním, jestliže dojde k nastavení polohy naklápění 90°

Hodnota zatížení hlavních ložisek pohonu naklápění (osa A v případě varianty s oboustranným uložením) v radiálním směru bude opět celková hodnota vnějšího zatížení navýšená o celkovou hmotnost jednotky otáčení a o hmotnost nosného rámu jednotky naklápění.

Osa A bude dále zatěžována i ve směru axiálním, v případě obrábění obrobku nerotačního charakteru budou přenášeny do tohoto směru maximální technologické síly **$F_c = 2482.9 \text{ N}$** .

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 45
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Dle[4.2.1.2] v poloze naklopení 90°

$$M_{2\max} = F_c \times L + m_{\max} \text{ obrobku} \times g \times L/2$$

$$M_{2\max} = 2482.9 \times 0.300 + 166.5 \times 9.81 \times 0.300/2$$

$$\mathbf{M_{2\max} = 989.87 \text{ Nm}}$$

Hodnota $M_{2\max} = 989.87 \text{ Nm}$ je směrodatná pro dimenzování pohonu jednotky naklápění a minimální zpevňovací síly kterou musí jednotka naklápění s dostatečnou rezervou disponovat, aby bylo dosaženo dostatečné tuhosti stolu v nastavené poloze.

Dle[4.2.1.3] v poloze naklopení 90°

$$M_{1\max} = F_c \times L / 2$$

$$M_{1\max} = 2482.9 \times 0.300/2$$

$$\mathbf{M_{1\max} = 372.4 \text{ Nm}}$$

Hodnota $M_{1\max} = 372.4 \text{ Nm}$ je výchozí hodnotou pro stanovení minimálního brzdného momentu jednotky otáčení pro potřeby dimenzování zpevňovacího systému a potřebného momentu pohonu jednotky otáčení.

4.2.4 Dynamické poměry

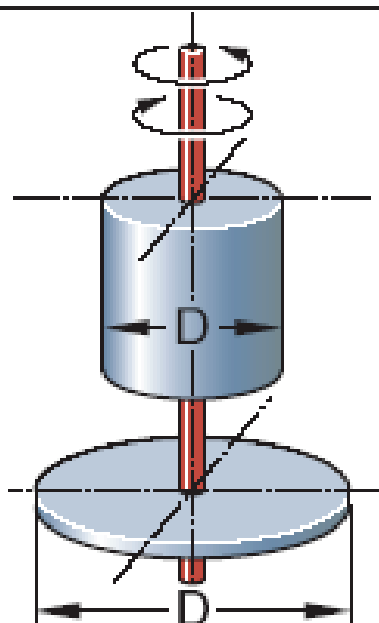
Pro stanovení potřebného kroutícího momentu pohonu jak otáčení tak i naklápění je třeba určit hodnoty momentu setrvačnosti :

- moment setrvačnosti maximálního obrobku J_{obr}
- celkový moment setrvačnosti $J_{\text{cel. C}}$ vztažený k ose C(otáčení)
- celkový moment setrvačnosti $J_{\text{cel. A}}$ vztažený k ose A(naklápění)

4.2.4.1 osa C

Moment setrvačnosti k ose:

$$J = \frac{D^2}{8} \times m \quad [\text{kgm}^2] \quad (4.8)$$



Obr.34 moment setrvačnosti k ose otáčení (C)

Maximální průměr obrobku $D = 300\text{mm} = 0.3\text{m}$

Maximální hmotnost obrobku $m = 166.5\text{kg}$

$$J_{\text{obr}} = D^2 / 8 \times m$$

$$J_{\text{obrC}} = 0.3^2 / 8 \times 166.5$$

$$J_{\text{obrC}} = 1.873 \text{ kgm}^2$$

Pro stanovení celkového momentu setrvačnosti vztaženého k ose otáčení (C) $J_{\text{cel. C}}$ je nutné znát momenty setrvačnosti všech komponentů ,které rotují spolu s obrobkem tj. :

J_{rot} - rotoru motoru

J_D - upínací desky

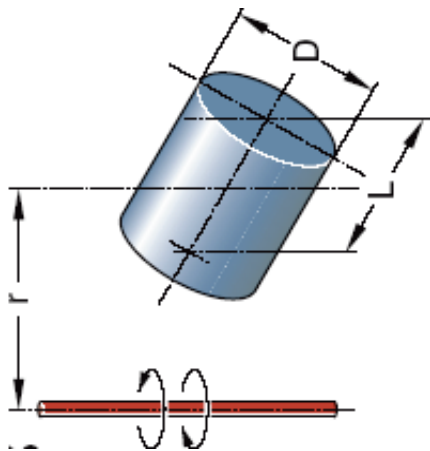
J_H -spojovacích hřídelí

J_{Zp} - zpevňovacího systému

$$J_{\text{cel. C}} = J_{\text{obrC}} + J_{\text{rot}} + J_D + J_H + J_{Zp}$$

Celkový moment setrvačnosti vztažený k ose (C) bude proveden v následujících kapitolách až po předběžném výběru pohonu jednotky otáčení.

4.2.4.2 osa A



Öbr.35 moment setrvačnosti k ose (A)

$$J = \left(\frac{L^2}{12} \times \frac{D^2}{16} + r^2 \right) \times m \quad [\text{kgm}^2] \quad (4.9)$$

V této kapitole je možné stanovit pouze moment setrvačnosti obrobku k ose (A) naklápění, jelikož není možné předem odhadovat hmotnost celé jednotky otáčení a hmotnost nosného rámu jednotky otáčení.

Po provedení předběžného návrhu pohonů otáčení a naklápění bude proveden i výpočet celkového momentu setrvačnosti k ose (A).

Dle [4.1.2 obr.24] předpokládám, že osa naklápění (A) bude z důvodů zmiňovaných v uvedené kapitole procházet rovinou upínací desky otočné části stolu.

To znamená, že rameno r od osy (A) po těžiště obrobku bude polovina maximální výšky obrobku.

Dle [4.1.2] maximální výška obrobku $L = 300\text{mm} = 0.3\text{m}$

$$r = 1/2 L = 150\text{mm} = 0.15\text{m}$$

$$D = 300\text{mm} = 0.3\text{m}$$

Maximální hmotnost obrobku $m = 166.5\text{kg}$

Moment setrvačnosti obrobku k ose (A)

$$J = \left(\frac{L^2}{12} + \frac{L^2}{16} + r^2 \right) \times m \quad [\text{kgm}^2] \quad (4.10)$$

$$J_{\text{obr A}} = (0.3^2/12 + 0.3^2/16 + 0.15^2) \times 166.5$$

$$J_{\text{obr A}} = 5.931 \text{ kgm}^2$$

4.2.4.3 Výpočet potřebného momentu k urychlení hmoty obrobku při polohování

Rychlost polohování

Z katalogových údajů některých výrobců otočně naklápěcích stolů jsem vybral časové údaje za které má dosáhnout otočně naklápěcí stůl požadovanou polohu . Firma Lehmann udává u sestav otočně naklápěcích stolů s nosností otočné části do 100 kg čas za který se má stůl natočit o 90°.

[12]

Tab.8 Rychlost polohování

Polohování/čas [s]	Osa C(otáčení)	Osa A (naklápění)
90°	0.2-1.0	0.92-1.5
180°	0.89-1.6	1.0-2.0

Pro potřeby předběžného výpočtu požadovaného momentu k urychlení hmotnosti obrobku počítám s:

- požadovaným natočením stolu $\varphi_r = 90^\circ - 1/4 \text{ rad}$

- za čas t_r : - osa C 0.8 s

- osa A 1.5 s

ξ_m –požadované úhlové zrychlení motoru [rads^{-2}]

Úhlová dráha při rozjezdu

$$\varphi_r = 1/2 \xi_m \times t_r^2 \quad [\text{rad} \mid \text{rads}^{-2} \mid \text{s}^2] \quad (4.11)$$

$$\xi_m = 2 \varphi_r \times t_r^{-2} \quad [\text{rads}^{-2} \mid \text{rad} \mid \text{s}^2] \quad (4.12)$$

osa C:

$$\xi_{mC} = 2 \times 1/4 \times 0.8^{-2} = 0.781 \text{ rads}^{-2}$$

osa A:

$$\xi_{mA} = 2 \times 1/4 \times 1.5^{-2} = 0.222 \text{ rads}^{-2}$$

Požadovaný moment pro polohování obrobku

$$M_m = J_{obr} \times \xi_m \times 1/\eta_m \quad [\text{Nm} \mid \text{kgm}^2 \mid \text{rads}^{-2} \mid -] \quad (4.13)$$

$$\eta_m = 0.9$$

osa C

$$J_{obrC} = 1.873 \text{ kgm}^2$$

$$M_{mC} = 1.873 \times 0.781 \times 1.11 = \mathbf{1.62 \text{ Nm}}$$

Osa A

$$J_{obrA} = 5.931 \text{ kgm}^2$$

$$M_{mA} = 5.931 \times 0.222 \times 1.11 = \mathbf{1.46 \text{ Nm}}$$

4.2.4.4 Výpočet potřebného momentu k urychlení hmoty obrobku při soustružení

Požadované otáčky při soustružení dle[4.2.2.2]

$$n = 170 \text{ min}^{-1} = 2.83 \text{ s}^{-1}$$

požadovaný čas rozběhu volím $t_r = 2 \text{ s}$

účinnost - $\eta_m = 0.9$

$$J_{\text{obrC}} = 1.873 \text{ kgm}^2$$

ξ_m – požadované úhlové zrychlení motoru $[\text{rads}^{-2}]$

$$\xi_m = 2\pi n / t_r \quad [\text{rads}^{-2} | \text{s}^{-1} | \text{s}]$$

$$\xi_m = 2\pi \cdot 2.83 / 2 = 8.89 \text{ rads}^{-2}$$

Požadovaný moment motoru

$$M_m = J_{\text{obr}} \times \xi_m \times 1 / \eta_m \quad [\text{Nm} | \text{kgm}^2 | \text{rads}^{-2} | -] \quad (4.14)$$

$$M_m = 1.873 \times 8.89 \times 1 / 0.9$$

$$\mathbf{M_m = 18.5 \text{ Nm}}$$

4.3 Shrnutí požadovaných momentů pohonů osy A,C

Tab.9 Souhrn požadovaných momentů pohonů osy A,C

Zatížení	Osa A[Nm]	Osa C[Nm]
Frézování ,poloha 0°		273.1
Frézování, poloha 90°		372.4
Čelní soustružení ,poloha 90°		211.7
Frézování +max. hmotnost obrobku, poloha 90°	989.87	
Polohování max. hmotnosti obrobku	1.46	1.62
Roztočení obrobku na pož.otáčky za čas 2s při soustružení		18.5
Maximum celkem	991.33	374.02

Z tabulky 9 vyplývá požadovaná hodnota minimálního kroutícího momentu motorů jednotek naklápění a otáčení :

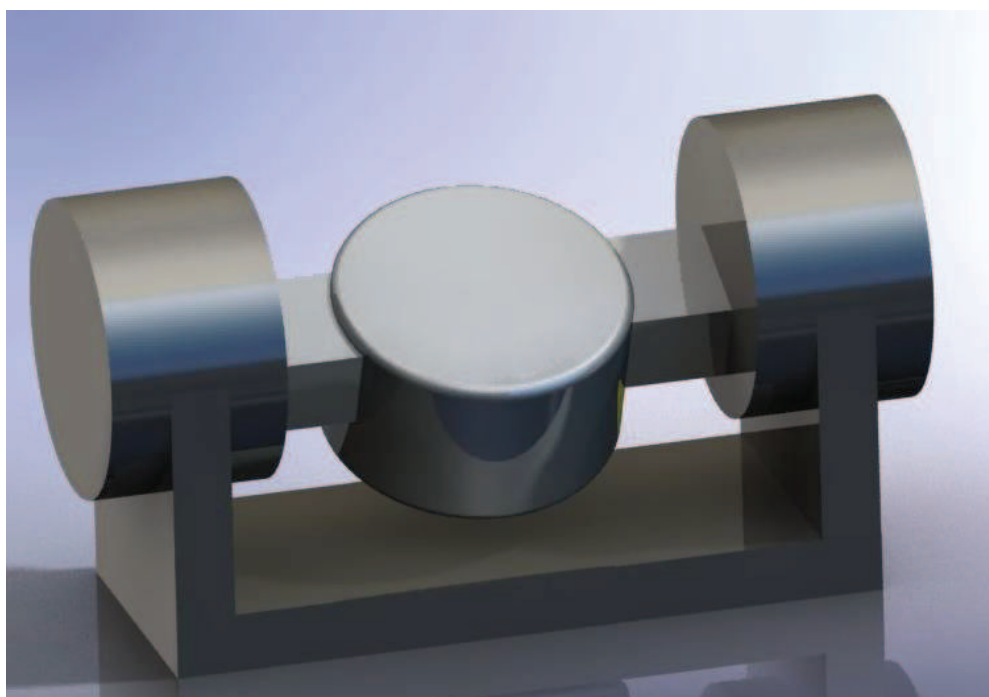
-pohon jednotky naklápění 991.33Nm

-pohon jednotky otáčení 374.02 Nm

5 Výběr varianty otočně naklápěcího stolu

5.1 Oboustranné uložení osy „A“, oboustranné pohony, identické jednotky otáčení a naklápění

Tato varianta vychází z jednotky, která je s výjimkou upínací desky identická jak pro otáčení tak pro naklápění, kde jsou použity dvě jednotky. Pohony tvoří stejné momentové motory, uložení hlavního ložiska i další komponenty jsou stejné (obr.34).



