VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH CNC OTOČNÉHO STOLU S KOLÉBKOU

A DESIGN CNC ROTARY TABLE WITH TILT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE ONDŘEJ TOBOLKA
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE ING. JIŘÍ TŮMA
SUPERVISOR

BRNO 2016

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Ondřej Tobolka**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	**Ing. Jiří Tůma**
Akademický rok:	2015/16

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 bakalářské práce:

Návrh CNC otočného stolu s kolébkou

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti CNC otočných stolů s kolébkou pro 5-ti osé obrábění a provede 3D návrh tohoto zařízení.

Cíle bakalářské práce:

1) Rešerše kinematických struktur pro 5-ti osé obrábění
2) Volba vhodné varianty
3) Základní výpočty pro návrh zařízení
4) 3D návrh otočného stolu s kolébkou v libovolném CAD software
5) Výkresy vybraných dílů

Seznam literatury:

Yukiwa, http://www.yukiwa.co.jp/, přístup 8. října 2015

Nikken Kosakusho, http://www.nikken-world.com/, přístup 26. listopadu 2015

CNC Indexing and Feeding technology, http://www.cncindexing.com/, přístup 11. listopadu 2015

Marek, J., (2010): Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM Průmyslové spektrum

Borský, V., (1986): Základy stavby obráběcích strojů. Nakladatelství VUT Brno

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 16. 12. 2015

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

ABSTRAKT

Bakalářská práce Návrh CNC otočného stolu s kolébkou si klade za cíl návrh konstrukce zařízení umožňujícího pětiosé obrábění. První část práce je zaměřena na rešerši v oblasti kinematických struktur otočných stolů s kolébkou a krátké shrnutí významných výrobců těchto zařízení. Druhá část práce je zaměřena na výběr varianty ke konstrukci, její výpočet a následnou konstrukci daného zařízení.

ABSTRACT

The bachelor thesis named A design of CNC rotary table with tilt aims to design construction of equipment allowing 5-axis machining. The first part is focused on research in the field of kinematic structures of rotary tables with tilt and summarization of the important manufacturers of these machines. The second part is focused on choose of design option, its calculation and construction of the machine.

KLÍČOVÁ SLOVA

Otočný stůl s kolébkou, pětiosé obrábění, obráběcí centrum, kinematické struktury otočných stolů, konstrukce otočného stolu s kolébkou.

KEYWORDS

Rotary table with tilt, 5-axis machining, machining centre, kinematic structures of rotary tables, construction of rotary table with tilt.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TOBOLKA, O. *Návrh CNC otočného stolu s kolébkou,* Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2016, 67 s., Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Tůma

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu práce Ing. Jiřímu Tůmovi za cenné rady, trpělivost a obětavou pomoc při jejím zpracování. Poděkování patří také mé rodině a přítelkyni za podporu při studiu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Tůmy a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27.5.2016 ……

Ondřej Tobolka

OBSAH

1 ÚVOD 15

2 TEORETICKÁ ČÁST 16

2.1 Účel otočného stolu s kolébkou 16
2.2 Pohony otočného stolu s kolébkou 17
2.2.1 Přímé pohony 17
2.2.2 Nepřímé pohony 18
2.3 Uložení otočných stolů 21
2.3.1 Axiální dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem 21
2.3.2 Křížová válečková ložiska 22
2.3.3 Axiálně-radiální válečková ložiska 22
2.4 Odměřování 23
2.4.1 Magnetické snímače polohy 23
2.4.2 Optické snímače polohy 24
2.5 Typy kolébek 25
2.5.1 Letmé uložení 25
2.5.2 Oboustranné uložení 25
2.6 Výrobci otočných stolů s kolébkou 25
2.6.1 Čeští výrobci 26
2.6.2 Zahraniční výrobci 27

3 VÝPOČETNÍ ČÁST 29

3.1 Základní parametry 29
3.2 Určení maximální výšky obrobku 29
3.3 Rozbor silových a momentových zatížení stroje 29
3.3.1 Výpočet zatížení od frézování 31
3.3.2 Výpočet zatížení od vrtání 31
3.3.3 Výpočet zatížení od vlastní váhy součástí 32
3.3.4 Výpočet celkového zatížení působícího na stroj 32
3.4 Základní výpočet šnekového soukolí 34
3.4.1 Volba základních hodnot šnekového převodu 34
3.4.2 Základní rozměry a parametry šnekového soukolí 34
3.4.3 Geometrické parametry šnekového soukolí 35
3.4.4 Geometrické parametry šneku 35
3.4.5 Geometrické parametry šnekového kola 35
3.4.6 Volba materiálů 36
3.4.7 Samosvornost šneku 37
3.4.8 Účinnost šnekového převodu 37
3.5 Pevnostní výpočet šnekového soukolí 37
3.5.1 Kontrola zubů věnce šnekového kola na dotyk 37
3.5.2 Kontrola zubů věnce šnekového kola na ohyb 38
3.5.3 Kontrola průhybu hřídele šneku 38
3.6 Volba pohonné jednotky rotační osy C 38
3.6.1 Účinnosti pohonu rotační osy C 38
3.6.2 Statické hledisko 39
3.6.3 Kinematické a dynamické hledisko 39
3.6.4 Volba pohonné jednotky 39
3.7 Volba pohonné jednotky rotační osy A 40

3.7.1 Účinnosti pohonu rotační osy A ... 40
3.7.2 Statické hledisko ... 40
3.7.3 Kinematické a dynamické hledisko ... 40
3.7.4 Volba pohonné jednotky ... 41
3.8 Silové poměry ve šnekovém soukolí ... 41
3.9 Volba ložisek ... 43
3.9.1 Ložisko B ... 43
3.9.2 Ložisko A ... 44
3.9.3 Ložisko C ... 45
3.9.4 Ložisko D ... 45
3.9.5 Ložisko E ... 46

4 KONSTRUKČNÍ ČÁST ... 47
4.1 Kolébka a přilehlé součásti ... 47
4.2 Uložení kolébky ... 48
4.3 Převodové ústrojí ... 49
4.4 Rám ... 50
4.5 Závěr konstrukce ... 51

5 ZÁVĚR ... 53

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ ... 55

7 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK ... 59
7.1 Seznam zkratek a symbolů ... 59
7.2 Seznam obrázků ... 65
7.3 Seznam tabulek ... 65

8 SEZNAM PŘÍLOH ... 67
8.1 Tištěné přílohy ... 67
8.2 Elektronické přílohy ... 67

1 ÚVOD

Podstatným mezníkem v historickém vývoji obráběcích strojů bylo 18. a 19. století, tedy doba průmyslové revoluce. Velké finanční investice do zpracování kovů mohly odstartovat vývoj moderního obrábění, který od této doby neustále zrychluje a klade na obráběcí stroje stále větší nároky. [1]

Současnou prioritou je optimalizovat výrobní procesy z hlediska zvyšování efektivity, zkracování výrobních časů, snižování nákladů a zvyšování přesnosti a složitosti obráběných modelů. Právě pětiosé obrábění umožňuje efektivně řešit všechny tyto problémy a je tak na přední pozici zájmu výrobců obráběcích center. Pětiosá obráběcí centra nabízí oproti konvenčním tříosým obráběcím strojům další dvě rotační osy v naklápěcím otočném stole s kolébkou. Tématem naklápěcích otočných stolů s kolébkou se bude tato bakalářská práce věnovat.

Cílem této bakalářské práce je především konstrukční návrh otočného stolu s kolébkou s rotačními osami A a C, který bude možné jako dodatečné příslušenství přidat ke tříosému obráběcímu centru.

První část práce zahrnuje přehled aktuálně využívaných konstrukčních řešení v oblasti otočných stolů a popis jednotlivých kinematických částí otočných stolů s kolébkou s porovnáním jejich výhod a nevýhod.

V následující části práce je provedeno výpočetní řešení modelu zvoleného na základě rešeršní části práce se zadanými vstupními parametry. Informace a hodnoty nashromážděné v předchozích kapitolách jsou na závěr použity jako vstupní parametry pro následující konstrukční řešení otočného stolu s kolébkou, jehož výstupem bude 3D model zařízení s výkresovou dokumentací.

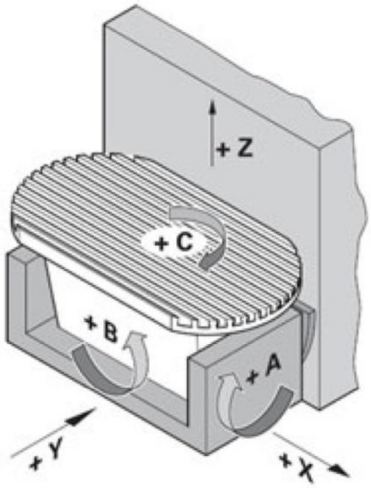
2 TEORETICKÁ ČÁST

2.1 Účel otočného stolu s kolébkou

Moderní výrobní procesy kladou stále vyšší požadavky na zkracování obráběcích časů a současně zvyšování přesnosti tvarově složitých obrobků, což způsobuje i zvýšené nároky na výrobní stroje. Klasická koncepce tříosých obráběcích strojů už nedostačuje pro výrobu složitějších obrobků na jedno upnutí nástroje (obr. 1). [2]

Obr. 1) Obrábění tvarově složitého obrobku [3]

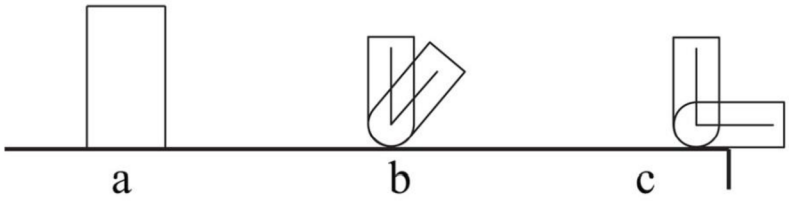
Ke třem lineárním posuvovým osám (X, Y, Z) těchto strojů je tak potřeba přidat čtvrtou a pátou (případně šestou) rotační osu, obvykle označované jako A, B nebo C. Tyto rotační osy zajišťují svojí konstrukcí právě otočné stoly s kolébkou (obr. 2). [4]