Obr.36 koncepce s identickými jednotkami

Jednotka otáčení má upínací desku pro upnutí obrobku s podélným „T“ drážkováním. Jednotky určené pro naklápění mají namísto upínací desky pro obrobek kruhovou desku uzpůsobenou pro montáž nosného rámu osy „A“.

Výhody:-použití stejných komponentů zlevňuje výrobu stroje

- snadnější řízení motorů stejných parametrů
- stejně požadavky na chlazení motorů
- nosná konstrukce osy naklápění je díky oboustrannému pohonu méně namáhaná na zkroucení

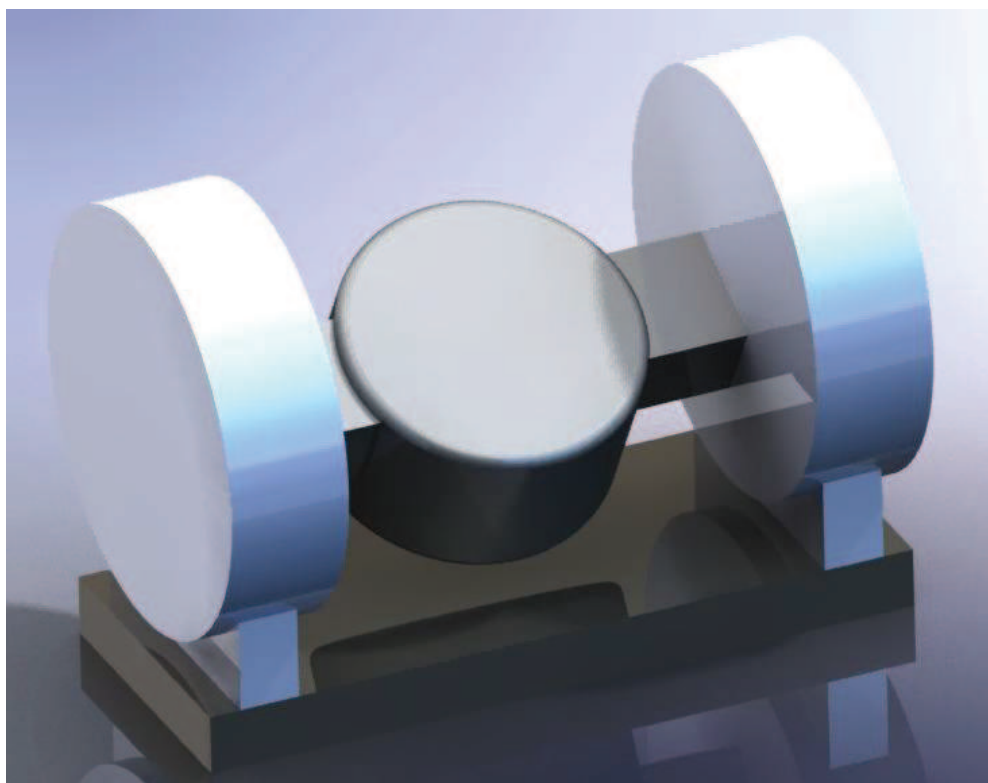
Nevýhody:- možné omezení výkonových parametrů plynoucí z použití stejných motorů. Požadovaná hodnota krouticího momentu pro pohon naklápění může být větší než jaké lze docílit s použitím dvou pohonů stejných jako otáčení.

- středně velké nároky na zástavbový prostor

5.2 Oboustranné uložení osy „A“, oboustranné pohony, různé typy pohonu pro otáčení a naklápění

Otočně naklápěcí stůl této varianty je vybaven v ose naklápění dvěma stranovými momentovými motory a jedním motorem pro jednotku otáčení.

Velikost pohonů otáčení a naklápění je různá (obr 35). Jsou použity velikosti motorů odpovídající požadavkům na krouticí moment jednotlivých os. Vzhledem k potřebě vysokého krouticího momentu osy naklápění jsou pohony naklápění značně větší.



Obr.37 varianta s různě velkými pohony

Výhody: - pro jednotlivé pohony lze navrhnout optimální velikost motoru dle vypočtených požadavků

- nosná konstrukce osy naklápění je díky oboustrannému pohonu méně namáhaná na zkroucení

Nevýhody: - větší zástavbový prostor

- rozdílné řízení motoru,

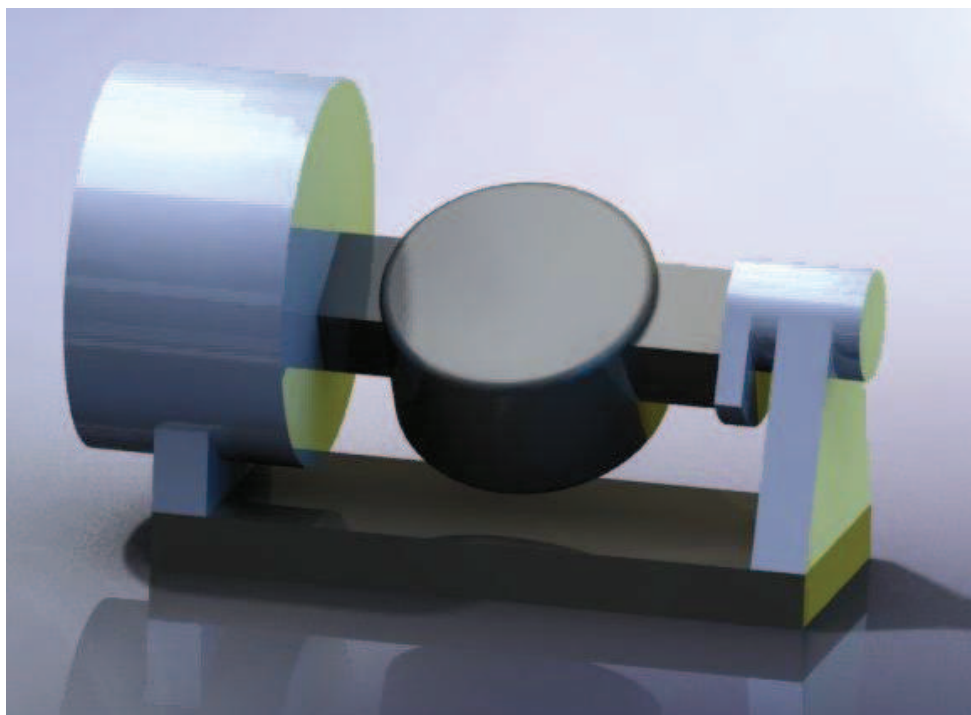
- různé požadavky na chlazení motoru

- větší počet různých komponentů prodražuje stavbu stroje

5.3 Oboustranné uložení osy „A“ ,jednostranný pohon

Otočně naklápěcí stůl je v ose naklápění poháněn jedním momentovým motorem na jedné straně, osa „A“ je na druhé straně osy uložen v ložiskovém pouzdru podpěry. Jednotka otáčení je stejná jako u předchozích variant.

Varianta s jednostranným pohonem osy naklápění umožňuje použít optimálně výkonný motor s dostatečným kroutícím momentem ,řízení jednoho motoru na ose je efektivnější, přesto zástavbový prostor pro celý otočně naklápěcí stůl se nijak nezmenší. Je to dáno tím, že protilehlá strana pohonu naklápění musí být také dostatečně robustní, aby bylo dosaženo optimální tuhosti celého stroje. Nosný rám osy naklápění (A) musí být na rozdíl od předchozích variant také robustnější ,jelikož bude značně namáhán na zkroucení (obr.36).



Obr.38 koncepce s jednostranným pohonem

Výhody: -snadnější řízení pohonu naklápění

- lze volit optimální velikost motorů
- míň komponentů představuje menší poruchovost
- optimální podmínky chlazení lze lépe nastavit pro dva motory než pro tři, jak tomu může být u předchozích variant

Nevýhody: -velký zástavbový prostor

- větší požadavky na tuhost nosného rámu osy naklápění (A)
- větší nároky na zpevňovací systém jednotky naklápění

5.4 Jednostranné uložení a pohon osy „A“

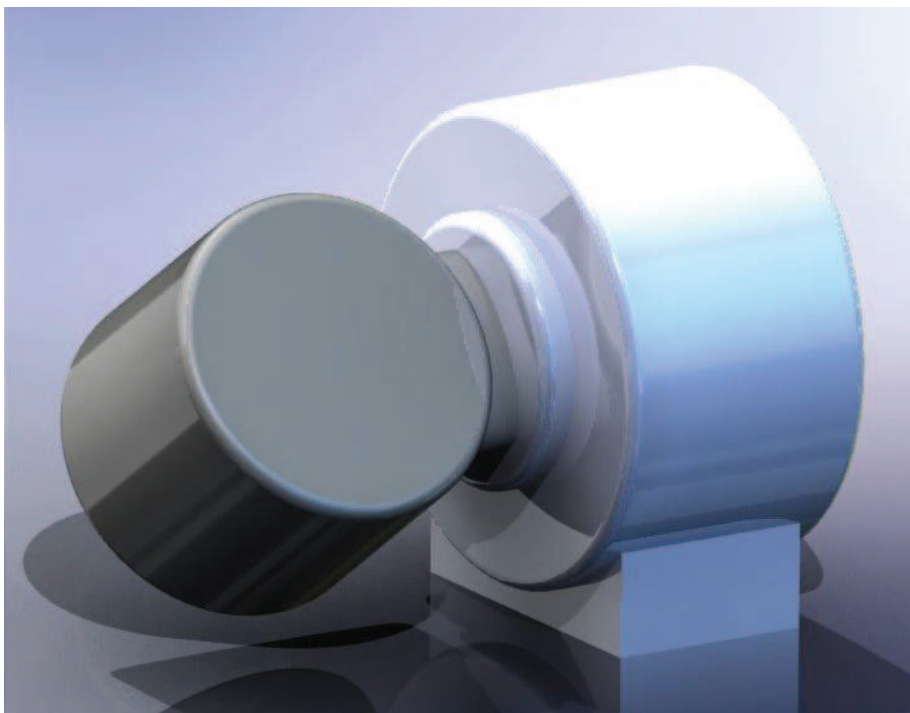
Varianta jednostranného uložení a pohonu osy „A“ (obr.37) přináší snížení požadavku na velikost zástavbového prostoru pro otočně naklápěcí stůl zejména ve směru osy „X“.

Na druhou stranu vyžaduje mnohem robustnější provedení celé jednotky naklápění ,neboť na uložení osy „A“ budou technologické síly a síly od hmotnosti obrobku působit klopným momentem.

Jednotka naklápění může být osazena „libovolně“ širokým motorem ,ve směru osy „X“ je dostatečný prostor.

Větší nároky budou kladeny na podstavu celého otočně naklápěcího stolu, kterou je upevněn pomocí šroubových spojů na stůl CNC centra .

Použití pouze dvou motorů může přinést výhody zmíněné u předchozí varianty, méně složitý systém je méně poruchový, rozhodující je i pořizovací cena momentových motorů.



Obr.39 jednostranné uložení a pohon osy naklápění (A)

Výhody:-menší nároky na zástavbový prostor

-kompaktnější konstrukce nevyžadující složitý rám

-použití jednoho motoru pro pohon naklápění a jeden pro otáčení

-možnost použití širšího a tím výkonnějšího motoru pro jednotku naklápění

díky výrazně většího prostoru ve směru osy „X“

-větší prostor pro technologické operace

Nevýhody:-vysoké nároky na uložení osy naklápění vzhledem k výrazně vyššímu zatížení než u předchozích variant

-vyšší nároky na konstrukci spodní stavby otočně naklápěcího stolu a skříně jednotek

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 54
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.5 Multikriteriální metoda hodnocení navrhovaných variant

5.5.1 Popis metody

Při výběru nového zařízení, výrobku či obecně technického objektu, stojíme často před otázkou, který zvolit ze široké nabídky trhu a následně zda jsme zvolili správně. K tomuto problému můžeme přistupovat buď subjektivně (nadřazená restrikce naznačí, „kdo by měl vyhrát“ po vyhlášení hospodářské soutěže a ukončení výběru dodavatele) nebo si necháme zpracovat expertní posudky od nezávislých odborníků. Ovšem jako seriózní se jeví skutečnost, že užijeme systematických a racionálních metod práce využívající objektivizující matematický aparát. V našem případě využijeme poslední možnost, kdy za využití metod systémového přístupu můžeme paralelně srovnávat například několik nabídkových projektů na dodávku výrobku (stroje, zařízení apod.), nebo provádět **výběr z množství několika variantních řešení (například projekty)**.

Cílem hodnocení například nabídkových projektů je souhrnně vyjádřit **technicko-ekonomickou** (dále je TE) úroveň jednotlivých návrhů a určit pořadí jejich **výhodnosti**. Porovnání TE úrovně technických objektů (nejen výrobků ale i technologických procesů, racionalizačních návrhů hodnotové analýzy ap.). Je obtížné proto, že TE úroveň je popisována soustavou TR parametrů, o různých jednotkách. Problém přímé nesčitatelnosti hodnot parametrů se musí řešit různými způsoby agregace těchto hodnot tak, aby bylo možné vyjádřit TE úroveň **jedinou hodnotou**. K tomuto účelu bylo vypracováno několik postupů, souhrnně označovaných jako **metody multikriteriálního hodnocení** [2].

Každý předkládaný projekt má obvykle dvě stránky:

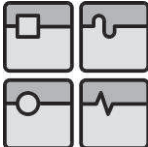
- **Technickou**, která vyjadřuje **funkční vlastnosti** projektu a její úroveň je definována stupněm plnění všech funkcí projektu $\sum^{\circ} F_j$.
- **Ekonomickou**, která vyjadřuje náklady na zabezpečení těchto funkcí. **N**

Zatímco náklady **A** lze poměrně snadno zjistit, neboť jednotlivé nákladové položky mají stejné jednotky a jsou tedy sčitatelné, stupeň plnění funkcí je třeba určit právě pomocí některé metody multikriteriálního hodnocení. Pak teprve lze určit poměrnou efektivní hodnotu (PEH) každého projektu a podle klesající hodnoty PEH projekty seřadit.

$$PEH = \sum^{\circ} F_j / A$$

Nejužívanější metody multikriteriálního hodnocení jsou:

- bážická bodovací metoda
- metoda pořadí
- metoda PATTERN

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 55
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.5.2. BAZICKÁ BODOVACÍ METODA [5.5]

Protože se obvykle předkládané varianty posuzují na základě většího počtu různých kritérií, patří tato metoda mezi **metody multikriteriálního hodnocení**. Hodnocená hlediska jsou vyčíslitelná a to významně zjednodušuje proces hodnocení. Použitím **bazické bodovací metody** se porovnává hodnocená varianta se vzorovým řešením – vzorovým etalonem – bází.

Hodnocení konkrétní varianty probíhá jak po stránce **technické** (označení τ), tak i po **ekonomické** (označení ε). Technická i ekonomická hodnota varianty se posléze umísťuje do roviny **hodnotícího** diagramu ($\varepsilon = f(\tau)$), kde je její výhodnost patrná ze vztahu k jiným, rovněž zaneseným variantám.

Stručnou podstatu metody a postup při aplikaci lze uvést v následujících bodech:

- nejprve je třeba provést **reprezentativní výběr parametrů (vlastností)**. Je třeba vyloučit vzájemně závislé parametry. Jejich počet by měl být omezen na podstatné a spolehlivě zjistitelné.
- stanoví se bodovací stupnice, která hodnotí buď kvalitativní nebo kvantitativní hodnoty parametrů.
- určí se významnost (váha) parametrů.
- provede se hodnocení

5.5.3 Technická hodnota τ

A) Při identifikaci varianty se hodí celá řada **faktorů, parametrů a vlastností**, které označíme jako $T_1, T_2, \dots, T_n$, tj. **$T(1, \dots, n)$**

kde : n = maximální počet faktorů, parametrů, vlastností

n = obvykle (1-100)

B) **Hodnotu** každého faktoru, parametru a technické vlastnosti vyjádříme pomocí třídníku $t_1, t_2, \dots, t_j$ se stanovenou (zvolenou) stupnicí, tj. : **$t(1, \dots, j)$**

kde: t_1 = maximální hodnota faktoru, parametru, vlastnosti

t_j = maximální hodnota

s kvantifikací a se slovním hodnocením : $t_1 = 0$ = nevyhovující (min)

$t_2 = 1$ = velmi slabé

$t_3 = 2$ = vyhovující

$t_4 = 3$ = dobré

$t_5 = 4$ = velmi dobré

$t_6 = 5$ = výborné (tj. vzorové, ideální, 100%)

(max)

Doporučený rozsah stupnice třídníku: $t(1, 6)$ nebo $t(1, 10)$ atd.

I když je hodnocení faktorů subjektivní je však podloženo objektivně zjistitelnými parametry a vlastnostmi.

C) Hodnocený faktor, parametr, vlastnost lze vyjádřit i procentuálně: $p_T = 100/t_j$ [%]

D) Význam (váhu) jednotlivých faktorů, parametrů, vlastností pak dle **důležitosti** rozlišíme koeficienty g_n (≤ 1), tedy : $0 < g_n \leq 1$

E) Technický stav hodnocené varianty dle a různých hledisek je pak :

$$(\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_j, \dots, \tau_n) = (g_1 \cdot t_1, g_2 \cdot t_2, \dots, g_j \cdot t_j, \dots, g_n \cdot t_n)$$

F) Konečná technická hodnota varianty je pak vyjádřena:

$$\tau = \frac{\sum_{j=1}^n (g_j \cdot t_j)}{\sum_{j=1}^n g_j \cdot t_{\max}} = \frac{g_1 \cdot t_1 + g_2 \cdot t_2 + \dots + g_n \cdot t_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot t_j} \leq 1 \quad (5.1)$$

kde : g_j = koeficient rozlišující významnost hodnocených faktorů, parametrů, vlastností

t_j = hodnota i-tého faktoru, parametru, vlastnosti

n = počet hodnocených faktorů, parametrů, vlastností

V procentuálním vyjádření : $\tau \leq 100$ %

Konečná technická hodnota (např. zcela nového, továrně vyrobeného produktu) činí : $\tau = 100$ %

[4]

5.5.4 Aplikace metody

Varianta 1

Oboustranné uložení osy „A“, oboustranné pohony, identické jednotky otáčení a naklápění

Tab 10 Hodnocení varianty 1

n	Vlastnost	Ozn.	t_j	g_n	p_T	t_n
1	Jednoduchost konstrukce	T1	2	0,9	50	1.8
2	Optimální výkon	T2	3	0,8	33.3	2.4
3	Výrobní náročnost	T3	3	0,6	33.3	1.8
4	Nároky na zástavbový prostor	T4	3	0,5	33.3	1.5
5	Nároky na nosný rám	T5	4	0,4	25	1.6

Hodnocení: $\tau=0.56$

Varianta 2

Oboustranné uložení osy „A“, oboustranné pohony, různé typy pohonu pro otáčení a naklápění

Tab 11 Hodnocení varianty 2

n	Vlastnost	Ozn.	t_j	g_n	p_T	t_n
1	Jednoduchost konstrukce	T1	2	0,9	50	1.8
2	Optimální výkon	T2	3	0,7	33.3	2.1
3	Výrobní náročnost	T3	4	0,7	25	2.8
4	Nároky na zástavbový prostor	T4	2	0,5	50	1
5	Nároky na nosný rám	T5	2	0,8	50	1.6

Hodnocení: $\tau=0.58$

Varianta 3

Oboustranné uložení osy „A“, jednostranný pohon

Tab 12 Hodnocení varianty 3

n	Vlastnost	Ozn.	t_j	g_n	p_T	t_n
1	Jednoduchost konstrukce	T1	3	0,9	33.3	2.7
2	Optimální výkon	T2	3	0,7	33.3	2.1
3	Výrobní náročnost	T3	4	0,7	25	2.8
4	Nároky na zástavbový prostor	T4	3	0,5	33.3	1.5
5	Nároky na nosný rám	T5	2	0,8	50	1.6

Hodnocení: $\tau=0.66$

Varianta 4

Jednostranné uložení a pohon osy „A“

Tab 13 Hodnocení varianty 4

n	Vlastnost	Ozn.	t_j	g_n	p_T	t_n
1	Jednoduchost konstrukce	T1	4	0,9	25	3.6
2	Optimální výkon	T2	4	0,7	25	2.8
3	Výrobní náročnost	T3	4	0,7	25	2.8
4	Nároky na zástavbový prostor	T4	3	0,5	33.3	1.5
5	Nároky na nosný rám	T5	4	0,8	25	3.2

Hodnocení: $\tau=0.86$

Konečná technická hodnota variant τ :

Tab. 14 Konečná technická hodnota variant

var.	τ
1	0.56
2	0.58
3	0.66
4	0.86

Závěr:

Varianta 4 má nejvyšší hodnocení a tedy je vybrána jako optimální.

6 Výběr motoru pohonů otáčení a naklápění.

6.1 Výběrová kritéria

Hlavní aspekty při výběru motoru pro pohon jednotek otáčení a naklápění jsou:

- rozměry motoru
- velikost kontinuálního kroutícího momentu
- velikost špičkového momentu
- momentová charakteristika

6.1.1 Vnější rozměry motoru

Vnější rozměry motoru slouží jako zevrubné výběrové kritérium pro pohon jednotky otáčení, předpokládaný maximální rozměr obrobku [dle 4.1.2] je dán rozměr upínací desky na 300mm. Optimální vnější průměr momentového motoru pro jednotku otáčení je **mezi 200 až 250mm**.

Pro výběr motoru jednotky naklápění vnější rozměry limitující nejsou.

6.1.2 Parametry kroutícího momentu motoru

S rostoucím průměrem momentových motorů rostou hodnoty jejich výkonu a točivého momentu. Minimalizování vnějších rozměrů je na úkor výkonovým parametrům.

Pomocným rozměrovým kritériem bude délka statoru, která má také vliv na celkové rozměry vlastních jednotek a tím celého stolu.

Ve výběru motoru vycházím z nabídky tří nejznámějších výrobců momentových motorů :

Etel -



Bosh Rexrot-



Siemens -



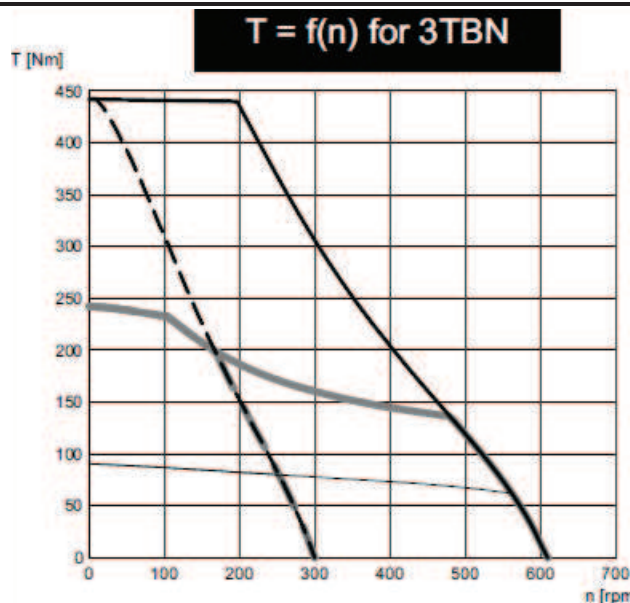
6.1.3 Výběr motoru pro jednotku otáčení

Všechny uvedené firmy nabízí ve svém sortimentu momentových motorů typy, které odpovídají zevrubnému kritériu vnějších rozměrů od 200 do 205 mm, shodně uvádějí ve svých typových řadách typ s největším průměrem statoru **230 mm**.

Tab.15 Porovnání technických parametrů momentových motorů

Výrobce	Typová řada	typ	Délka statoru [mm]	Kontinuální moment[Nm]	Špičkový moment[Nm]
Etel	TMB 0210	030	70	67.3	127
		050	90	118	218
		070	110	167	309
		100	140	244	445
		150	190	368	672
Siemens	1FW6090	0.B05	90	119	179
		0.B07	110	166	251
		0.B10	140	238	358
		0.B15	190	357	537
Bosh Rexrot	MST 210	A	75	50	100
		C	120	120	250
		D	150	150	300
		E	195	240	500

V tabulce 10 jsou srovnány parametry kroutících momentů momentových motorů, které mají vnější průměr statoru 230 mm. Z tabulky vybírám motor od společnosti **ETEL TMB0210-100**, protože má uvedeny nejvýhodnější hodnoty kroutícího momentu při celkově přijatelné délce statoru 140 mm.



obr.40 momentová charakteristika

- špičkový moment
- - (600 VDC)
- - - - (300 VDC)
- Kontinuální moment (s vodním chlazením)
- - (600 VDC)
- - - - (300 VDC)
- Kontinuální moment (se vzduchovým chlazením)
- - (600 VDC)
- - - - (300 VDC)

Hmotnost statoru	13.4 kg
Hmotnost rotoru	5.01 kg
Moment setrvačnosti rotoru	0.029 kgm ²
Kroutící moment motoru:	
	-kontinuální 244Nm
	-špičkový 445 Nm
Požadovaný moment otáčení :	- 372.4 Nm

Vzhledem k vypočteným hodnotám zatížení, které byly počítány s krajním až extrémním zatížením je hodnota krouticího momentu navrhovaného motoru dostačující, když počítám s hodnotou špičkového momentu, kterým nelze motor dlouhodobě přetěžovat.

[6], [8], [9]

6.1.4 Výběr motoru pro jednotku naklápění

Jednotka naklápění může být osazena momentovým motorem o větším průměru než je použit u jednotky otáčení, rozhodující je výhodný poměr kroutícího momentu /rozměry(průměr statoru), dále délka statoru může být volena větší díky většímu zástavbovému prostoru.