Obr. 2) - Vyobrazení obráběcích os [5]

Jako hlavní výhoda víceosého obrábění se jeví fakt, že osa nástroje může být normálou k obráběnému povrchu (nebo skloněna o určitý úhel vůči normále) oproti tříosému obrábění,

kde tato možnost není. Obrábět můžeme některým ze způsobů uvedených na obr. 3, a to čelem (a), hranou (b) nebo kulovým koncem nástroje (c). [4]



Obr. 3) Varianty způsobů pětiosého obrábění nástroje [4]

Mezi další výhody patří například možnost obrábět hluboké modely, tvarové plochy (formy apod.), kratší vyložení nástrojů (přesnější a kvalitnější výsledný povrch), nebo možnost obrábět negativní stěny (podkosy) na jedno upnutí nástroje, z čehož vyplývá zkracování výrobních časů a tím pádem levnější a efektivnější výroba. [1]

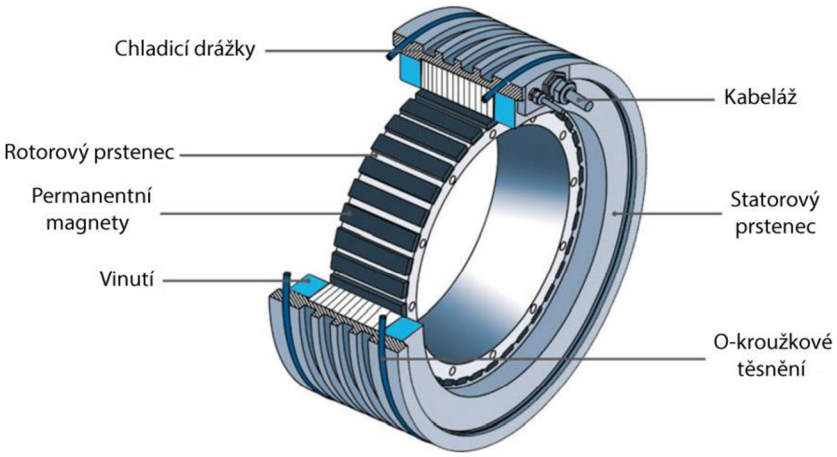
V následujících kapitolách bude věnována pozornost rozboru jednotlivých kinematických částí vhodných pro konstrukci otočného stolu s kolébkou s řízenými rotačními osami A a C pro obráběcí centrum.

2.2 Pohony otočného stolu s kolébkou

Typů pohonů a pohonných jednotek, dostupných na dnešním trhu, je nepřeberné množství. Hlavními požadavky na pohony otočných stolů s kolébkou jsou zejména možnost přesného polohování, s tím související vysoká tuhost, vysoká dynamika, vysoká životnost a spolehlivost a relativně malý vývin tepla. Ideálním poměrem tato kritéria splňují především pohonné jednotky elektrické- prstencové motory a servopohony. Realizace pohonů využívané u otočných stolů jsou jak přímé, tak nepřímé. [4], [6]

2.2.1 Přímé pohony

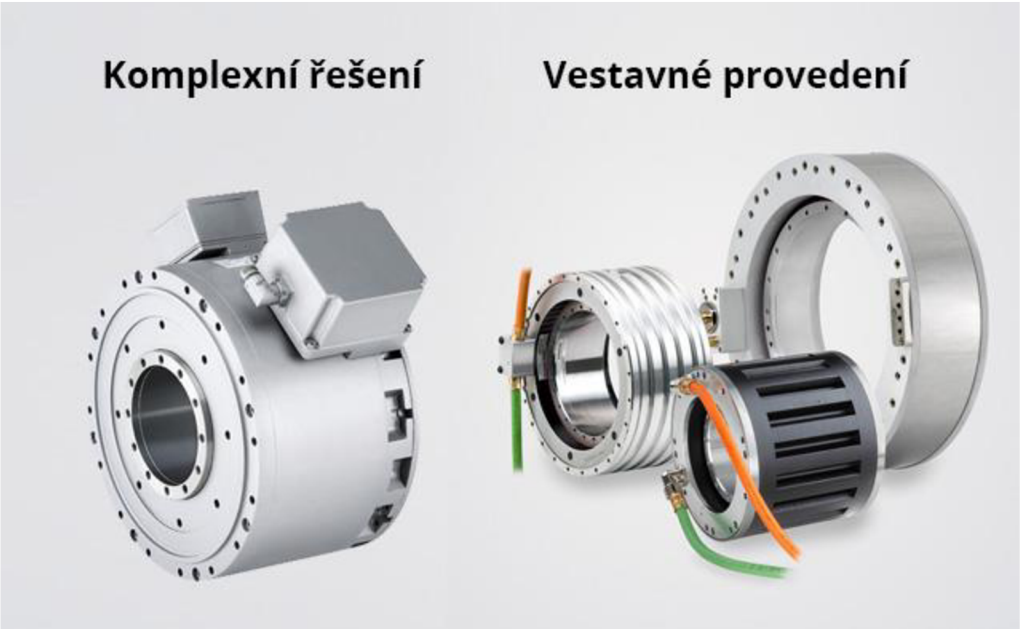
Pro přímý pohon otočných stolů se využívá prstencových (momentových) motorů, které zajišťují vysoký krouticí moment při nízkých otáčkách a eliminují tak potřebu využití mechanických převodových prvků. Tyto motory jsou standardně nabízeny ve vestavném provedení se statorem a rotorem zvlášť(obr. 4), nebo jako komplexní řešení včetně ložiska, brzdy, odměřovacích snímačů a dalšího příslušenství (obr. 5). [7]



Obr. 4) Schematické zobrazení a popis prstencového motoru [8]

Hlavní výhody jsou spjaty s konstrukcí samotného motoru. Z důvodu chybějící vložené převodovce má tento typ pohonu téměř nulovou vůli a třecí ztráty v hnacím ústrojí oproti nepřímému pohonu, s čímž souvisí i nižší hlučnost ústrojí a také nižší náklady na údržbu. Mezi další výhodné vlastnosti tohoto typu pohonu patří vysoká tuhost, nižší hmotnost (snížení setrvačných sil ústrojí), možnost zástavby motoru do rámu přístroje a tím pádem nižší prostorové nároky kompletu. [7] [9] [10]

Mezi nevýhody tohoto typu pohonu patří především potřeba přídavného chlazení motoru při zvýšeném zatížení a vyšší pořizovací cena. [7]



Obr. 5) Momentové motory Siemens řady SIMOTICS T [11]

2.2.2 Nepřímé pohony

Nepřímým pohonem je chápán synchronní servopohon s vloženou mechanickou převodovkou v podobě ozubených kol, šnekového převodu nebo převodu řemenem. Společnými prvky těchto pohonů jsou vyšší ztráty v převodu, nižší účinnost než u přímých pohonů a také vznik vůle v převodu, kterou je nutné vymezit pro přesné polohování. Na přesnost pohonu mohou mít vliv také chyby ozubených kol, napnutí řemenů apod.[4] [12]

Střídavý synchronní servopohon

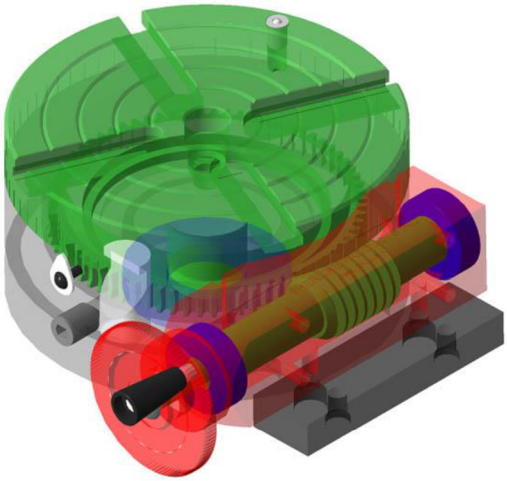
Vinutí na statoru synchronních motorů je obdobné jako u asynchronních motorů. Stator obsahuje lišty s drážkami pro umístění statorového vinutí. Rotor nese permanentní magnety s póly, které jsou střídavě severní a jižní. Změnami směru magnetického toku ve statoru se rotor pohybuje. Otáčky rotoru jsou dány počtem párů pólů a frekvencí sítě, v tomto případě jsou otáčky elektromagnetického pole a otáčky rotoru stejné.Synchronní motory vyžadují pro svoji funkci stálou zpětnou informaci o poloze, např. za pomoci enkodéru nebo resolveru. Po doplnění frekvenčním měničem lze otáčky regulovat v určitém rozsahu plynule. Typickým použitím těchto motorů jsou polohové servomechanismy u výrobních strojů a robotů. [13]

Šnekový převod

Šnekové soukolí je charakterizované základní dvojicí – šnekem (hnací prvek) a šnekovým kolem (hnaný prvek), přičemž osy těchto dvou prvků jsou mimoběžné a svírají úhel 90°(obr.

6). Výhodou tohoto typu převodu je možnost vyšších převodových poměrů, přenos velkých momentů, což umožní zjednodušit převodové ústrojí mezi hnacím motorem a stolem.

Při vhodné volbě konstrukčního řešení může být šnekový převod samosvorný, odpadá tak potřeba použití brzdy. Další výhodou je možnost vyššího počtu zubů v záběru a s tím spojený tišší chod oproti ostatním variantám nepřímého pohonu. Nevýhodou šnekového převodu jsou velké ztráty třením v ozubení a tím pádem nižší účinnost převodu. Vlivem vzniku tření je třeba také nutnost převod chladit při přenosu vyšších krouticích momentů.Šnekové ozubení je taktéž obtížnější na výrobu a tím pádem i nákladnější. [12]



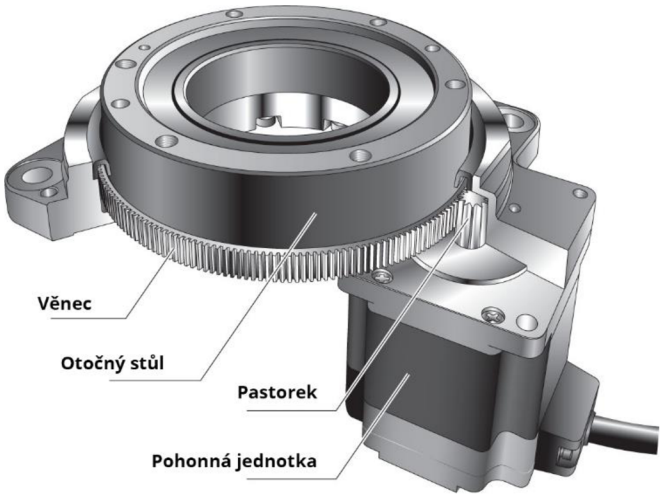
Obr. 6) Pohon šnekovým převodem firmy SHERLINE [14]

Vzhledem k potřebě vysoké přesnosti polohování stolů je také potřeba vymezování vůle ve šnekovém převodu. Toto vymezování lze provést za pomoci metody zapojení dvou servomotorů Master-Slave nebo například duplexním šnekem (obr. 7). Podstatou duplexního šneku jsou rozdílné rozměry zubů, které se postupně zvětšují od nejužšího po nejširší posunováním šneku v axiálním směru a tím dochází k vymezování vůle v převodu. [4] [15]

Obr. 7) Duplexní šnekový převod TSUDAKOMA [15]

Převod ozubenými koly

Pohon otočných stolů ozubenými koly je realizován pomocí ozubeného pastorku a ozubeného věnce, přičemž soukolí je čelní s přímými nebo šikmými zuby (obr. 8). Výhodami tohoto typu převodu je vyšší účinnost a také nižší pořizovací náklady. Nevýhody tohoto typu pohonu jsou především vznik tření a vůle v ozubení (vyšší míra opotřebení a nutnost vymezovat vůli), nižší převodový poměr, nesamosvornost (nutnost použití brzdy), neschopnost přenést větší výkony a taktéž vyšší hlučnost (při použití přímých zubů ozubených kol). [4] [16]



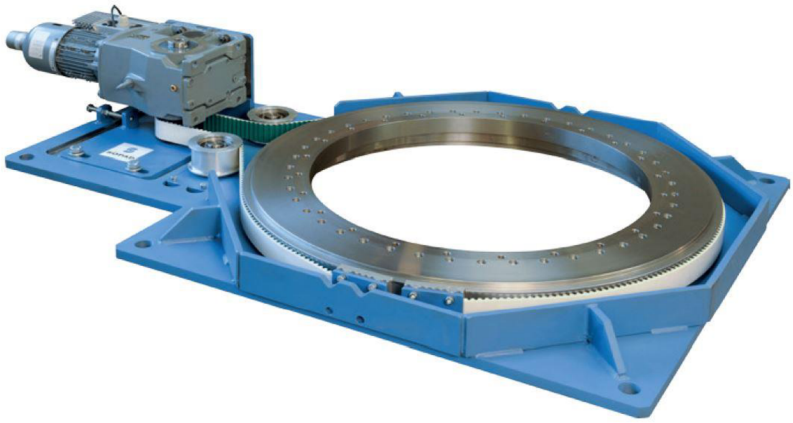
Obr. 8) Převod ozubenými koly[17]

Obr. 9) Master-Slave provedení pohonu[18]

Vzhledem k potřebě přesného polohování stolu je v praxi využíváno několika typů vymezení vůlí pastorku a věnce. Při pohonu jedním motorem lze vůli vymezovat mechanicky (pružinou), hydraulicky nebo duplexním pastorkem. Při pohonu dvěma motory se využívá vymezování vůle za pomoci moderního elektronicky řízeného systému – elektronického předepnutí Master-Slave (obr. 9). Systém pracuje tak, že jeden nezávislý motor (Master) vyvíjí moment a druhý závislý motor (Slave) vyvíjí opačný moment závislý na vnějším zatížení a tím vymezuje vůli. [4]

Převod řemenem

Vzhledem k prokluzům řemenových převodů a s nimi související problémy při přesném polohování jsou v souvislosti s otočnými stoly využívány především řemeny synchronní - ozubené (obr. 10), které nabízí možnost nízké a variabilní zástavby i pro větší vzdálenosti desky stolu od pohonné jednotky. Pořizovací náklady řemenů jsou obecně ve srovnání s ostatními způsoby pohonu výrazně nižší. Řemeny také tlumí rázy a kmity. Nevýhodou však je nutnost pravidelného dopínání řemenu a také omezená životnost a s tím související údržba a náklady s ní spojené. Dále také větší namáhání hřídele a ložisek v důsledku předepnutí řemenů a nižší odolnost vůči vyšším teplotám a vlhkosti prostředí.[16]



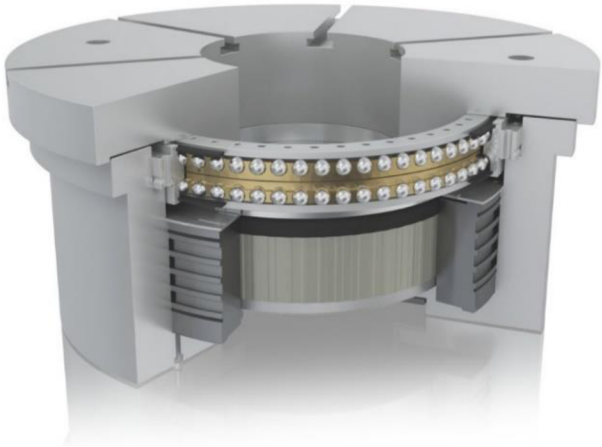
Obr. 10) Řemenový převod otočného stolu [19]

2.3 Uložení otočných stolů

Konstrukcí otočných stolů s kolébkou, kterou tvoří dvě navzájem rotační osy, jsou uložením přenášena kombinovaná zatížení momentová i silová, působící v axiálním i radiálním směru. Uložení musí splňovat především kritéria nízkého tření a vysoké přesnosti polohování a s tím související vysoké tuhosti. Pro vedení otočných stolů jsou využívána hydrostatická a valivá ložiska. Hydrostatická ložiska jsou nejčastěji využívána pro stoly velkých průměrů a těžké obráběcí operace. Snižují výrazně koeficient tření a velkou výhodou je také výborné tlumení kmitů a rázů, jsou však konstrukčně složitá a nákladná na údržbu. Valivá ložiska jsou vyráběna v různých velikostech a různých provedeních, řádově od desítek milimetrů až po několik metrů. Jako valivé elementy jsou využívány válečky, kuličky, příp. jehličky v různých kombinacích. Speciálně pro uložení otočných stolů s kolébkou jsou konstruována ložiska, která jsou schopna přenést kombinované zatížení v axiálním i radiálním směru. Hlavní výhodou valivých ložisek je nepatrný rozdíl mezi koeficientem tření za pohybu a za klidu, což má velký vliv na odstranění trhavých pohybů. Nevýhodou naopak může být vyšší cena vlivem náročnější výroby a menší schopnost tlumení chvění.[4]

2.3.1 Axiální dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

Základem kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem jsou navzájem přesazené oběžné dráhy vnitřních a vnějších kroužků. Ložiska se vyrábí s úhlem styku 60°. Nejběžnějšími provedeními využívanými u otočných stolů jsou dvouřadá ložiska (obr. 11). Toto uspořádání zajišťuje vysokou tuhost uložení. [20]



Obr. 11) Axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem zabudované do stolu [21]

2.3.2 Křížová válečková ložiska

Základem křížových válečkových ložisek jsou válečky uspořádané do X (obr. 12). Toto řešení umožňuje konstrukci se dvěma místy uložení zredukovat na jediné a výška ložiska je tak výrazně menší než u ostatních typů ložisek. Mezi jednotlivými válečky se nachází rozpěrný kroužek, který vymezuje vzdálenost mezi jednotlivými válečky a zabraňuje jim v naklápění. [22]

Obr. 12) Křížové válečkové ložisko [23]

2.3.3 Axiálně-radiální válečková ložiska

Základem axiálně-radiálních válečkových ložisek jsou dvě axiální klece s válečky zachycující axiální zatížení a jedné radiální sady s plným počtem válečků zachycující radiální zatížení (obr. 13). Tato konstrukce umožňuje přenášet vysoká axiální i radiální zatížení v obou směrech.[24]

Obr. 13) Axiálně-radiální válečkové ložisko [25]

Ložiska mohou být volitelně od výroby bez plastického maziva, či naplněna plastickým mazivem. Při volbě varianty bez maziva je třeba zajistit vhodný způsob mazání pro snížení tření a zvýšení životnosti ložiska. Ložiska mohou být také vybavena vestavěným odměřováním úhlů. Mezi nejznámější výrobce těchto ložisek patří firmy SKF či INA.[20]

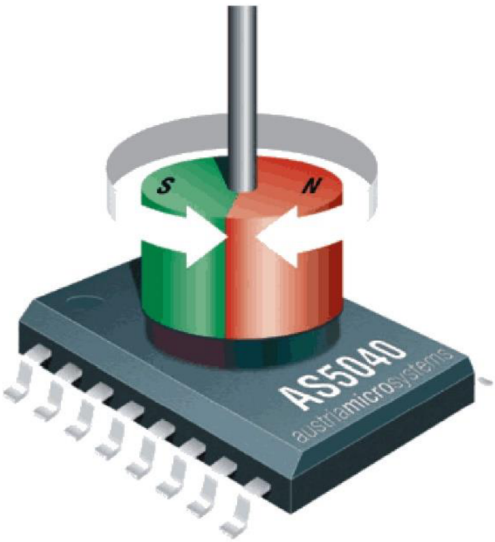
2.4 Odměřování

Pro přesné odměřování polohy otočných stolů s kolébkou je v současnosti využíváno snímačů založených na dvou principech- magnetický a optický. Odměřování otočných stolů musí splňovat požadavky kompaktnosti a jednoduchosti kvůli prostorovým nárokům a vznikající konstrukční složitosti. Pro přesné řízení pohybu je třeba přesného snímače a zároveň dynamické odezvy systému. Ideální umístění snímače je co nejblíže pohonu (snížení rezonancí a z toho plynoucích chyb). Výrobou snímačů obou typů je známá firma Renishaw.[26]

2.4.1 Magnetické snímače polohy

Magnetické snímače polohy obsahují dvě základní části- malý dvoupólový magnet a čip s maticí Hallových sond (obr. 14).Sondy v čipu snímají změny magnetického toku při rotaci inicializačního magnetu a vytvářejí Hallovo napětí úměrné této změně. Toto Hallovo napětí je dále zpracováno dalšími obvody čipu do požadovaného formátu výstupu.