Při výběru typu motoru vycházím z požadovaného kroutícího momentu motoru pro naklápění (osa A) dle[4.3]

- 989.87 Nm

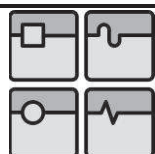
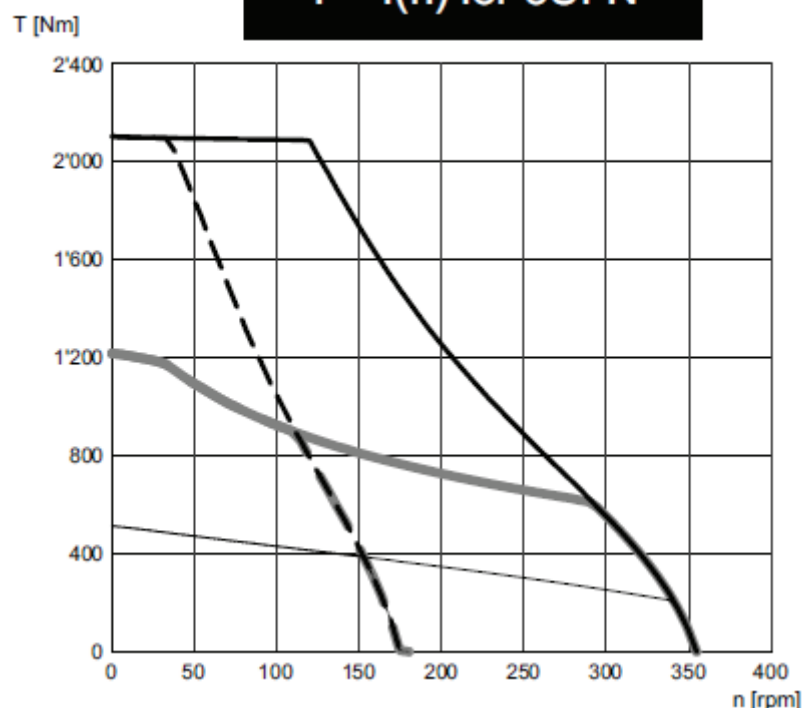
Tab.16 Porovnání technických parametrů momentových motorů

Výrobce	Typová řada	Průměr statoru [mm]	typ	Délka statoru [mm]	Kontinuální Moment [Nm]	Špičkový Moment [Nm]
Etel	TMB 0360	385	030	90	230	424
			050	110	393	707
			070	130	554	990
			100	160	800	1410
			150	210	1210	2120
Siemens	1FW6160	440				
			0.B05	110	467	716
			0.B07	130	653	1000
			0.B10	160	933	1430
			0.B15	210	1400	2150
Bosh Rexrot	MST 210	382				
			B	120	375	900
			D	150	525	1150
			E	210	875	1900

Pro pohon jednotky naklápění vybírám motor: **ETEL TMB 0360-150**

Požadovaný moment motoru: 989.87 Nm

Kontinuální moment:	1210Nm
Špičkový moment:	2120Nm
Průměr statoru:	385 mm
Délka statoru:	210mm
Hmotnost rotoru:	15.3kg
Hmotnost statoru	54.4kg
Moment setrvačnosti rotoru:	0.32kgm ²

 **$T = f(n)$ for 3UFN**

obr.41 momentová charakteristika motoru TMB 0360-150

špičkový moment

- - (600 VDC)
- - - (300 VDC)

Kontinuální moment (s vodním chlazením)

- (600 VDC)
- - - (300 VDC)

Kontinuální moment (se vzduchovým chlazením)

- (600 VDC)
- - - (300 VDC)

Vybraný motor splňuje požadavky na kroutící moment jednotky naklápění.

[6], [8], [9]

7. Návrh jednotek otáčení a naklápění

7.1. Souhrn maximálních sil působících na hlavní ložiska

Hlavní ložiska budou zatížena kromě sil technologických a hmotností maximálního obrobku ještě v ose :

C

-hmotnost rotoru $5.01 \text{ kg} \times g = 49.15 \text{ N}$

-odhadovaná hmotnost dalších komponent jednotky otáčení rotujících spolu s rotorem(spojovací hřídele ložiska zpevňovací systém,šrouby,atd.)

$10 \text{ kg} \times g = 98.1 \text{ N}$

A

-odhadovaná hmotnost celé jednotky otáčení

$\leq 100 \text{ kg} \times g \leq 981 \text{ N}$

[dle 4.2.3]

Tab. 17 Souhrn maximálních sil působících na hlavní ložiska

Zatížení od	Osa A[N]		Osa C[N]	
	radiální	axiální	radiální	axiální
hmotnosti obrobku +technol. sil	4 116.26	2482.9	4 116.26	4 116.26
hmotnosti jednoho rotoru			49.15	49.15
Hmotnosti komponent rotujících v jednotce s rotorem			98.1	98.1
Zatížení od hmotnosti celé jednotky	981			
celkem	5 097.26	2 482.9	4 263.51	4 263.51

7.2 Návrh jednotky otáčení

7.2.1 Výběr typu hlavní ložiska jednotky otáčení

Hlavní ložisko jednotky otáčení bude zatěžováno stejnou silou ve směru axiálním i radiálním.Je to dáno tím,že Maximálně zatížená jednotka otáčení může být v provozu plynule naklápěna v rozsahu naklápění kolem osy A od -90° do $+90^\circ$. Tím bude zátěž na jednotku otáčení plynule přecházet ze směru axiálního do radiálního a naopak.

Jedním z možných řešení je použití speciálních kombinovaných radiálně axiálních ložisek, které jsou primárně konstruovány pro použití v otočně naklápěcích stolech. Pro hlavní ložisko vybírám válečkové, kombinované axiálně radiální ložisko s vestavěnými enkodéry od italské firmy UNITEC konkrétně typ RTB 180 AMS (obr.35) .

Použitím tohoto ložiska díky vestavěným enkodérům značně zjednodušuje konstrukci otočně naklápěcího stolu ,odpadá problém umístění měřící senzorky.

Vybrané parametry ložiska jsou znázorněny v tabulce 6 .



Obr .42 Kombinované ložisko s enkodéry

Parametry ložiska:

Tab 18 Parametry ložiska

Radiální únosnost dynamická (kN)	88.5
Statická (kN)	274.2
Axiální únosnost dynamická (kN)	125.7
Statická (kN)	826.4
Mazání	Tlakový olej(tuk)
Maximální házení (axiální,radiální) (μm)	4

7.2.2 Výpočet trvanlivosti navrženého hlavního ložiska

Hodinová trvanlivost ložiska - L_{h10}

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \times \left(\frac{10^6}{60} \times n_m\right) \quad [\text{hod}] \quad (7.1)$$

C-dynamická únosnost ložiska

[N]

P-ekvivalentní dynamické zatížení

[N]

p- mocnitel pro válečkové ložisko

$p=10/3$

n_m -střední otáčky ložiska

$[\text{min}^{-1}]$

$n_m = 300 \text{ min}^{-1}$

Ekvivalentní dynamické zatížení P

$P=X \times F_R + Y \times F_A$

[N]

(7.2)

X-radiální koeficient =1

Y-axiální koeficient =1

F_R -radiální síla

[N]

F_A -axiální síla

[N]

Pro válečkové ložisko přenášející pouze radiální síly je ekvivalentní zatížení dáno :

$P=X \times F_R=1 \times F_R= F_R$

Axiální část ložiska počítám podobně:

$P=Y \times F_A=1 \times F_A= F_A$

[dle 6.1.1]

Radiální zatížení je větší u osy A , proto $P=F_R=5\,097.26 \text{ N}$

Axiální zatížení je větší u osy C , $P=F_A=4\,263.51 \text{ N}$

Radiální část kombinovaného ložiska

$C=88\,500 \text{ N}$

$$L_{h10} = (88\,500/5\,097.26)^{10/3} \times (10^6/60 \times 300) \quad [\text{hod}]$$

$$L_{h10} = 4.1448 \times 10^{18} \text{ hod}$$

Axiální část kombinovaného ložiska

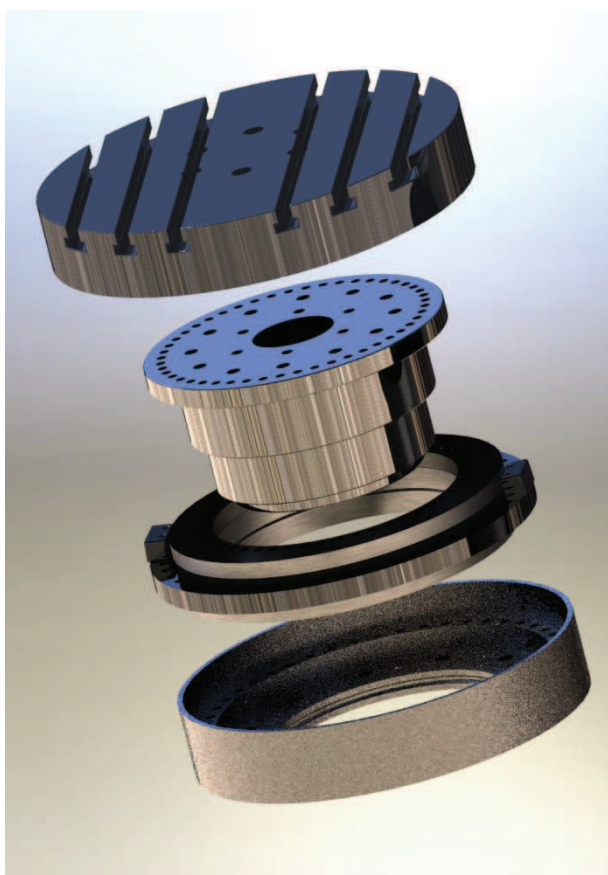
$$L_{h10} = (125\,700/4\,263.51)^{10/3} \times (10^6/60 \times 300) \quad [\text{hod}]$$

$$L_{h10} = 8.2704 \times 10^{20} \text{ hod}$$

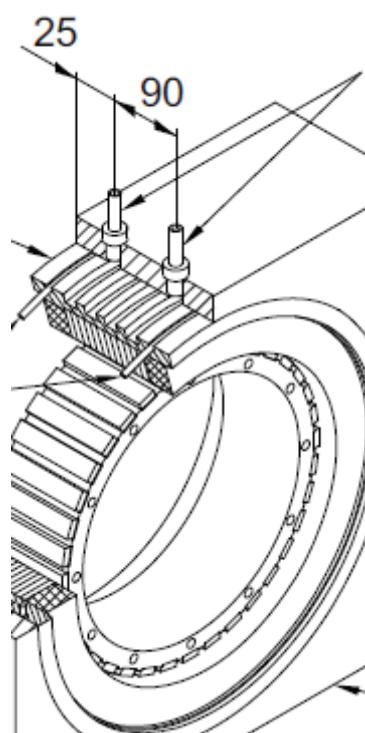
Vybrané ložisko má dostatečnou hodinovou trvanlivost jak z pohledu axiálního zatížení tak i radiálního.

7.2.3 Uložení hlavního ložiska jednotky otáčení

Hlavní ložisko tvoří uložení vřetene ,které přenáší zatížení od upínací desky.Ložisko je uchyceno šroubovými spoji vnitřním kroužkem k vřetenu a vnějším kroužkem je také šroubovými spoji upevněno na mezikus hlavního tělesa pohonné jednotky jak je patrné z obrázku 37.



Obr43 uložení hlavního ložiska



Obr. 44 Umístnění vstupního a výstupního

Vřeteno je šroubovými spoji připevněno k rotoru momentového motoru.Opačná strana rotoru je uložena prostřednictvím uložení zpevňování stolu viz. dále.

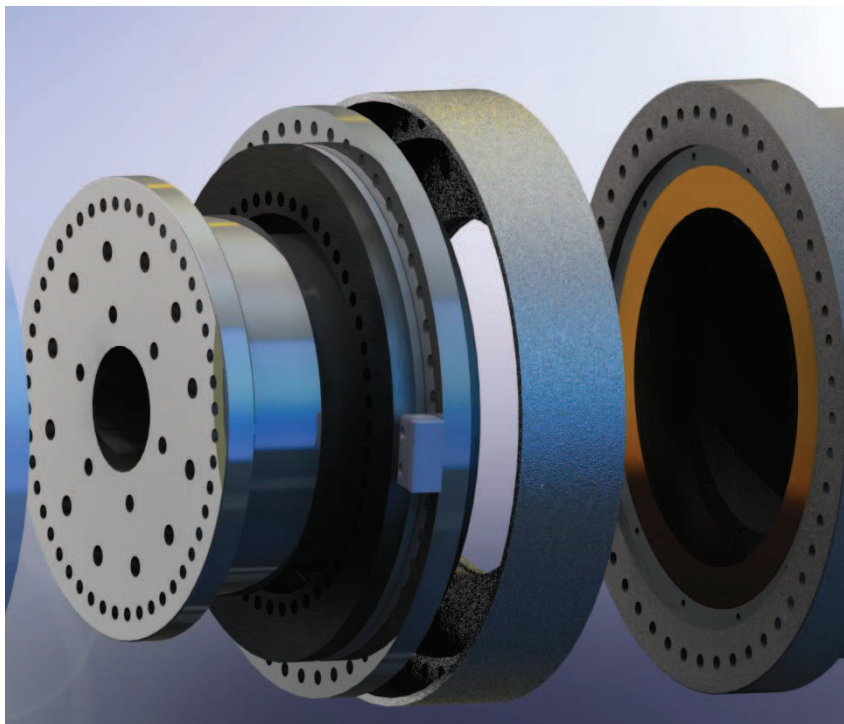
Na vřetenu je upevněna upínací deska.

Na obrázku 39 je pozice montáže muzikusu hlavního tělesa pohonné jednotky na hlavní těleso s viditelným statorem momentového motoru.