Výhody magnetických snímačů spočívají v odolnosti proti vnějším vlivům a vibracím (snadno se krytují, nabízeno je i krytí až IP68), spolehlivosti, malým zástavbovým rozměrům (až poloviční počet součástek oproti optickým snímačům), nízkému momentu setrvačnosti (pouze jeden malý pohyblivý díl) a příznivým cenám. Úhlová přesnost magnetických rotačních snímačů firmy Renishaw je ±0,5 úhlového stupně (obr. 15).[27]



Obr. 14) Základní části magnetického snímače [28]

Obr. 15) Magnetický úhlový snímač [29]

2.4.2 Optické snímače polohy

Optické snímače můžeme dělit na inkrementální (IRC) a absolutní (ARC).Oba typy snímačů jsou elektromechanické převodníky, které převádí rotační pohyb na sekvence elektrických digitálních impulzů. Indikace rotačního pohybu se děje na principu optického snímání. Soustava optického snímače obsahuje zdroj světla, rotační disk a fotocitlivý přijímač. Otáčející se disk je rozdělen na průhledná a neprůhledná okénka. Světlo procházející diskem aktivuje přijímač, který je převádí na elektrické signály. Tyto elektrické signály jsou dále zpracovány, například programovatelným automatem (PLC) apod. Rozdíl mezi absolutním a inkrementálním typem snímače je především možnost určení polohy i po výpadku proudu. Inkrementální snímač musí po tomto výpadku najet na referenční bod.Firma Renishaw má ve své nabídce optické snímače velikostí od průměru 52 mm do 550 mm zajišťující přesnost ±7 úhlových sekund (obr. 16). Výhodou pro využití v otočných stolech je tak možnost velkých vnitřních průměrů stupnice. [30]

Obr. 16) Rotační optický snímač SiGNUM[31]

Obr. 17) Rotační optický snímač s dvěma čtecími hlavami SiGNUM[32]

2.5 Typy kolébek

Pro naklápění kolem osy A jsou využívány dva základní typy uložení- letmé a oboustranné. Letmé uložení je kvůli převažujícím nevýhodám využíváno v praxi méně než uložení oboustranné.

2.5.1 Letmé uložení

Letmé uložení je uložení, které má podporu pouze na jedné straně (obr. 18). Výhodou je tak větší prostor pro obrábění, dobrý přístup k obrobku a zároveň jsou sníženy požadavky na zástavbový prostor. Toto řešení má však značné nevýhody v možnostech obrábění. Vzhledem k uložení pouze na jedné straně jsou silně namáhána ložiska i rám stroje vznikem přídavného klopného momentu a kolébka má tak omezenou nosnost obráběného materiálu. I přes své nevýhody si stroj s letmým uložením najde uplatnění především při obrábění menších obrobků jako například krytů hodinek, lékařských nástrojů nebo zubních implantátů. [33]

Obr. 18) Letmo uložený otočný stůl firmy FIBRO [34]

2.5.2 Oboustranné uložení

Oboustranné uložení je uložení, které má podporu na obou stranách a je typické pro otočné stoly s kolébkou. Výhody těchto uložení jsou vyšší tuhost, vyšší přesnost polohování a obrábění i obrobků vyšších hmotností. Nevýhodami jsou větší požadavky na zástavbu, omezený prostor pro obrábění a manipulaci s obrobkem a taktéž vyšší hmotnost.

2.6 Výrobci otočných stolů s kolébkou

Otočné stoly mohou být dodávány jako volitelné příslušenství ke tříosým obráběcím strojům nebo jako zabudovaná součást obráběcích center. Tyto stroje vyrábí velké množství společností a v následující části tak uvedu pouze stručný výčet českých a zahraničních producentů otočných stolů.

2.6.1 Čeští výrobci

Kovosvit MAS

Firma Kovosvit MAS vyrábí naklápěcí otočné stoly jako integrovaná zařízení pro svá 5osá vertikální obráběcí centra. Tato centra umožňují například obrábění forem, lopatek, oběžných kol nebo obrábění tvarově složitých dílců na jedno upnutí.

Otočné stoly s kolébkou jsou nabízeny v obráběcích centrech MCV 1000 5AX, MCU 700V – 5X a MCU 1100V – 5X (obr. 19). Maximální plochy stolů se pohybují od průměru 520 milimetrů do průměru 1200 milimetrů se standardním maximálním zatížením od 400 kilogramů do 2200 kilogramů. Přesnosti opakovaného natočení jsou v řádech tisícin stupňů. [35] [36] [37]

Obr. 19) Stůl s kolébkou integrovaný v obráběcím centru MCU 1100V – 5X [38]

Tajmac ZPS

Tajmac ZPS dodává otočné stoly s kolébkou dle potřeb zákazníka pro svá obráběcí centra s označením MCV 1210 (obr. 20) a MCV 2318. Stoly vyrábí v průměrech od 600 milimetrů s maximálním zatížením 560 kilogramů. Maximální rychlost natáčení naklápěcí osy je 25 min^{-1} s maximálním krouticím momentem 960Nm. Stoly dosahují přesnosti polohování 12 úhlových sekund pro naklápěcí osu, resp. 6 úhlových sekund pro rotační osu. [39]

Obr. 20) Otočný stůl firmy Tajmac ZPS zabudovaný do centra MCV 1210 [40]

2.6.2 Zahraniční výrobci

Mezi známé zahraniční výrobce otočných stolů patří například firmy Haas, Nikken nebo například DMG Mori.

Haas Automation Inc

Společnost Haas založil v roce 1983 Gene Haas. V současnosti se tato společnost zabývá výrobou jak obráběcích center a soustruhů, tak CNC rotačních stolů. Vyráběné rotační stoly mají průměry desek od 110 mm do 310 mm a jsou vyráběny v oboustranném i letmém provedení s jednou, či více deskami (obr. 21). Maximální zatížitelnost se pohybuje od 6.8 kg do 227 kg.[41]

Obr. 21) Dvoudesková varianta otočného stolu firmy Haas [42]

Nikken

Společnost Nikken byla založena roku 1958. V dnešní době společnost dodává nástrojové držáky a rotační stoly například pro letecký nebo automobilový průmysl. V nabídce otočných stolů s kolébkou lze nalézt jedno, dvou nebo vícedeskové stroje, jejichž průměry se pohybují od 90 mm do 1200 mm (obr. 22). Maximální možná zatížení stolů se pohybují v rozmezí od 20 kg do 2500kg. Společnost tak nabízí rozmanitou nabídku stolů pro různě velké aplikace.[43]

Obr. 22) Otočný stůl s deskou o průměru 550mm firmy Nikken[44]

DMG Mori

Primární nabídku výrobků firmy DMG Mori tvoří kompletní obráběcí stroje, přičemž otočnými stoly s kolébkou jsou tyto obráběcí stroje vestavnou formou vybavovány. Speciální použití nalézají otočné stoly v centru LASERTEC 65 (obr. 23), které obrábí za pomoci laserového paprsku.[45]

Obr. 23) Laserové obráběcí centrum DMG MORI LASERTEC 65 [46]

3 VÝPOČETNÍ ČÁST

Základní parametry stolu pro výpočetní část byly voleny dle otočného stolu NIKKEN 5AX-550[44]. Pro rotační osu C byl zvolen pohon přímým motorem vzhledem k nízkým nároků na zástavbové rozměry a dynamiku pohonu. Zástavbové rozměry byly určující taktéž pro volbu hlavního ložiska osy C. Pro pohon rotační osy A byly zvoleny dva synchronní servomotory zapojené v režimu Master-Slave se šnekovým převodem. Priority výsledného stroje jsou především dostatečná tuhost a přesnost. Výpočet bude realizován na základě předběžných hodnot, které budou na konci řešení ověřeny jako vyhovující. První částí výpočtu bude zjištění silových a momentových zatížení stroje. Následovat bude návrh vhodných pohonných jednotek a jejich případné pevnostní ověření. Poslední část výpočtu se bude věnovat vhodnému návrhu uložení stroje.

3.1 Základní parametry

Tab 1) Tabulka základních parametrů

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Průměr desky stolu	D_{des}	550	mm
Hmotnost obrobku	m_{obr}	500	kg
Maximální úhel rotace kolem osy C	α_{max}	360	°
Maximální úhel rotace kolem osy A	β_{max}	180	°
Maximální otáčky desky stolu	n_{1_max}	11	min^{-1}
Maximální otáčky servomotoru	n_{2_max}	2000	min^{-1}
Doba rozběhu desky stolu	t_{r1}	1	s
Doba rozběhu kolébky	t_{r2}	3	s
Hustota obráběného materiálu	ρ	7850	$kg \cdot m^{-3}$

3.2 Určení maximální výšky obrobku

Objem obrobku:

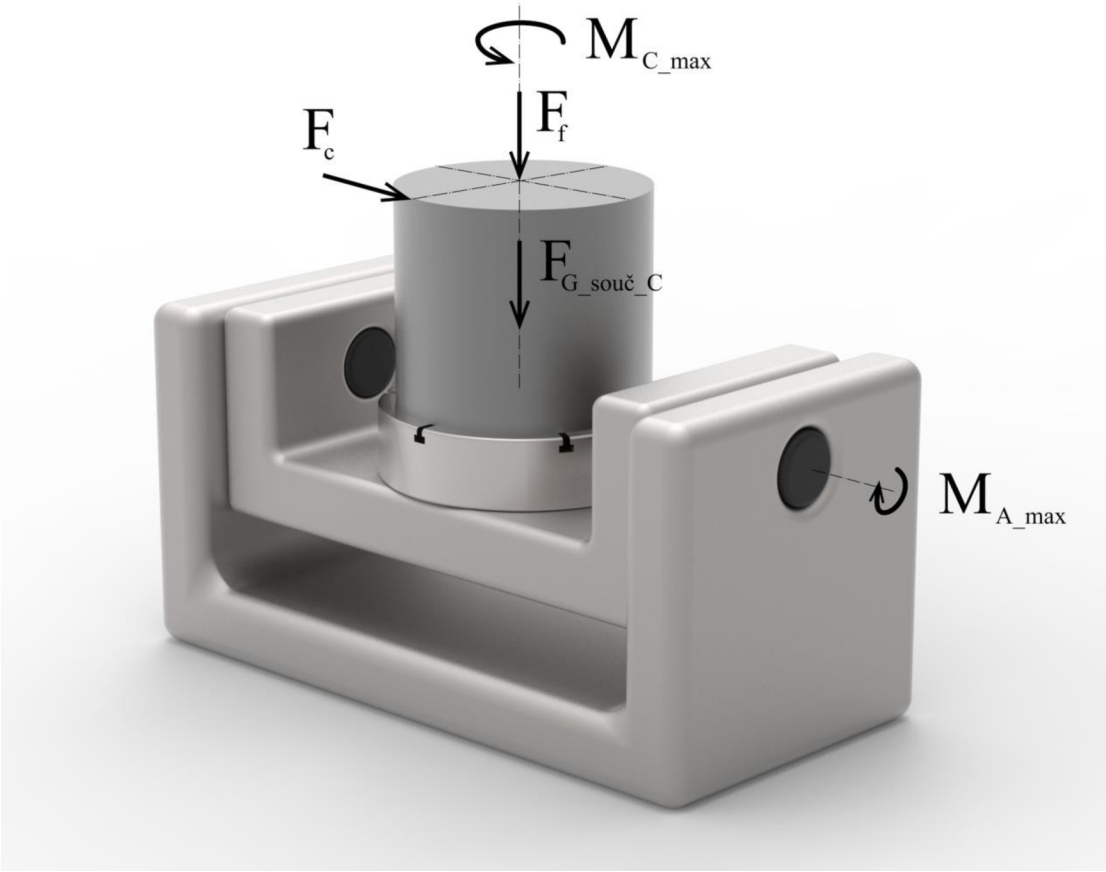
$$V_{obr} = \frac{m_{obr}}{\rho} = 0{,}064\ m^3 \tag{1}$$

Výška obrobku:

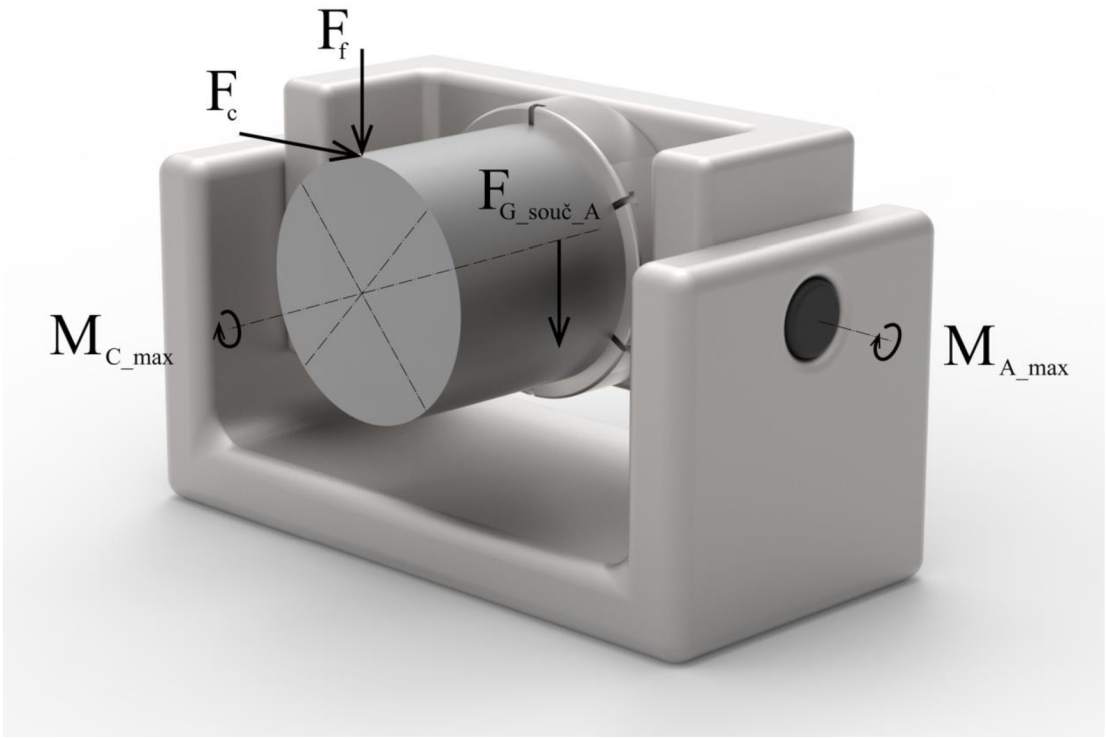
$$h_{obr} = \frac{4 \cdot V_{obr}}{\pi \cdot {D_{des}}^2} = 0{,}2694\ m = 269{,}4\ mm \tag{2}$$

3.3 Rozbor silových a momentových zatížení stroje

Pro výpočet celkového zatížení stroje bude uvažováno zatížení od technologických operací frézování a vrtání a zatížení od hmotností jednotlivých dílů působících v axiálním a radiálním směru při úhlu naklopení kolébky 0° a 90° (obr.24,25).



Obr. 24) Silové a momentové zatížení stroje při 0º naklopení



Obr. 25) Silové a momentové zatížení stroje při 90º naklopení

3.3.1 Výpočet zatížení od frézování

Pro výpočet technologického zatížení od frézování byla zvolena operace sousledného frézování. Jako výchozí nástroj byla z katalogu firmy Sandvik zvolena čelní fréza Sandvik CoroMill 345 (345-040Q22-13M) s vyměnitelnými břitovými destičkami Sandvik VBD 345R-13T5E-MM2040.[47]

Tab 2) Tabulka základních hodnot pro výpočet zatížení od frézování

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Průměr nástroje	D_{c1}	40	mm
Hloubka záběru	a_{p1}	6	mm
Počet zubů	z_1	4	-
Posuv na zub	f_{z1}	0,1	mm
Doporučená řezná rychlost	v_{c1}	175	$m \cdot min^{-1}$
Úhel nastavení hlavního ostří	κ_{r1}	45	°
Kienzlův exponent	mc	0,25	-
Měrná řezná síla	C_{Fc}	1770	$N \cdot mm^2$
Počet zubů v záběru	n_z	2	-
Úhel posuvového pohybu (pro max. A_D)	φ_i	90	°

Specifická řezná síla:

$$k_{c1} = \frac{C_{Fc}}{(f_{z1} \cdot \sin(\kappa_{r1}) \cdot \sin(\varphi_i))^{mc}} = 3432{,}43 \ \frac{N}{mm^2} \tag{3}$$

Průřez třísky:

$$A_{D1} = f_{z1} \cdot a_{p1} \cdot \sin(\varphi_i) \cdot \sin(\kappa_{r1}) = 0{,}42 \ mm^2 \tag{4}$$

Řezná síla při frézování:

$$F_c = k_{c1} \cdot A_{D1} \cdot n_z = 2912{,}52 \ N \tag{5}$$

3.3.2 Výpočet zatížení od vrtání

Pro výpočet technologického zatížení od vrtání bylo zvoleno také všeobecné vrtání do plného materiálu. Jako výchozí nástroj byl z katalogu firmy Sandvik zvolen celokarbidový vrták CoroDrill 860 (860.1-2000-077A1-PM) [47]. Hodnoty Kienzlova exponentu a měrné řezné síly převzaty z tab.2.

Tab 3) Tabulka základních hodnot pro výpočet zatížení od vrtání

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Průměr nástroje	D_{c2}	20	mm
Hloubka záběru	a_{p2}	6	mm
Počet zubů	z_2	2	-
Posuv na otáčku	f_n	0,25	$mm \cdot ot^{-1}$
Doporučená řezná rychlost	v_{c2}	100	$m \cdot min^{-1}$
Úhel nastavení hlavního ostří	κ_{r2}	144	°
Vzdálenost působiště od osy otáčení	a_1	269	mm

Posuv na zub

$$f_{z2} = \frac{f_n}{2} = 0{,}125 \text{ mm} \tag{6}$$

Specifická řezná síla:

$$k_{c2} = \frac{C_{Fc}}{(f_{z2} \cdot \sin(\kappa_{r2}))^{mc}} = 3399{,}7 \ \frac{N}{mm^2} \tag{7}$$

Posuvová síla:

$$F_f = \frac{1}{2} \cdot k_{c2} \cdot \frac{D_{c2}}{2} \cdot f_n \cdot \sin(\kappa_{r2}) = 2497{,}87 \ N \tag{8}$$

3.3.3 Výpočet zatížení od vlastní váhy součástí

Hodnoty hmotností byly odečteny z předběžných 3D modelů součástí stroje v programu SolidWorks. Jejich tíhové zatížení působící na stroj bylo vypočítáno dle vztahu $F_{G_souč} = m_{souč} \cdot g[N]$, přičemž g = 9,81m·s^{-2} - tíhové zrychlení součástí, $m_{souč}$ - hmotnost jednotlivých součástí. Přehled těchto sil lze nalézt v tab. 4.