7.2.4 Umístnění momentového motoru jednotky otáčení

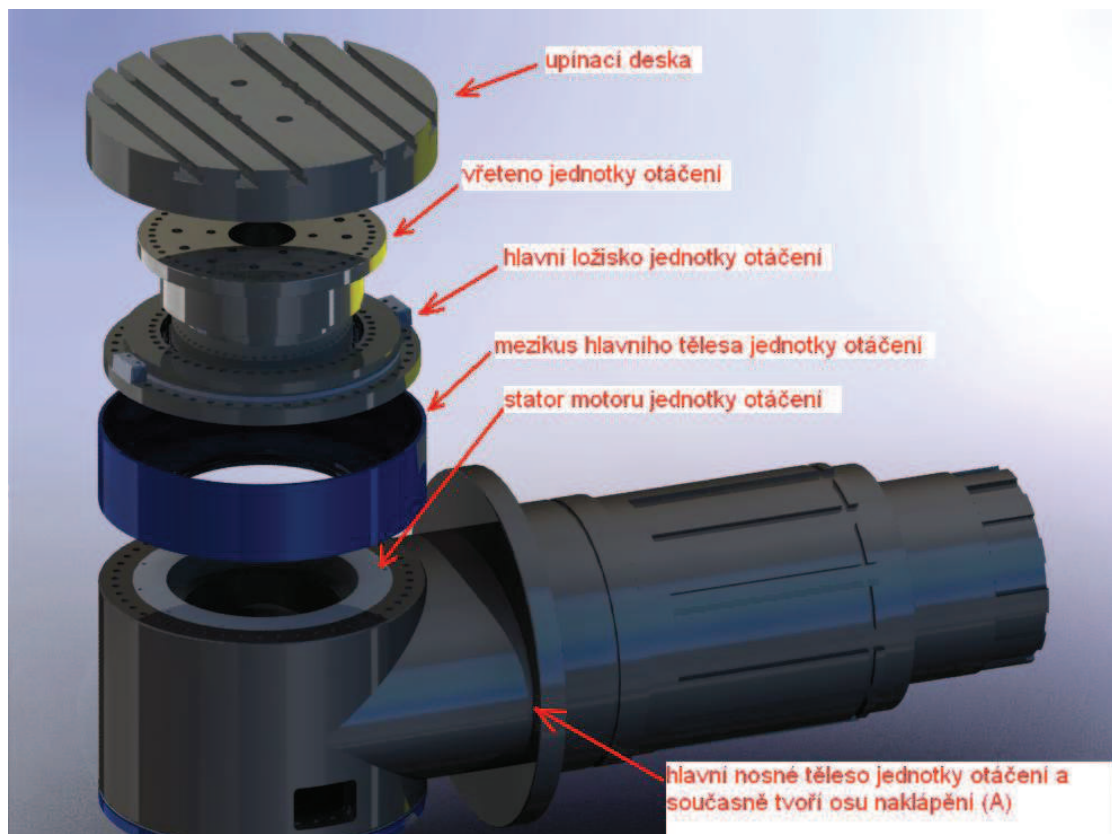
Stator je uložen těsně v hlavním tělese ,neboť má na svém vnějším obvodě drážkování pro průtok chladicí kapaliny.Prostor pro chladicí kapalinu je utěsněn dvěma o-kroužky které mají rovněž na vnějším obvodu statoru drážkování(obr.38).

Stator momentového motoru je šrouby uchycen k čelu muzikusu statoru,který je přišroubován k hlavnímu nosnému tělesu jednotky otáčení(obr.39).

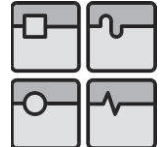


Obr.45 Montážní pozice hlavního ložiska.

7.2.5 Nosné těleso jednotky otáčení



Obr.46 Sestava jednotky otáčení

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 68
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Hlavní nosné těleso jednotky otáčení (C) a hřídel jednotky naklápění (osy A) tvoří jeden kus vyrobený jako litinový odlitek. Část určená k montáži statoru momentového motoru jednotky otáčení je opracována s přesností která umožňuje uložení s malým přesahem, kvůli přesné montáži statoru momentového motoru. V čele válcové plochy jsou závitové otvory pro šroubové spojení s mezikusem nosného tělesa. Dále je válcové těleso nosné části jednotky otáčení opatřena otvorem pro vývod elektrické kabeláže napájení motoru a pro kabely od snímače otáček a polohy (obrázek 40 vlevo dole). Na protilehlém čelu válcové části hlavního nosného tělesa je šroubovými spoji upevněn zpevňovací systém jednotky otáčení.

7.2.6 Návrh systému zpevnění jednotky otáčení

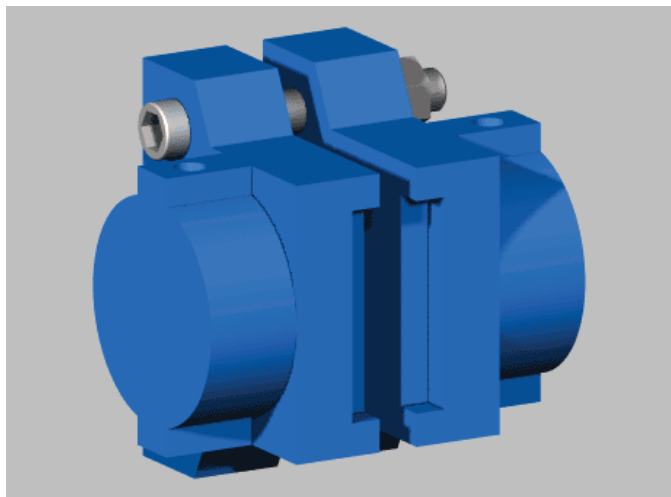
Požadovaná minimální hodnota brzdného momentu:

Dle [4.2.3]: $M_{1\max} = 372.4 \text{ Nm}$

Možnosti konstrukčního řešení:

- jednokotoučová brzda s brzdovým třmenem hydraulicky ovládaná
- jednokotoučová brzda s brzdovým třmenem ovládaná silou pružin, odbrzděná hydraulicky
- třecí lamelová brzda ovládaná hydraulicky
- třecí lamelová brzda ovládaná silou pružin, odbrzděná hydraulicky

7.2.6.1 Jednokotoučové brzdy s brzdovým třmenem



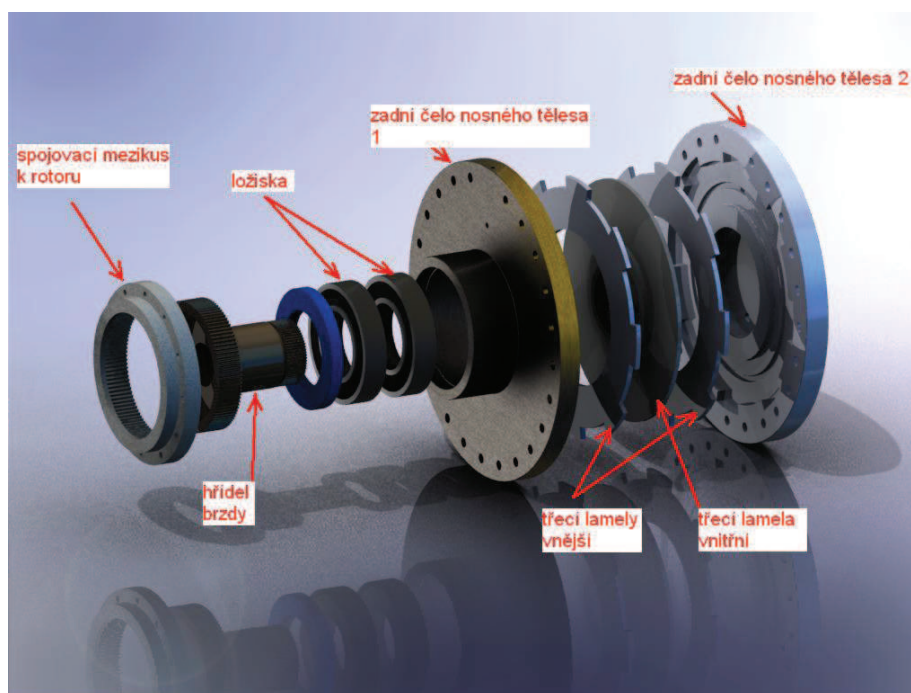
Obr.47 Brzdový třmen

Jednokotoučové brzdy s brzdovými třmeny se v průmyslových aplikacích často používají pro jejich jednoduchost a spolehlivý provoz. Hodnoty brzdného momentu jsou mimo jiné závislé na průměru brzdového kotouče.

Pro použití u otočně naklápěcího stolu navrhovaného v této práci však vhodné nejsou. Požadovanému brzdnému momentu, který je nutno násobit vhodným bezpečnostním koeficientem odpovídají na trhu nabízené modely, které ale mají příliš velké rozměry a nebylo by možné je použít v kompaktním celku jednotky otáčení, ani u jednotky naklápění.

7.2.6.2 Třecí lamelová brzda ovládaná hydraulicky

Třecí lamelové brzdy jsou rovněž často používány v podobných aplikacích jako je zpevnění rotačních os obráběcích strojů. Na obrázku 41 je zpevňovací systém navržený pro jednotku otáčení .



Obr. 48 Zpevňovací systém jednotky otáčení

Krouticí moment je přenášen z upínací desky přes vřeteno a rotor motoru na spojuvací mezikus ,vnitřním drážkováním na hřídel brzdy(obrázek 41).Hřídel brzdy je uložena dvěma ložisky v první části zadního čela nosného tělesa.Konec hřídele brzdy je opatřen vnějším drážkováním na kterém je nasunuta vnitřní třecí lamela.Zpevňovací systém má dvě třecí lamely vnější,jejichž drážkování na vnějším obvodu zapadají do vybrání stejného tvaru v obou částech zadního čela nosného tělesa.Tlakový olej je veden kanály do vybrání mezi stěnu zadního čela 1 a třecí lamelu vnější a totéž je v zadním čele 2.Obě lamely axiálně působí na vnitřní třecí lamelu.

Taková to konfigurace má však mnoho nevýhod.Tlakový olej by pravděpodobně unikl ve větším množství okolo vnějších lamel do vnitřního prostoru a odtud zpět do olejového okruhu bez patřičného brzdného efektu systému,dále pak z bezpečnostních důvodů je nepřijatelné ,aby v případě poklesu tlaku v hydraulickém systému došlo k samovolnému pohybu zpevněných os.

Proto se v další části práce zabývám použitím zpevňovacího systému ,který výše zmíněné nedostatky odstraní.

Jednou z možností je použití vícelamelové třecí brzdy ovládané pružinami a odbrzděné tlakem hydraulické kapaliny.

7.2.6.3 Vícelamelová třecí brzda ovládaná pružinami a odbrzděná hydraulicky



Obr. 49 Vícelamelová třecí brzda ovládaná pružinami odbrzděná hydraulicky

Provedení vícelamelové třecí brzdy ovládané pružinami a odbrzděné tlakovým olejem hydraulického okruhu je znázorněno na obrázku 42. Krouťací moment je přenášen jako v předchozí variantě na hřídel brzdy. Na hřídeli je nasazen unášec pro vnitřní třecí lamely. Vnější lamely zapadají svými výstupy na vnějším obvodu do vybrání v tělese brzdy. Lamely jsou k sobě přitlačeny přes přítlačné těleso silou pružin. K uvolnění brzdy je nutné přivést tlakový olej přívodem do prostoru mezi těsnicí hranu přítlačného tělesa a těsnicí hranu tělesa brzdy. Tím dojde přesunutí přítlačného tělesa proti síle pružin a k uvolnění třecích lamel. V případě poklesu tlaku v hydraulickém obvodu dojde k uvolnění pružin a tím k zabrzdění pohyblivé osy.

7.2.6.4 Kontrolní výpočet zpevňovacího systému na statický moment

Požadovaná minimální hodnota brzdného momentu:

Dle [4.2.3]: $M_{1\max} = 372.4 \text{ Nm}$

M_B - brzdný moment zpevňovacího systému [Nm]

$$M_B = N_B \times f \times R_B \times i_B \quad (7.3)$$

N_B - přítlačná síla pružin [N]

f- součinitel tření pro třecí plochy lamel =0.3

R_B - střední průměr třecí plochy

[m]

$R_B=0.079$ m

I_B - počet třecích ploch

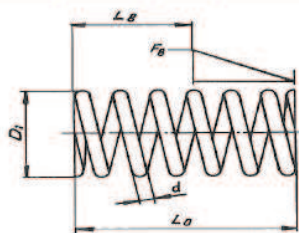
$I_B =10$ (9 lamel)

Pružiny vybírám z katalogu fa FEVOS Slavičín:

www.pruziny-fevos.cz

Příklad objednávky pružin podle katalogu: Tlačná pružina TL d x D₁ x L₀ x z

1



d = průměr drátu

D₁ = vnější průměr pružiny

L₀ = délka pružiny ve volném stavu

z = celkový počet závitů

n = počet činných závitů

L₈ = délka pružiny ve stlačeném stavu

F₈ = síla pružiny ve stlačeném stavu

i = poměr vinutí (D₁/d)

c = tuhost pružiny (přírůstek síly při stlačení pružiny o 1 mm)

FEVOS, s. r. o., Rokytnice 201, 763 21 Slavičín. Tel., fax: 577 341 417, www.pruziny-fevos.cz

 763 21 SLAVIČIN, s.r.o.		TLAČNÉ PRUŽINY				ČSN 026020		
				Udaje o silách pružin jsou uvedeny v Newtonech (N)				
d	D ₁	L ₀	z	n	L _s	F _s (N)	C(N/mm)	i
4	29	42	6,5	4,5	29,3	466	36,64	6,3
		60	8,5	6,5	41,6		25,36	
		75	10,5	8,5	51		19,40	
		100	13,5	11,5	67,5		14,34	

Obr 50 výběr z katalogu Fevos Slavičín

Vybírám pružiny : d- 4mm

D₁- 29 mm

L₀- 60mm

L₈ - 41.6 mm

C- 25.36 N/mm

Celkový počet pružin 8

Předpokládám předepnutí pružin o 15 mm

Síla od jedné pružiny: $N_1 = C \times 15 = 25.36 \times 15 = 380.04N$

Síla od všech pružin: $N_b = 8 \times 380.04 = 3043.2N$

$$M_B = N_B \times f \times R_B \times i_B$$

$$M_B = 3043.2 \times 0.3 \times 0.079 \times 10$$

$$M_B = 721.2 \text{ Nm}$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k = \frac{M_B}{M_{1max}} = \frac{721.2}{372.4} = 1.93 \quad (7.4)$$