Tab 4) Tabulka přehledu hmotností dílů a jejich tíhového zatížení

Součást	Zkratka hmotnosti	Hmotnost dílu [kg]	Zkratka tíhové síly	Tíhová síla [N]
Obrobek	m_{obr}	500	F_{G_obr}	4905
Deska	m_{des}	120	F_{G_des}	1177
Rotor pohonné jednotky osy C	m_{rotC}	18,6	F_{G_rot}	183
Pohonná jednotka osy C	m_{mC}	55,8	F_{G_mC}	547
Naklápěcí jednotka - kolébka, hřídele, kryty	m_{nj}	300	F_{G_nj}	2943

3.3.4 Výpočet celkového zatížení působícího na stroj

Následující výpočtové vztahy jsou vztaženy k zatížení působící na stůl ve dvou základních polohách: natočení v 0° a 90° ve směru osy A. Směr působení a působiště jsou zakreslena na obr. 24,25.

Tíhové zatížení od součástí působící na uložení desky stolu

$$F_{G_souč_C} = F_{G_obr} + F_{G_des} + F_{G_rot} = 6264{,}67, N \tag{9}$$

Tíhové zatížení od součástí působící na uložení naklápěcí jednotky

$$F_{G_souč_A} = F_{G_obr} + F_{G_des} + F_{G_nj} + F_{G_mC} = 9572{,}6 \ N \tag{10}$$

0° naklopení kolébky - silové zatížení v axiálním směru osy C

Toto zatížení je určující pro volbu ložiska osy C (axiální směr).

$$F_{0_AX_OSA_C} = F_f + F_{G_souč_C} = 8762{,}54 \ N \tag{11}$$

0° naklopení kolébky - silové zatížení v axiálním směru osy A

Toto zatížení je určující pro volbu ložiska osy A (axiální směr).

$$F_{0_AX_OSA_A} = F_c = 2912{,}52 \ N \tag{12}$$

0° naklopení kolébky - silové zatížení v radiálním směru osy C

$$F_{0_RAD_OSA_C} = F_c = 2912{,}52\ N \tag{13}$$

0° naklopení kolébky - silové zatížení v radiálním směru osy A

Toto zatížení je určující pro volbu ložiska osy A (radiální směr.)

$$F_{0_RAD_OSA_A} = F_f + F_{G_souč_A} = 12070{,}47\ N \tag{14}$$

90° naklopení kolébky - silové zatížení v axiálním směru osy C

$$F_{90_AX_OSA_C} = F_c = 2912{,}52\ N \tag{15}$$

90° naklopení kolébky - silové zatížení v axiálním směru osy A

$$F_{90_AX_OSA_A} = F_c = 2912{,}52\ N \tag{16}$$

90° naklopení kolébky - silové zatížení v radiálním směru osy C

Toto zatížení je určující pro volbu ložiska osy C (radiální směr).

$$F_{90_RAD_OSA_C} = F_f + F_{G_souč_C} = 8762{,}54\ N \tag{17}$$

90° naklopení kolébky - silové zatížení v radiálním směru osy A

$$F_{90_RAD_OSA_C} = F_f + F_{G_souč_A} = 12070{,}47\ N \tag{18}$$

Maximální momentové zatížení ve směru osy C

Toto zatížení je určující pro volbu ložiska a pohonu osy C.

$$M_{C_max} = F_c \cdot \frac{D_{des}}{2} = 800{,}94\ Nm \tag{19}$$

Maximální momentové zatížení ve směru osy A

Momentová zatížení ve směru osy A vznikají dvě: momentové zatížení od technologické síly působící na vrchol obrobku a proti působící momentové zatížení od hmotnostních sil působící v těžištích jednotlivých součástí. Pokud je na stroji naložen velikostně maximální obrobek momenty se navzájem téměř nulují (obr.25), proto je pro volbu pohonu osy A směrodatný moment způsobující hmotnostní síly jednotlivých součásti účastnících se naklápění.

Tab 5) Tabulka udávající vzdálenost těžiště od osy rotace

Součást	Zkratka vzdálenosti	Vzdálenost [mm]
Deska	h_{des}	60
Pohonná jednotka osy C	h_{mC}	205
Naklápěcí jednotka - kolébka, hřídele, kryty	h_{nj}	135

Momentové zatížení ve směru osy A:

$$M_{A_max} = F_{G_des} \cdot h_{des} + F_{G_mC} \cdot h_{mC} + F_{G_nj} \cdot h_{nj} = 622{,}97\ Nm \tag{20}$$

Motory pohánějící osu A budou zapojeny v režimu Master-Slave. Dle [4] str. 257 je moment potřebný na jedné straně kolébky:

$$M_{A_\max_1STR} = 0{,}65 \cdot M_{A_max} = 404{,}93\ Nm \tag{21}$$

3.4 Základní výpočet šnekového soukolí

Výpočet šnekového soukolí je proveden pro válcový šnek a globoidní šnekové kolo. Směr stoupání šroubovice šneku a věnce šnekového kola: Pravá, pravá.

3.4.1 Volba základních hodnot šnekového převodu

Volba základních parametrů šneku byla provedena dle [16] str. 744.

Tab 6) Zvolené parametry šnekového soukolí

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Osová vzdálenost	$a_{šs}$	125	mm
Převodový poměr	$i_{šs}$	83	-
Modul	$m_{šs}$	2,5	mm
Počet zubů šneku	$z_{š_1}$	1	-
Součinitel průměru šneku	q	16	-
Otáčky šneka	$n_{š_1}$	2000	min^{-1}
Hlavová vůle	c	0,5	-
Korekce	x	0	-
Požadovaná trvanlivost	L_h	25000	hod
Součinitel vnějších dynamických sil	K_A		

3.4.2 Základní rozměry a parametry šnekového soukolí

Počet zubů šnekového kola:

$$z_{šk_2} = z_{š_1} \cdot i_{šs} = 83 \tag{22}$$

Otáčky šnekového kola

$$n_{šk_2} = \frac{n_{š_1}}{i_{šs}} = 24{,}12\ min^{-1} \tag{23}$$

Průměr roztečné kružnice šneku:

$$d_{š_1} = q \cdot m_{šs} = 40\ mm \tag{24}$$

Průměr roztečné kružnice šnekového kola:

$$d_{šk_2} = z_{šk_2} \cdot m_{šs} = 207{,}5\ mm \tag{25}$$

Tečná síla na šnekovém kole:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{A_\max_1STR}}{d_{šk_2}} = 3902{,}94\ N \tag{26}$$

Obvodová rychlost na roztečném válci šnekového kola:

$$v_{šk_2} = \pi \cdot d_{šk_2} \cdot n_{šk_2} = 0{,}26\ m \cdot s^{-1} \tag{27}$$

Obvodová rychlost na roztečném válci šneku:

$$v_{š_1} = \pi \cdot d_{š_1} \cdot n_{š_1} = 4{,}188\ m \cdot s^{-1} \tag{28}$$

Výkon na šnekovém kole:

$$P_{šk_2} = M_{A_\max_1STR} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{šk_2} = 1{,}02\ kW \tag{29}$$

Výkon na šneku:

$$P_{š_1} = \frac{P_{šk_2}}{\eta_{šs}} = 2{,}23\ kW \tag{30}$$

Tečná síla na šneku:

$$F_{t1} = \frac{P_{š_1}}{v_{š_1}} = 531{,}99\ N \tag{31}$$

Moment na šneku:

$$M_{A_š} = F_{t1} \cdot \frac{d_{š_1}}{2} = 10{,}64\ Nm \tag{32}$$

3.4.3 Geometrické parametry šnekového soukolí

Normálný úhel profilu:

$$\alpha_n = 20° \tag{33}$$

Roztečný úhel stoupání šroubovice šneku:

$$\gamma = arctg\left(\frac{m_{šs} \cdot z_{š_1}}{d_{š_1}}\right) = 3{,}58\ ° \tag{34}$$

Stoupání závitu

$$p_z = \pi \cdot m_{šs} \cdot z_{š_1} = 7{,}854\ mm \tag{35}$$

3.4.4 Geometrické parametry šneku

Průměr valivé kružnice

$$d_{w_š} = d_{š_1} = 40\ mm \tag{36}$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{a_š} = d_{š_1} + 2 \cdot m_{šs} = 45\ mm \tag{37}$$

Průměr patní kružnice

$$d_{f_š} = d_{š_1} + 2 \cdot (m_{šs} - c)\ = 36\ mm \tag{38}$$

Výška hlavy zubu

$$h_{a_š} = m_{šs} = 2{,}5\ mm \tag{39}$$

Výška paty zubu

$$h_{f_š} = 1{,}2 \cdot m_{šs} = 3\ mm \tag{40}$$

Výška zubu

$$h_{l_š} = 2{,}2 \cdot m_{šs} = 5{,}5\ mm \tag{41}$$

Tloušťka zubu

$$s_š = \frac{\pi \cdot m_{šs}}{2} = 3{,}93\ mm \tag{42}$$

Délka závitu

$$b_š = 2 \cdot m_{šs} \cdot \sqrt{z_3 + 1} = 45{,}83\ mm \tag{43}$$

Zvolená délka závitu

$$b_{š_zvol} = 50\ mm \tag{44}$$

3.4.5 Geometrické parametry šnekového kola

Průměr valivé kružnice

$$d_{w_šk} = d_{šk_2} + 2 \cdot m_{šs} \cdot x = 207{,}5\ mm \tag{45}$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{a_šk} = d_{šk_2} + 2 \cdot m_{šs} \cdot (1 + x) = 212{,}5\ mm \tag{46}$$

Průměr patní kružnice

$$d_{f_šk} = d_{šk_2} - 2 \cdot (m_{šs} + c - x) = 201{,}5\ mm \tag{47}$$

Šířka věnce

$$b_{šk} = 0{,}45 \cdot (d_{a_{šk}} + 4 \cdot m_{šs}) = 24{,}75\ mm \tag{48}$$

Zvolená šířka věnce

$$b_{šk_{zvol}} = 30\ mm \tag{49}$$

3.4.6 Volba materiálů

Skluzová rychlost

$$v_k = \frac{v_{šk_2}}{\sin(\gamma)} = 4{,}2\ m \cdot s^{-1} \tag{50}$$

Materiál věnce šnekového kola zvolen hliníkový bronz, označení CW307G (chemická značka CuAl10Ni). Pro šnek zvolen materiál ocel 1.1191 (12 050.4 dle ČSN) s tepelnou úpravou kalení. Základní parametry materiálů byly převzaty z [16], str. 924,1127 a jsou uvedeny v tab.7. Jako mazivo byl zvolen minerální olej.

Tab 7) Tabulka vlastností materiálu šnekového soukolí

Věnec šnekového kola			**Šnek**		
Parametr	Hodnota	Jednotka	Parametr	Hodnota	Jednotka
Vliv materiálu Y_W	1	-	Mez pevnosti $Rm_š$	640	MPa
Mez únavy v dotyku $\sigma_{š_HlimT}$	660	MPa	Mez pružnosti $Re_š$	390	MPa
Mez únavy ve smyku $\tau_{š_FlimT}$	128	MPa	Modul pružnosti $E_š$	211000	MPa
Redukovaný modul pružnosti $E_{šk_red}$	174053	MPa			
Drsnost povrchu zubů Ra	3,2	µm			

Základní součinitel tření pro normalizované referenční šnekové soukolí:

$$f_{0T} = 0{,}028 + 0{,}026 \cdot \frac{1}{(v_k + 0{,}17)^{0{,}76}} = 0{,}036 \tag{51}$$

Součinitel velikosti:

$$Y_S = \left(\frac{100}{a}\right)^{0{,}5} = 0{,}894 \tag{52}$$

Součinitel tloušťky mazací vrstvy:

$$h^* = 0{,}018 + \frac{q}{7{,}86(q + z_{šk_2})} + \frac{1}{z_{šk_2}} + \frac{x}{110} - \frac{i_{šs}}{36300} + \frac{b_{šk}}{370{,}4 m_{šs}} - \frac{\sqrt{2q - 1}}{213{,}9} = 0{,}049 \tag{53}$$

Součinitel geometrie:

$$Y_G = \left(\frac{0{,}07}{h^*}\right)^{0{,}5} = 1{,}195 \tag{54}$$

Součinitel drsnosti:

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{Ra}{0{,}5}} = 1{,}591 \tag{55}$$

Střední součinitel tření v ozubení soukolí:

$$f_{zm} = f_{0T} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R = 0{,}0682 \tag{56}$$

3.4.7 Samosvornost šneku

Pro zajištění samosvornosti šneku musí platit podmínka::

$$f_{zm} > tg(\gamma) \Rightarrow 0{,}0682 > 0{,}0621 \tag{57}$$

Podmínka je splněna.

3.4.8 Účinnost šnekového převodu

$$\eta_{\check{s}s} = \frac{\cos(\alpha_n) - f_{zm} \cdot tg(\gamma)}{\cos(\alpha_n) + f_{zm} \cdot cotg(\gamma)} \cdot 100 = 45{,}9\% \tag{58}$$

3.5 Pevnostní výpočet šnekového soukolí

Pro bezpečnost šnekového soukolí je určují bezpečnost šnekového kola.

3.5.1 Kontrola zubů věnce šnekového kola na dotyk

Součinitel počtu cyklů při požadované trvanlivosti L_h:

$$Z_h = \left(\frac{25000}{L_h}\right)^{1/6} = 1 \tag{59}$$

Součinitel rychlosti:

$$Z_V = \sqrt{\frac{5}{4 + v_k}} = 0{,}781 \tag{60}$$

Součinitel velikosti:

$$Z_S = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a_{\check{s}s}}} = 0{,}996 \tag{61}$$

Součinitel maziva závislý na typu zvoleného maziva:

$$Z_{oil} = 0{,}89 \tag{62}$$

Korigovaná mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{HG} = \sigma_{\check{s}_HlimT} \cdot Z_h \cdot Z_V \cdot Z_S \cdot Z_{oil} = 456{,}924\ MPa \tag{63}$$

Parametr středního Hertzova napětí:

$$p_m^* = 1{,}03\left(0{,}4 + \frac{x}{i_{\check{s}s}} + 0{,}01 z_{\check{s}k_2} - 0{,}083 \frac{b_{\check{s}k}}{m_{\check{s}s}} + \frac{\sqrt{2q-1}}{6{,}9} + \frac{q + 50\frac{i_{\check{s}s}+1}{i_{\check{s}s}}}{15{,}9 + 37{,}5q}\right) = 1{,}003 \tag{64}$$

Střední napětí v dotyku:

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi}\left(\frac{p_m^* M_{A_\max_1STR} K_A 10^3 E_{red}}{a_{\check{s}s}^3}\right)^{0{,}5} = 242{,}2\ MPa \tag{65}$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů (v dotyku):

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hm}} = 1{,}89 \tag{66}$$

3.5.2 Kontrola zubů věnce šnekového kola na ohyb

Součinitel vlivu záběru profilu:

$$Y_\varepsilon = 0{,}5 \tag{67}$$

Součinitel tvaru zubu:

$$Y_F = 2{,}9 \cdot \frac{m_{\check{s}s}}{1{,}06 \cdot (1{,}27 \cdot m_{\check{s}s} + (d_{\check{s}k_2} - d_{f_\check{s}k}) \cdot tg(\alpha_n)/\cos(\gamma))} = 1{,}275 \tag{68}$$

Součinitel úhlu stoupání šroubovice:

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos\gamma} = 1{,}002 \tag{69}$$

Součinitel tloušťky věnce:

$$Y_K = 1 \tag{70}$$

Smykové napětí v patě zubu:

$$\tau_F = \frac{F_{t2}}{b_{\check{s}k} m_{\check{s}s}} Y_\varepsilon Y_F Y_\gamma Y_K = 33{,}24\ MPa \tag{71}$$

Součinitel počtu cyklů:

$$Y_{NL} = 1 \tag{72}$$

Korigovaná mez únavy ve smyku:

$$\tau_{FG} = \tau_{\check{s}_FlimT} \cdot Y_{NL} = 128\ MPa \tag{73}$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu:

$$S_F = \frac{\tau_{FG}}{\tau_F} = 3{,}85 \tag{74}$$

3.5.3 Kontrola průhybu hřídele šneku

Vzdálenost ložisek:

$$l_{lo\check{z}} = 185\ mm \tag{75}$$

Skutečný maximální průhyb hřídele šneku:

$$\delta_{max} = 2 \cdot 10^{-6} l_{lo\check{z}}^3 F_{\check{s}k_t2} \frac{\sqrt{tg^2[\gamma + arctg(f_{zm})] + \frac{tg^2\alpha_0}{cos^2\gamma}}}{d_1^4} = 0{,}007\ mm \tag{76}$$

Mezní výsledný průhyb hřídele šneku (pro tvrzený šnek):

$$\delta_{lim} = 0{,}004 \cdot m_{\check{s}s} = 0{,}01\ mm \tag{77}$$

Součinitel bezpečnosti průhybu hřídele šneku:

$$S_\delta = \frac{\delta_{lim}}{\delta_{max}} = 1{,}429 \tag{78}$$

3.6 Volba pohonné jednotky rotační osy C

3.6.1 Účinnosti pohonu rotační osy C

Účinnost převodu:

$$\eta_{Cp} = 1 \tag{79}$$

Účinnost hlavního ložiska:

$$\eta_{Cl} = 0{,}96 \tag{80}$$

Celková účinnost:

$$\eta_{Cc} = \eta_{Cp} \cdot \eta_{Cl} = 0{,}96 \tag{81}$$

3.6.2 Statické hledisko

Pro výběr pohonné jednotky osy C je určující moment M_{C_max}:

$$M_{C\eta} = \frac{M_{C_max}}{\eta_{Cc}} = 834{,}31\ Nm \tag{82}$$

3.6.3 Kinematické a dynamické hledisko

Maximální úhlová rychlost desky stolu:

$$\omega_D = 2 \cdot \pi \cdot n_{1_max} = 1{,}15\ s^{-1} \tag{83}$$

Zrychlení desky stolu:

$$\varepsilon_D = \frac{\omega_D}{t_{r1}} = 1{,}15\ s^{-2} \tag{84}$$

Převodový poměr:

$$i_C = 1 \tag{85}$$

Zrychlení pohonné jednotky osy C:

$$\varepsilon_{mC} = \varepsilon_D \cdot i_A = 1{,}15\ s^{-2} \tag{86}$$

Tab 8) Tabulka momentů setrvačností dílů náhonu osy C

Součást	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Rotor	J_{z_rot}	0,622	$kg \cdot m^2$
Obrobek	J_{z_obr}	18,88	$kg \cdot m^2$
Deska	J_{z_des}	2,98	$kg \cdot m^2$

Redukovaný moment setrvačnosti

$$J_{C_red} = J_{z_rot} + J_{z_obr} + J_{z_des} = 22{,}48\ kg \cdot m^2 \tag{87}$$

Moment pohonné jednotky nutný pro rozběh:

$$M_{C_kd} = \frac{\varepsilon_{mC} \cdot J_{C_red}}{\eta_{Cc}} = 26{,}97\ Nm \tag{88}$$

Celkový krouticí moment pohonné jednotky:

$$M_C = M_{C\eta} + M_{C_kd} = 861{,}28\ Nm \tag{89}$$

3.6.4 Volba pohonné jednotky

Na základě vypočítané hodnoty celkového krouticí momentu pohonné jednotky je zvolena pro rotační osu C pohonné jednotky Siemens 1FW6190-0VB07-2JD2. Parametry této pohonné jednotky lze nalézt v tab.9.