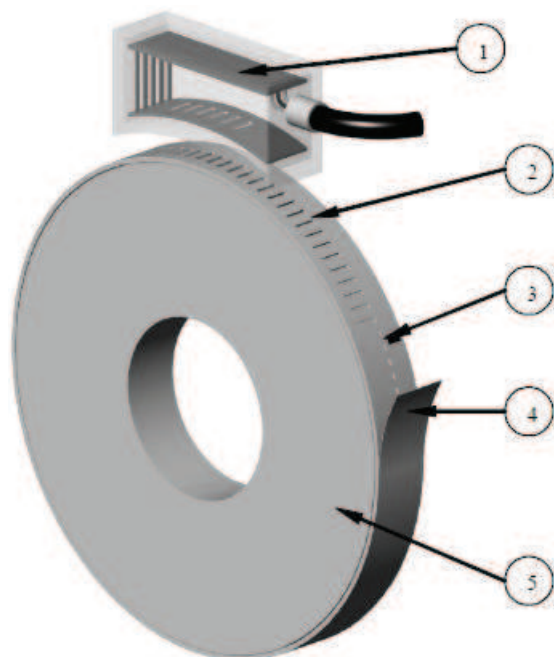
Zpevňovací systém jednotky otáčení je vyhovující

[2] [3] [30]

7.2.7 Senzorika



Obr 51 detail snímače,



Obr 52 prvky enkodéru

Enkodér je součástí kombinovaného ložiska (obr 35). Snímač úhlu natočení (1) je umístěn na vnějším kroužku hlavního ložiska a pohybující se měřicí a referenční pás (2,3) jsou vyryty na vnitřním kroužku (5). Měřicí pás je chráněn kovovým krytem (4).

Jde o čistě indukční zařízení, pracuje s přesností srovnatelnou s optickými systémy, je extrémně odolné vůči vlivům prostředí, jako jsou pevné částice, olej, atd., a má extrémně vysokou odolnost proti vibracím a nárazům.

Odchylky $< 0,1\%$

Měřicí systém nemá žádné magnetické díly a je proto naprosto necitlivý na jakýkoli druh elektromagnetického rušení.

[13]

7.3 Návrh jednotky nakládění

7.3.1 Výběr ložisek pro jednotku nakládění

Dle [7.1 tab. 11] je zřejmé, že ložiska jednotky nakládění budou zatěžovány výrazně větším zatížením v radiálním než v axiálním směru. Rozhodující podíl na tom má celková hmotnost jednotky otáčení.

Jednotka nakládění bude uložena ve dvou ložiskách (obr.47):

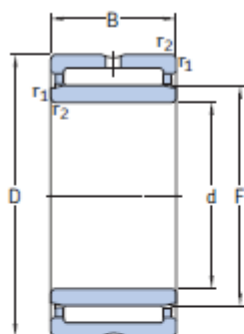
- Předním, které bude přenášet výrazně větší radiální zatížení
- Zadní, kombinované, které bude přenášet menší zatížení radiální a úplné zatížení v axiálním směru.

Přední ložisko je vnějším kroužkem nalisováno do tělesa předního ložiska, vnitřním kroužkem je nalisováno na hlavní nosné těleso.

Zadní ložisko je spojeno s tělesem zadního ložiska vnějším kroužkem pomocí šroubových spojů, vnitřním kroužkem je také šroubovými spoji uchyceno na hlavní nosné těleso (obr 47).

7.3.2 Výběr předního ložiska

Vzhledem k vysokému radiálnímu zatížení předního ložiska osy A volím jehličkové ložisko od firmy SKF typ NA 4848 (obr. 46), které vyhovuje jednak svými rozměrovými parametry tak i dostatečnou únosností.



NA 48

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	P _a	Reference speed	Limiting speed	kg	–
mm			kN		kN	r/min			
240	300	60	347	1120	108	1500	1700	10,0	NA 4848

Obr 53 Výběr z katalogu SKF

[7]

7.3.3 Výpočet trvanlivosti ložiska předního ložiska

Hodinová trvanlivost ložiska - L_{h10}

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \times \left(\frac{10^6}{60} \times n_m\right) \quad [\text{hod}] \quad (7.5)$$

C-dynamická únosnost ložiska [N]
 P-ekvivalentní dynamické zatížení [N]
 p- mocnitel pro válečkové ložisko $p=10/3$
 n_m -střední otáčky ložiska [min⁻¹]
 $n_m = 300 \text{ min}^{-1}$

Ekvivalentní dynamické zatížení P

$P = X \times F_R + Y \times F_A$ [N]
 X-radiální koeficient =1
 Y-axiální koeficient =1
 F_R -radiální síla [N]
 F_A -axiální síla [N]

Pro válečkové ložisko přenášející pouze radiální síly je ekvivalentní zatížení dáno :
 $P = X \times F_R = 1 \times F_R = F_R$

Dynamická únosnost ložiska
 $C = 347\,000 \text{ N}$

$$L_{h10} = (347\,000 / 5\,097.26)^{10/3} \times (10^6 / 60 \times 300) \quad [\text{hod}]$$

$$L_{h10} = 3.5626 \times 10^{24} \text{ hod}$$

Ložisko má dostatečnou hodinovou trvanlivost.

[1], [2], [3]

7.3.4 Výběr zadního ložiska

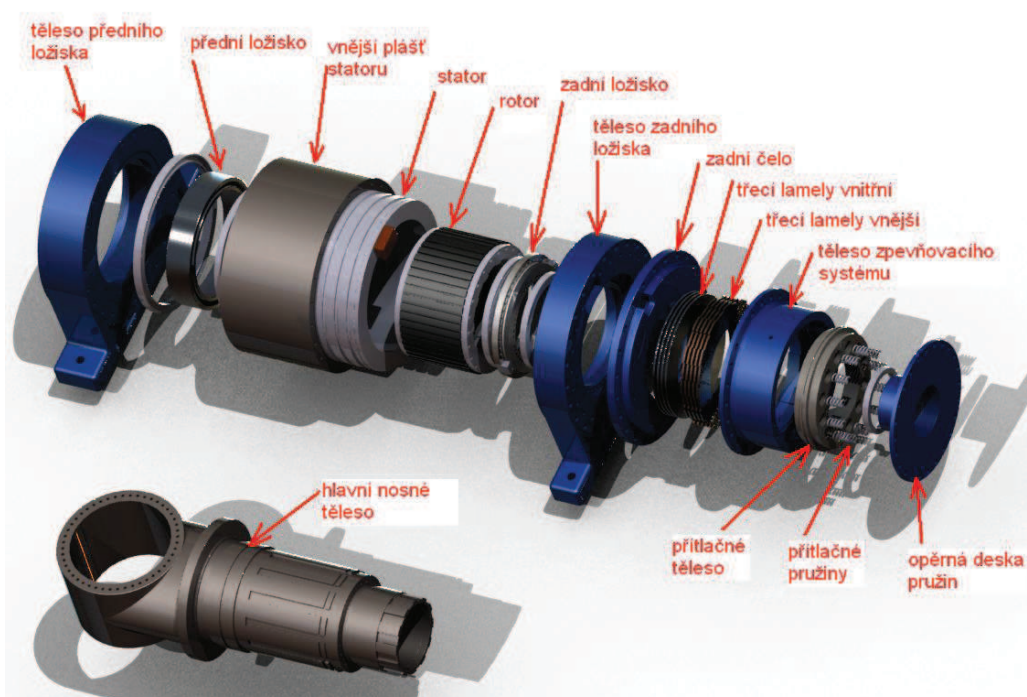
Pro zadní ložisko jednotky naklápění vybírám válečkové, kombinované axiálně radiální ložisko s vestavěnými enkodéry od italské firmy UNITEC typ RTB 180 AMS (obr.35) stejný typ jsem použil jako hlavní ložisko jednotky otáčení.

Dle [7.1 tab. 11] na axiální zatížení u jednotky otáčení větší než u jednotky naklápění a větší část radiálního zatížení ponese přední ložisko je únosnost a hodinová trvanlivost [7.2. 2] tohoto typu ložiska dostatečná.

Druhým významným důvodem pro použití zmiňovaného typu ložiska je jeho vestavěná senzorika [7.2.8].

7.3.5 Umístění motoru jednotky naklápění

Stator momentového motoru je opatřen na obou čelních plochách závitovými dírami, stejně jako vnější plášť statoru ve kterém je stator volně vsunutý. Stator i jeho vnější plášť jsou upevněny šroubovými spoji k tělesům předního a zadního ložiska. Stator má na svém vnějším obvodu drážkování pro proudění chladicí kapaliny. Prostor pro chladicí kapalinu je na okrajích vnějšího obvodu statoru utěsněn „O“ kroužky (obr.47).



Obr. 54 Sestava jednotky naklápění

Rotor momentového motoru je stejně jako stator opatřen závitovými dírami na obou čelních plochách. K rotoru jsou šroubovými spoji uchyceny vnitřní muzikusy, které svým vnitřním drážkováním zabírají do vnějších drážek na hlavním nosném tělese a přenáší tak krouticí moment z motoru na osu naklápění.

7.3.6 Zpevňovací systém jednotky naklápění

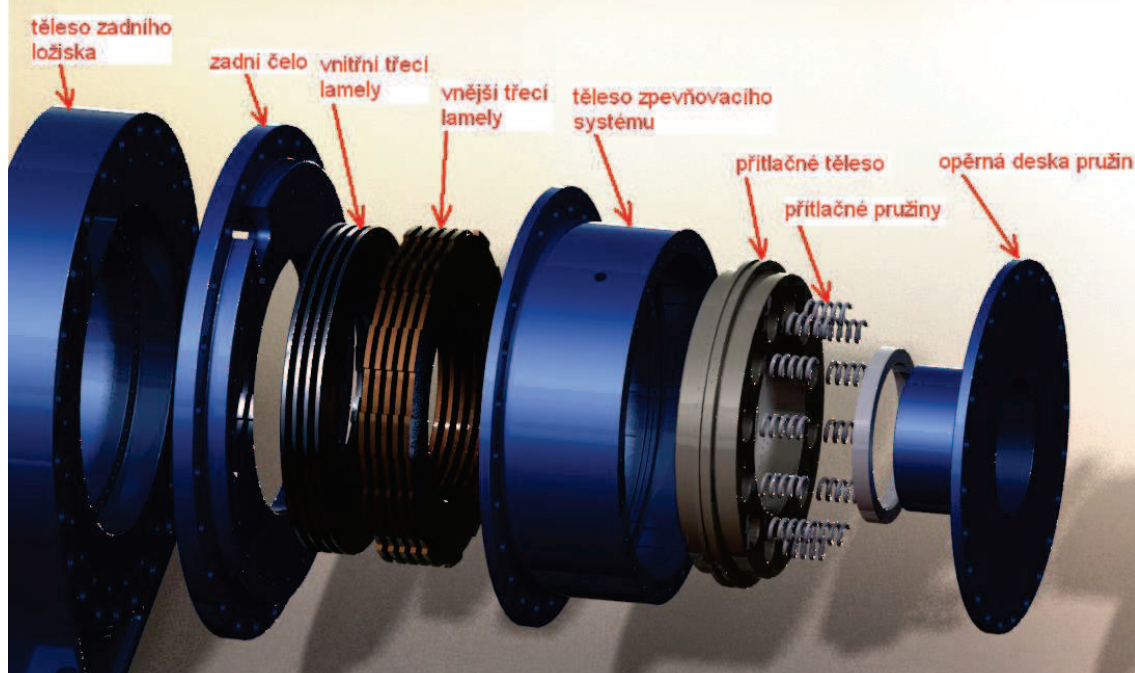
Požadavky na zpevňovací systém jednotky naklápění:

Dle [4.2.3] $M_{2max} = 989.87 \text{ Nm}$

7.3.6.1 Typ zpevňovacího systému jednotky naklápění

Provedení : vícelamelové třecí brzdy ovládané pružinami a odbrzděné tlakovým olejem hydraulického okruhu, podobné jako u jednotky otáčení .

Rozdílný je počet pružin a průměr třecích lamel. Vnější lamely zabírají svými výstupky na vnějším obvodu do vybrání v tělese zpevňovacího systému, vnitřní třecí lamely zapadají do drážkování na konci hlavního nosného tělesa (obr. 47, 48). Lamely jsou ve zpevněném stavu k sobě přitlačovány 12 pružinami přes přitlačné těleso. K odbrzdění dojde stejně jako u jednotky otáčení [7.2.6.3] .



Obr. 55 Zpevňovací systém jednotky nakládění

7.3.6.2 Kontrolní výpočet zpevňovacího systému na statický moment

Požadovaná minimální hodnota brzdného momentu:

Dle[4.2.3]: $M_{2max}=989.87 \text{ Nm}$

M_B -brzdný moment zpevňovacího systému [Nm]

$$M_B = N_B \times f \times R_B \times i_B \quad (7.6)$$

N_B -přítlačná síla pružin [Nm]

f - součinitel tření pro třecí plochy lamel =0.3

R_B - střední průměr třecí plochy [m]

$R_B=0.1135 \text{ m}$

i_B - počet třecích ploch

$i_B =10(9 \text{ lamel})$

Pružiny jsou identické jako u jednotky otáčení[7.2.6.4]

Celkový počet pružin 12

Předpokládám předepnutí pružin o 15 mm

Síla od jedné pružiny: $N_1= C \times 15 = 25.36 \times 15 = 380.04 \text{ N}$

Síla od všech pružin: $N_b=12 \times 380.04 = 4560.48 \text{ N}$

$$M_B = N_B \times f \times R_B \times i_B$$

$$M_B = 4560.5 \times 0.3 \times 0.1135 \times 10$$

$$M_B=1552.8 \text{ Nm}$$

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 77
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Koeficient bezpečnosti:

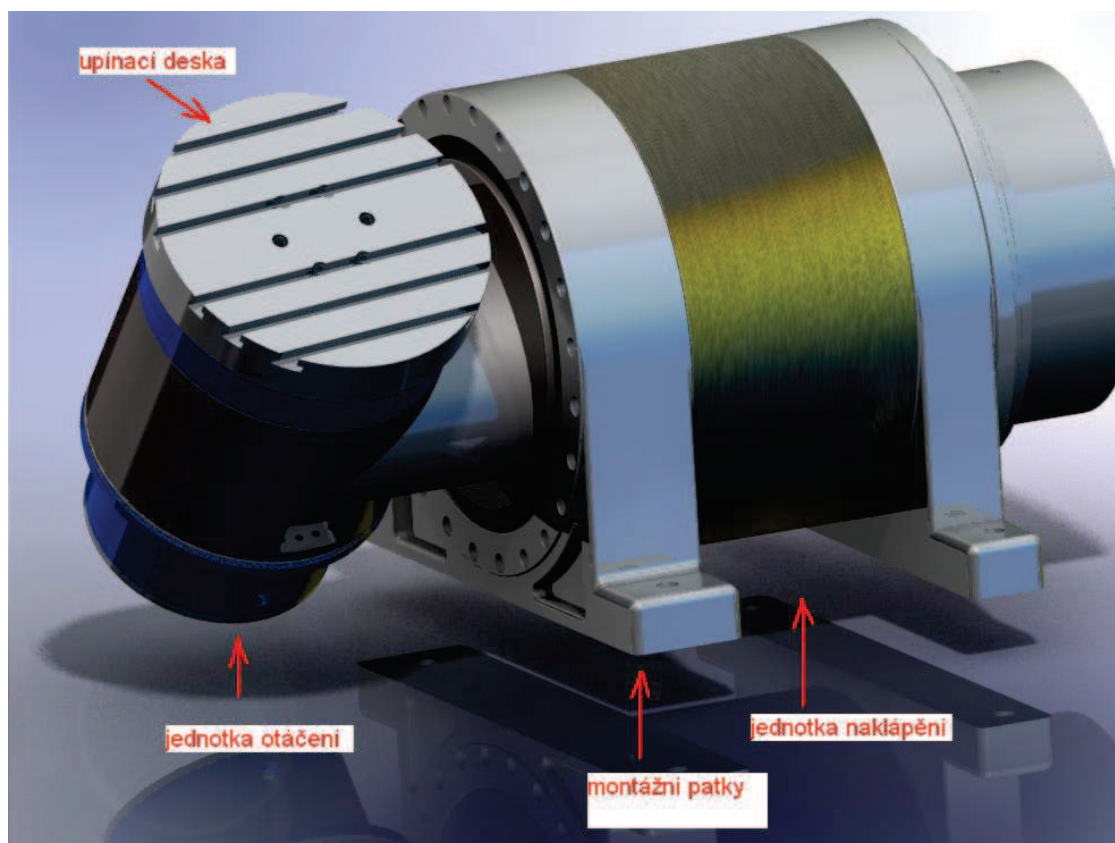
$$k = \frac{M_B}{M_{2max}} = \frac{1552.8}{989.87} = 1.57 \quad (7.7)$$

Zpevňovací systém jednotky naklápění je vyhovující
[2] [3]

7.3.7 Senzorika

Zadní ložisko jednotky naklápění je zvoleno kombinované radiálně axiální ložisko s vestavěnými enkodéry, typ RBN AMS 180 od firmy UNITEC. Tento typ ložiska je použit i u jednotky otáčení jako hlavní ložisko. Senzorika je stejná jako u jednotky otáčení [7.2.7]

7.4 Celková sestava otočně naklápěcího stolu



Obr. 56 celková sestava otočně naklápěcího stolu

Otočně naklápěcí stůl je opatřen montážními patkami, které jsou součástí tělesa předního a zadního ložiska. Celý stroj je uchycen ke stolu CNC Centra za montážní patky upínkami, která se zasunou do „T“ drážek stolu CNC Centra. K upevnění obrobku na upínací desku se používají podobné upínky, které se zasunou do „T“ drážkování upínací desky.

8 Zhodnocení parametrů navrhovaného otočně naklápěcího stolu

8.1 Rozměrové parametry

Dle [4.1.2.] maximální rozměry otočně naklápěcího stolu dané využitelným prostorem CNC centra pro otočně naklápěcí stůl s obrobkem maximálních rozměrů

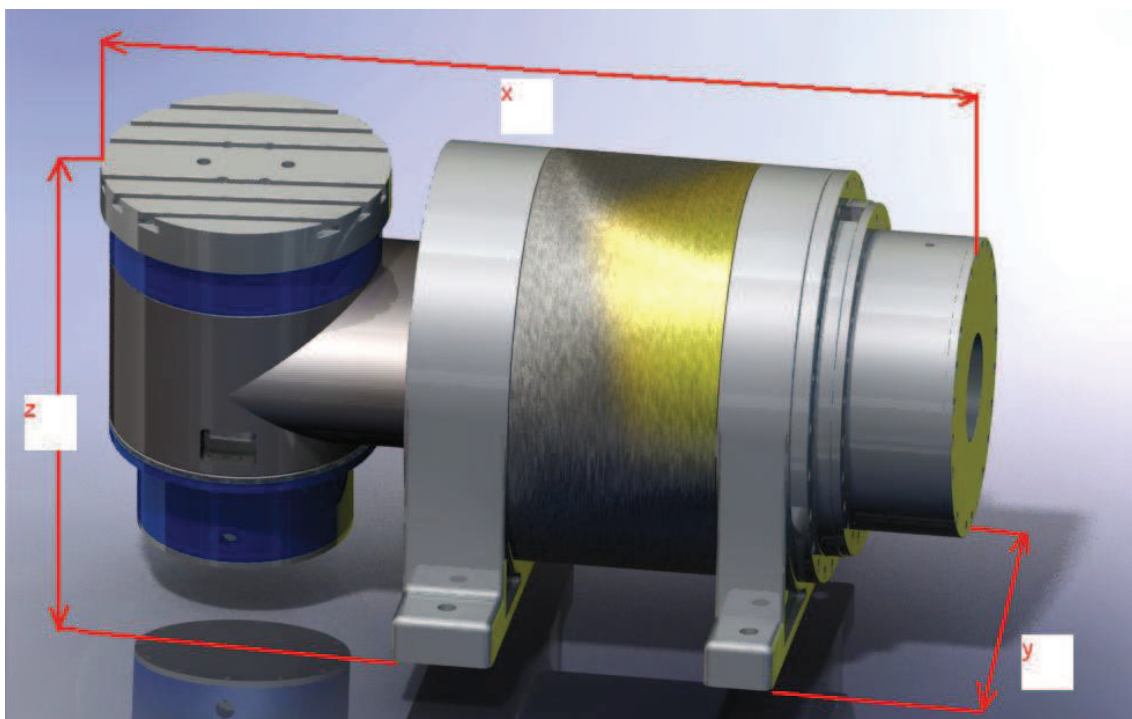
Rozměry prostoru pro otočně naklápěcí stůl s obrobkem:

V ose : x- 1270mm

y- 610 mm

z- 610 mm

Maximální rozměry obrobku: průměr 300 mm
výška 300 mm.



Obr.57 vnější rozměry navrhovaného stolu

Rozměry navrhovaného stolu:

x=937mm

y=590mm

z=443mm

Rozměry stolu s obrobkem maximálních rozměrů:

x=937mm

y=890mm

z=743mm

Celkové vnější rozměry navrhovaného otočně naklápěcího stolu spolu s obrobkem jsou větší než požadované rozměrové parametry dle [4.1.2.].

8.2 Hmotnostní parametry

Hmotnosti jednotlivých komponentů jsou stanoveny:

- výpočtem- objem 3D modelu komponentu
- materiál ocel ($\rho_{\text{ocel}}=7850\text{kgm}^{-3}$)
- stanovena výrobcí komponentů

Tab.19 Přehled hmotností jednotlivých komponentů

Součást	Hmotnost [kg]
Komponenty jednotky otáčení	
Momentový motor -rotor	5
Momentový motor -stator	13.4
Hlavní ložisko- RTB AMS 180	7.7
Ložiska brzdy	1.4 (2× 0.7)
Vřeteno	12.5
Upínací deska	16.5
Mezikus statoru	7.5
Náboj brzdy	3.1
Opěrná deska pružin	2.7
Zadní víko	6.5
Přítlačné pružiny	0.192 (8× 0.024)
Třecí lamely	7.2 (9 × 0.8)
Přechod rotoru	1.6
Přítlačná deska	5.3
Těleso brzdy	11.2
Hřídel brzdy	2.6
Hlavní nosné těleso	145.3
Komponenty jednotky naklápění	
Momentový motor -rotor	15.3
Momentový motor -stator	54.4
Přední ložisko SKF Na 4848	10
Zadní ložisko RTB AMS 180	7.7
Přední ložiskové těleso	94.1
Zadní ložiskové těleso	68.8
Zadní čelo	21.8
Plášť motoru	67.7
Unašeč rotoru	19.4 (2 × 9.7)
Těleso brzdy	18.9
Přítlačné těleso	10.3
Třecí lamely	13.5(9 × 1.5)
Opěrná deska pružin	5.9
Přítlačné pružiny	0.288(12 × 0.024)
Celkem	657.78

Celková hmotnost navrženého otočně naklápěcího stolu je přibližně 658kg.

Dle[4.1.3] Hmotnost samotného otočně naklápěcího stolu nesmí překročit limit **1183.5 kg** .Hmotnostní limit nebyl překročen.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 80
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

9 Závěr

Navržený otočně naklápací stůl sice vyhovuje z hlediska výkonu, požadovaného krouticího momentu motorů a parametrů zpevňovacích systémů, nejen pro manipulaci s obrobkem o stanovené maximální hmotnosti, ale i pro technologické operace na obrobku.

Nevyhovuje však z hlediska celkových rozměrů. Navržený stroj je příliš velký pro vybrané CNC Centrum [3.1]. Celkový potřebný prostor pro navržený otočně naklápací stůl s obrobkem maximálních rozměrů je větší než je využitelný prostor CNC Centra což znamená výraznou redukci maximálních rozměrů obrobku.

Z hlediska hmotnostních parametrů sice nebyl překročen limit pro maximální možné zatížení stolu CNC centra, avšak celková hmotnost navrženého otočně naklápacího stolu je příliš velká. Je to dáno tím, že byl otočně naklápací stůl navržen ve snaze docílit dostatečného výkonu pro jednotku nakládání, která je tím pádem značně rozměrná a tomu odpovídá i celková hmotnost stroje.

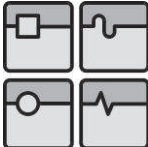
Jedno z možných řešení úpravy stávajícího návrhu otočně naklápacího stolu je omezení maximální hmotnosti obrobku v poloze naklopení 90° [4.2.1.2 a 4.2.1.3].

Tím by došlo ke značné redukci požadavku na:

- krouticí moment pohonu nakládání
- statický moment zpevňovacího systému [4.2.3]

Návrh pohonu jednotky nakládání by touto redukcí parametrů měl podstatně menší celkové rozměry.

Další možností redukce vnějších rozměrů otočně naklápacího stolu je použití jiného principu zpevňovacího systému u jednotky otáčení [7.2.6.3]. Systém více lamelové třecí kotoučové brzdy ovládané pružinami a uvolněné hydraulicky je sice z pohledu výkonových parametrů nejvhodnější, ale její rozměry jsou nevýhodné z pohledu celkových vnějších rozměrů otočně naklápacího stolu [8.1]. Navržený zpevňovací systém příliš navyšuje celkovou délku jednotky otáčení v ose otáčení [C] a tím pádem zvětšuje celkový rozměr stolu v ose „z“ [8.1 Obr.57].

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 81
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

10 Seznam použité literatury

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Speciální vydání MM Průmyslové spektrum. MM publishing, 2006, ISSN 1212-2572.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992. 216 s. ISBN 80-214-0470-1.
- [3] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přepracované vyd. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1991. 214 s. ISBN 80-214-0361-6.
- [4] KNOFLÍČEK, R. Porovnání multikriteriální metody bazické s ostatními způsoby určování technického stavu strojů a strojních zařízení ve strojírenství - aneb co je správné?. *Soudní inženýrství*, roč. 1997, č. 8, s. 55 (1 s.). ISSN: 1211-443X.
- [5] HUMÁR, Anton. *Technologie I : Technologie obrábění - 1. část* [online]. Studijní opory pro magisterskou formu studia. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2003, 138 s. Dostupný z WWW:
<http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf>
- [6] *Etel.ch* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.etel.ch. Dostupné z WWW:
<http://www.etel.ch/torque_motors/TMB>
- [7] *Skf.cz* [online]. 2011 [cit. 2011-03-15]. www.skf.cz. Dostupné z WWW:
< <http://www.skf.com/files/263317.pdf> >.
- [8] *Bosch Rexroth AG* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.boschrexroth.com/electrics. Dostupné z WWW:
<<http://www.boschrexroth.com/dcc/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=EN&VHist=g97568%2Cg96068&PageID=p146807>>
- [9] *siemens.com* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.siemens.com/torquemotors. Dostupné z WWW:
<<http://www.automation.siemens.com/mcms/mc/en/motors/direct-drives/torque-motor/torque-motors-1fw6/Pages/built-in-torque-motors-1fw6.aspx>>
- [10] *lyndexnikken.com* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.lyndexnikken.com. Dostupné z WWW:
< <http://www.lyndexnikken.com/products-viewcategories.asp?idCategory=1259> >
- [11] *kitagawaeurope* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.kitagawaeurope.de. Dostupné z WWW:
< <http://www.kitagawaeurope.de/> >

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 82
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

[12] *pl Lehmann AG* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.lehmann-rotary-tables.com. Dostupné z WWW:
<<http://www.lehmann-rotary-tables.com> >

[13] *UNITEC S.r.l.* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.unitecbearings.com/italiano/ Dostupné z WWW:
<<http://www.unitecbearings.com/italiano/prodotti.asp?IdCat=1>>

[14] *Haas automarion, Inc* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.haascnc.com. Dostupné z WWW:
<http://www.haascnc.com/lang/ROTARY/rotary_Model_trunniontables.asp?intLanguageCode=1029#RotaryTreeM>

[15] *Exact Machinery co.Ltd* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.exactmachinery.com Dostupné z WWW:
< http://www.exactmachinery.com/english/EXACT_TRT-NCT_e.htm >

[16] *Tanshing accurate industrial* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.cnc-rotary-table-tanshing.com Dostupné z WWW:
< <http://www.cnc-rotary-table-tanshing.com/index.htm> >

[17] *L.C.M. accessori per macchine utensili* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.lcmitalia.it Dostupné z WWW:
< <http://www.lcmitalia.it/download/File/L.C.M.%20Catalogo%20ITA-ENG%202010.pdf> >

[18] *Detron* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.detron.com Dostupné z WWW:
< http://www.detron.com.tw/gf_series.html >

[19] *Calmotion* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.calmotion.com Dostupné z WWW: < <http://www.calmotion.com/> >

[20] *Koma precision* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.komaprecision.com Dostupné z WWW: < <http://www.komaprecision.com/TsudakomaRTT-111,AA.html> >

[21] *Yuasa* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.yuasa-intl.com Dostupné z WWW:
< <http://www.yuasa-intl.com/> >

[22] *UCAM* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10] www.ucam-online.com Dostupné z WWW:
< http://www.ucam-online.com/pages/products/SpecialProducts/1_Direct_Drive_Tilting_Rotary_Table/Direct_Drive_Tilting_Rotary_Table.html >

[23] *Isel* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.isel-germany.de Dostupné z WWW:
< <http://www.isel-germany.de/products/product.php?lang=de&ID=p147> >

- [24] *MMK Matsumoto Corp.* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.mmkmatsumoto.com Dostupné z WWW: < <http://www.mmkmatsumoto.com/rotarytables.php> >
- [25] *GANTRO* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.ganro.com.tw Dostupné z WWW: < <http://www.ganro.com.tw/company.html> >
- [26] *KESSLER* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.franz-kessler.de Dostupné z WWW: < <http://www.franz-kessler.de/dokumente/system/werkstueckachsen.php> >
- [27] *FIBRO* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.fibro.de Dostupné z WWW: < <http://www.fibro.de/folgeseite.asp?area=hauptmenue&site=rundschafttische&cls=01> >
- [28] *Tajmac-ZPS Zlín* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.tajmac-zps.cz Dostupné z WWW: < <http://www.tajmac-zps.cz/> >
- [29] *Walter* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. [Walter-ag.com](http://www.walter-tools.com) Dostupné z WWW: < <http://www.walter-tools.com/> >
- [30] *Fevos Slavičín* [online]. 2011 [cit. 2011-02-10]. www.pruziny-fevos.cz Dostupné z WWW: < <http://www.pruziny-fevos.cz/> >

11 Seznam použitých symbolů

R_m	Mez pevnosti materiálu	MPa
HB	Tvrdost materiálu	-
$K_{c1.1}$	Specifická řezná síla	Nmm^{-2}
m_c	Směrnice křivky k_c	-
x_{max}	Maximální rozměr stolu v ose x	mm
y_{max}	Maximální rozměr stolu v ose y	mm
z_{max}	Maximální rozměr stolu v ose z	mm
D_{max}	Maximální průměr obrobku	mm
m_{max} obrobku	Maximální hmotnost obrobku	kg
m_{max} ONS	Maximální hmotnost otočně naklápěcího stolu	kg
κ	Úhel nastavení ostří	°
v_c	Řezná rychlost	$m\ min^{-1}$
f_z	Posuv na zub	mm
a_p	Doporučená hloubka záběru	mm
φ_s	Úhel záběru	°
h_m	Střední tloušťka třísky	mm
F_c	Řezná síla	N
M_1	Krouticí moment potřebný k překonání řezných sil- frézování	N
f	Posuv na otáčku	mm
A	Plocha jmenovitého průřezu třísky	mm^2
h	Jmenovitá hloubka třísky	mm
M_{k1}	Krouticí moment potřebný k překonání řezných sil-	N

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 84
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

	soustružení	
n	Otáčky obrobku	min^{-1}
P_{mot}	Požadovaný výkon motoru	kW
$F_{1 \text{ max}}$	Max.vnější zatížení otočně naklápěcího stolu	N
$M_{1 \text{ max}}$	Max.moment sil od vnějšího zatížení působící na jednotku otáčení	Nm
$M_{2 \text{ max}}$	Max.moment sil od vnějšího zatížení působící na jednotku otáčení	Nm
J	Moment setrvačnosti	kgm^2
J_{obr}	Moment setrvačnosti obrobku	kgm^2
$J_{\text{cel A}}$	Moment setrvačnosti vztažený k ose A	kgm^2
$J_{\text{cel C}}$	Moment setrvačnosti vztažený k ose C	kgm^2
φ_r	Požadované natočení stolu	rad
t_r	Čas natočení	s
ξ_m	požadované úhlové zrychlení motoru	rads^{-2}
η_m	Účinnost pohonu	-
M_m	Požadovaný moment motoru	Nm
τ	Technická hodnota varianty	-
T_J	Označení hlediska,faktoru	-
t_j	Hodnota parametru,hlediska ,faktoru	-
t_n	Hodnota i-tého faktoru,hlediska,parametru	-
g_i	Koeficient rozlišující význam hodnocených faktorů	-
g	Tíhové zrychlení	ms^{-2}
L_{h10}	Hodinová trvanlivost ložiska	hod
C	Dynamická únosnost ložiska	N
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	N
p	Mocnitel pro válečkové ložisko	-
n_m	Střední otáčky ložiska	min^{-1}
X	Radiální koeficient	-
Y	Axiální koeficient	-
F_R	Radiální zatížení ložiska	N
F_A	Axiální zatížení ložiska	N
M_B	Brzdny moment zpevňovacího systému	Nm
N_B	Přítlačná síla pružin	N
f	Součinitel tření	-
R_B	Střední průměr třecí plochy	m
l_B	Počet třecích ploch	ks
d	Průměr drátu pružiny	mm
D_1	Vnější průměr pružiny	mm
L_0	Délka pružiny ve volném stavu	mm
L_8	Délka pružiny ve stlačeném stavu	mm
c	Tuhost pružiny	Nmm^{-1}
k	Koeficient bezpečnosti	-

12 Seznam obrázků

		strana
Obr.1	Obrábění tříosé a pětiosé	13
Obr.2	Moderní koncepce naklápacího otočného stolu s přímými pohony –momentovými motory.Série DF od firmy DETRON	14
Obr.3	Naklápací otočné stoly :a) aplikace od firmy UCAM , b) DDM Seivel Rotary Table od firmy DETRON, c) BRS TT 600 od firmy LCM	16
Obr.4	a)TF série od firmy LEHMANN b) ZDS 2030 od firmy ISEL	17
Obr. 5	Franz Kessler DTE 040-654.920	18
Obr.6	Detron DDM Tilting Rotary Table	18
Obr.7	Lindex-Niken 5AX-2MT-105	19
Obr.8	Kitawaga TW 2180	19
Obr.9	a) Firma LCM MTX 125 b) Standard T4 od firmy LEHMANN	19
Obr.10	Průměr upínací desky	20
Obr.11	Upínací desky s podélným drážkováním	21
Obr.12	Upínací deska s radiálním drážkováním	21
Obr.13	Paletové systémy upínacích desek	21
Obr.14	Šnekové převody nakládání od firmy KOMA	22
Obr.15	Šnekové převody otáčení od firmy KOMA	23
Obr.16	Monentový motor od firmy Etel	24
Obr.17	1FW6090 od firmy Siemens s montážními přípravky	24
Obr.18	Konstrukční řešení zpevňování stolu od firmy KOMA-Precision	26
Obr.19	Zpevnění od firmy Gantro	26
Obr.20	Zpevnění od firmy Exact machinery	27
Obr.21	Brzdový systém naklápací osy od firmy Lindex_Nikken	27
Obr.22	Vertikální obráběcí centrum MCFV 1060	29
Obr.23	Otočně naklápací stůl s obrobkem –naklápací část v poloze 90°	33
Obr.24	Varianta otočně naklápacího stolu s jednostranným uložením osy A, v poloze naklonění 45°	33
Obr.25	Otočně naklápací stůl s obrobkem-s otočnou částí mimo osu nakládání	34
Obr.26	Otočně naklápací stůl s obrobkem –naklápací část v poloze 0°	35
Obr.27	Zatížení stolu v poloze naklonění 0°	37
Obr.28	Zatížení stolu v poloze naklonění 90°	38
Obr.29	Zatížení stolu v poloze naklonění 90°	38
Obr.30	Zatížení stolu v poloze naklonění 90°,varianta jednostranného uložení osy A	39
Obr.31	Výběr nástroje z katalogu firmy Walter	40
Obr.32	Soustružení -síly	42
Obr.33	Soustružení	42
Obr.34	Moment setrvačnosti k ose otáčení (C)	46
Obr.35	Moment setrvačnosti k ose (A)	47
Obr.36	Koncepce s identickými jednotkami	50
Obr.37	Varianta s různě velkými pohony	51
Obr.38	Koncepce s jednostranným pohonem	52

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 86
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obr.39	Jednostranné uložení a pohon osy naklápění (A)	53
Obr.40	Momentová charakteristika	60
Obr.41	Momentová charakteristika motoru TMB 0360-150	62
Obr.42	Kombinované ložisko s enkodéry	64
Obr.43	Uložení hlavního ložiska	66
Obr.44	Umístění vstupního a výstupního	66
Obr.45	Montážní pozice hlavního ložiska	67
Obr.46	Sestava jednotky otáčení	67
Obr.47	Brzdový třmen	68
Obr.48	Zpevňovací systém jednotky otáčení	69
Obr.49	Vícelamelová třecí brzda ovládaná pružinami odbrzděná hydraulicky	70
Obr.50	Výběr z katalogu Fevos Slavičín	71
Obr.51	Detail snímače	72
Obr.52	Prvky enkodéru	72
Obr.53	Výběr z katalogu SKF	73
Obr.54	Sestava jednotky naklápění	75
Obr.55	Zpevňovací systém jednotky naklápění	76
Obr.56	Celková sestava otočně naklápěcího stolu	77
Obr.57	Vnější rozměry navrhovaného stolu	78

13 Seznam tabulek

Tab.1	Přehled výrobců nabízející otočně naklápěcí stoly	15
Tab.2	Porovnání nabízených sortimentů stolů dle rozměru upínací desky	20
Tab.3	Srovnání nabídky otočně naklápěcích stolů s klasickým pohonem a přímým pohonem	25
Tab.4	Druhy zpevnění otočně naklápěcích stolů	28
Tab.5	Technická data CNC centra	30
Tab.6	Velikost pojezdu CNC centra	32
Tab.7	Parametry zvoleného vřetene CNC centra	39
Tab.8	Rychlost polohování	48
Tab.9	Souhrn požadovaných momentů pohonů osy A,C	49
Tab.10	Hodnocení varianty	56
Tab.11	Hodnocení varianty 2	57
Tab.12	Hodnocení varianty 3	57
Tab.13	Hodnocení varianty 4	57
Tab.14	Konečná technická hodnota variant	58
Tab.15	Porovnání technických parametrů momentových motorů	59
Tab.16	Porovnání technických parametrů momentových motorů	62
Tab.17	Souhrn maximálních sil působících na hlavní ložiska	63
Tab.18	Parametry ložiska	64
Tab.19	Přehled hmotností jednotlivých komponentů	79

14 Seznam příloh

CD–	elektronická verze bakalářské práce 3D model sestavy v programu SolidWorks 2008	(PDF dokument)
	Výkres sestavy otočně naklápěcího stolu	(PDF dokument)
	Výkres součásti Těleso brzdy naklápění	(PDF dokument)
	Výkres součásti Vřeteno jednotky otáčení	(PDF dokument)

Výkresy

Sestava otočně naklápěcího stolu	ONS-00-00	Formát A0	List 1
Hlavní nosné těleso	ONS-01-01	Formát A2	List 1
Těleso brzdy naklápění	ONS-01-03	Formát A3	List 1
Vřeteno jednotky otáčení	ONS-02-01	Formát A4	List 1