Tab 9) Tabulka parametrů pohonné jednotky Siemens 1FW6190-0VB07-2JD2

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý výkon	P_{Cjmen}	5,89	kW
Maximální výkon	P_{Cmax}	16,01	kW
Krouticí jmenovitý moment	$M_{k_C_jmen}$	879	Nm

Krouticí maximální moment	$M_{k_C_max}$	1390	Nm
Maximální otáčky	n_{max_C}	110	min^{-1}
Hmotnost pohonné jednotky	m_{mC}	55,8	kg
Hmotnost rotoru	m_{rotC}	18,6	kg
Vnější průměr	d_{C_vne}	570	mm
Vnitřní průměr	d_{C_vni}	350	mm

3.7 Volba pohonné jednotky rotační osy A

3.7.1 Účinnosti pohonu rotační osy A

Účinnost převodu:

$$\eta_p = \eta_{šs} = 0{,}459 \tag{90}$$

Účinnost ložiska naklápění:

$$\eta_{Al_1} = 0{,}98 \tag{91}$$

Účinnost kuličkového ložiska šneku:

$$\eta_{Al_2} = 0{,}98 \tag{92}$$

Celková účinnost:

$$\eta_{Ac} = \eta_{šs} \cdot \eta_{Al_1} \cdot \eta_{Al_2} = 0{,}4408 \tag{93}$$

3.7.2 Statické hledisko

Pro výběr pohonné jednotky osy A je určující moment $M_{A_š}$. Tento moment již zahrnuje účinnost převodu, proto budou započítány pouze účinnosti ložisek:

$$M_{A\eta} = \frac{M_{A_š}}{\eta_{Al_1} \cdot \eta_{Al_2}} = 11{,}08\ Nm \tag{94}$$

3.7.3 Kinematické a dynamické hledisko

Maximální úhlová rychlost naklápěcí části:

$$\omega_N = 2 \cdot \pi \cdot n_{2_max} = 2{,}53\ s^{-1} \tag{95}$$

Zrychlení naklápěcí části:

$$\varepsilon_N = \frac{\omega_N}{t_{r2}} = 0{,}84\ s^{-2} \tag{96}$$

Převodový poměr:

$$i_A = i_{šs} = 83 \tag{97}$$

Zrychlení pohonné jednotky osy A:

$$\varepsilon_{mA} = \varepsilon_N \cdot i_A = 69{,}89\ s^{-2} \tag{98}$$

Tab 10) Tabulka momentů setrvačnosti dílů náhonu osy C

Součást	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Pohonná jednotka osy A	J_{x_mot}	0,006	$kg \cdot m^2$
Obrobek	J_{x_obr}	1,6	$kg \cdot m^2$
Deska	J_{x_des}	1,73	$kg \cdot m^2$
Šnek	$J_{x_š}$	0,0003	$kg \cdot m^2$

Šnekové kolo	$J_{x_šk}$	0,03	$kg \cdot m^2$
Naklápěcí část - kolébka	J_{x_kol}	7,36	$kg \cdot m^2$

Redukovaný moment setrvačnosti

$$J_{A_red} = J_{x_mot} + J_{x_š} + \frac{J_{x_obr} + J_{x_{des}} + J_{x_šk} + J_{x_kol}}{i_{šs}^2} = 0{,}041\ kg \cdot m^2 \tag{99}$$

Moment pohonné jednotky nutný pro rozběh:

$$M_{A_kd} = \frac{\varepsilon_{mA} \cdot J_{A_red}}{\eta_{Ac}} = 6{,}496\ Nm \tag{100}$$

Celkový krouticí moment pohonné jednotky:

$$M_A = M_{A\eta} + M_{A_kd} = 17{,}575\ Nm \tag{101}$$

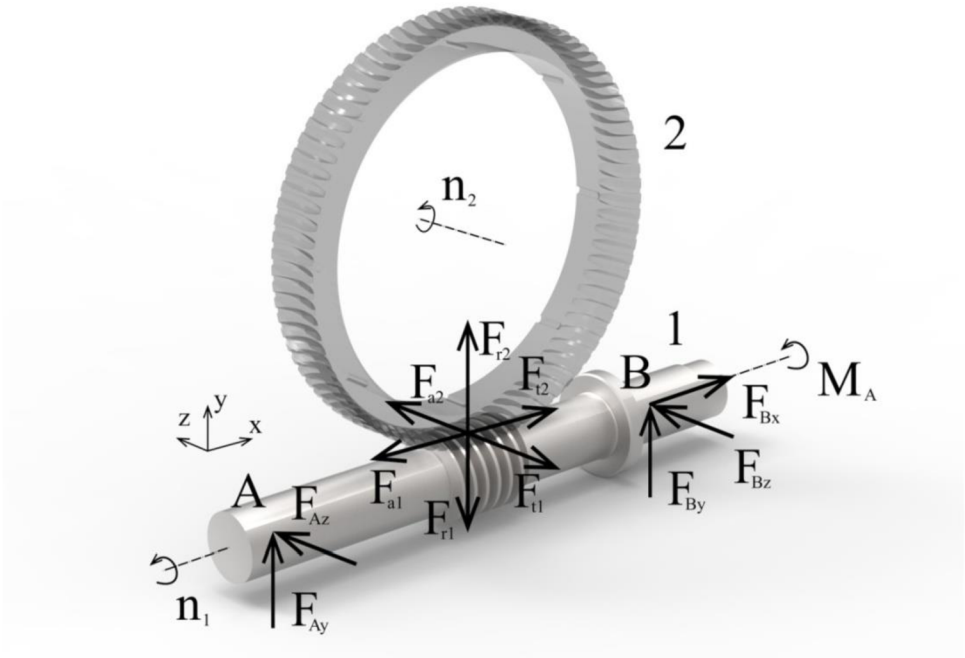
3.7.4 Volba pohonné jednotky

Na základě vypočtené hodnoty celkového krouticího momentu pohonné jednotky je zvolena pro rotační osu A pohonná jednotka Siemens 1FT7082-5WC70-1BG0. Vybrané parametry této pohonné jednotky lze nalézt v tab.11.

Tab 11) Tabulka parametrů pohonné jednotky Siemens 1FT7082-5WC70-1BG0

Parametr	**Zkratka**	**Hodnota**	**Jednotka**
Jmenovitý výkon	P_{Ajmen}	4,4	kW
Jmenovité otáčky	n_{Ajm}	2000	min^{-1}
Krouticí jmenovitý moment	$M_{k_A_jmen}$	21	Nm
Celková hmotnost pohonné jednotky	m_{mA}	20,7	kg

3.8 Silové poměry ve šnekovém soukolí



Obr. 26) Rozbor silového zatížení šnekového převodu

Tečná síla působící na šneku

$$F_{t1} = 531{,}99\ N \tag{102}$$

Tečná síla působící na šnekové kolo

$$F_{t2} = 3902{,}94\ N \tag{103}$$

Axiální síla působící na šnek:

$$F_{a1} = 3902{,}94\ N \tag{104}$$

Axiální síla působící na šnekové kolo:

$$F_{a2} = 531{,}99\ N \tag{105}$$

Radiální síla působící na šnek:

$$F_{r1} = 1440{,}45\ N \tag{106}$$

Radiální síla působící na šnekové kolo:

$$F_{r2} = 1440{,}45\ N \tag{107}$$

Vzdálenosti vazbových reakcí:

$$l_{lož} = 185\ mm \tag{108}$$

$$l_{lož_A} = 75\ mm \tag{109}$$

$$l_{lož_B} = 110\ mm \tag{110}$$

Silové podmínky statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x = F_{Bx} - F_{a1} = 0 \tag{111}$$

$$\Sigma F_y = -F_{r1} + F_{Ay} + F_{By} = 0 \tag{112}$$

$$\Sigma F_z = -F_{t1} + F_{Az} + F_{Bz} = 0 \tag{113}$$

Momentové podmínky statické rovnováhy vzhledem k bodu A:

$$\Sigma M_x = F_{t1} \cdot \left(\frac{d_{š_1}}{2}\right) - M_A = 0 \tag{114}$$

$$\Sigma M_y = -F_{t1} \cdot l_{lož_A} + F_{Bz} \cdot (l_{lož_A} + l_{lož_B}) = 0 \tag{115}$$

$$\Sigma M_z = -F_{r1} \cdot l_{lož_A} + F_{By} \cdot \left(l_{lož_A} + l_{lož_B}\right) - F_{a1} \cdot \left(\frac{d_{š_1}}{2}\right) = 0 \tag{116}$$

Síla F_{By}:

$$F_{By} = \frac{F_{r1} l_{lož_A} + F_{a1} \frac{d_{š_1}}{2}}{l_{lož_A} + l_{lož_B}} = 1005{,}906\ N \tag{117}$$

Síla F_{BZ}:

$$F_{Bz} = \frac{F_{t1} l_{lož_A}}{l_{lož_A} + l_{lož_B}} = 215{,}67\ N \tag{118}$$

Síla F_{Ay}:

$$F_{Ay} = F_{r1} - F_{By} = 434{,}55\ N \tag{119}$$

Síla F_{Az}:

$$F_{Az} = F_{t1} - F_{Bz} = 316{,}32\ N \tag{120}$$

Reakce na ložisku B:

$$F_{Bx} = 3902{,}94\ \mathrm{N} \tag{121}$$

$$F_{By} = 1005{,}906\ \mathrm{N} \tag{122}$$

$$F_{Bz} = 215{,}67\ \mathrm{N} \tag{123}$$

Reakce na ložisku A:

$$F_{Ax} = 0\ N \tag{124}$$

$$F_{Ay} = 434{,}55\ N \tag{125}$$

$$F_{Az} = 316{,}32\ N \tag{126}$$

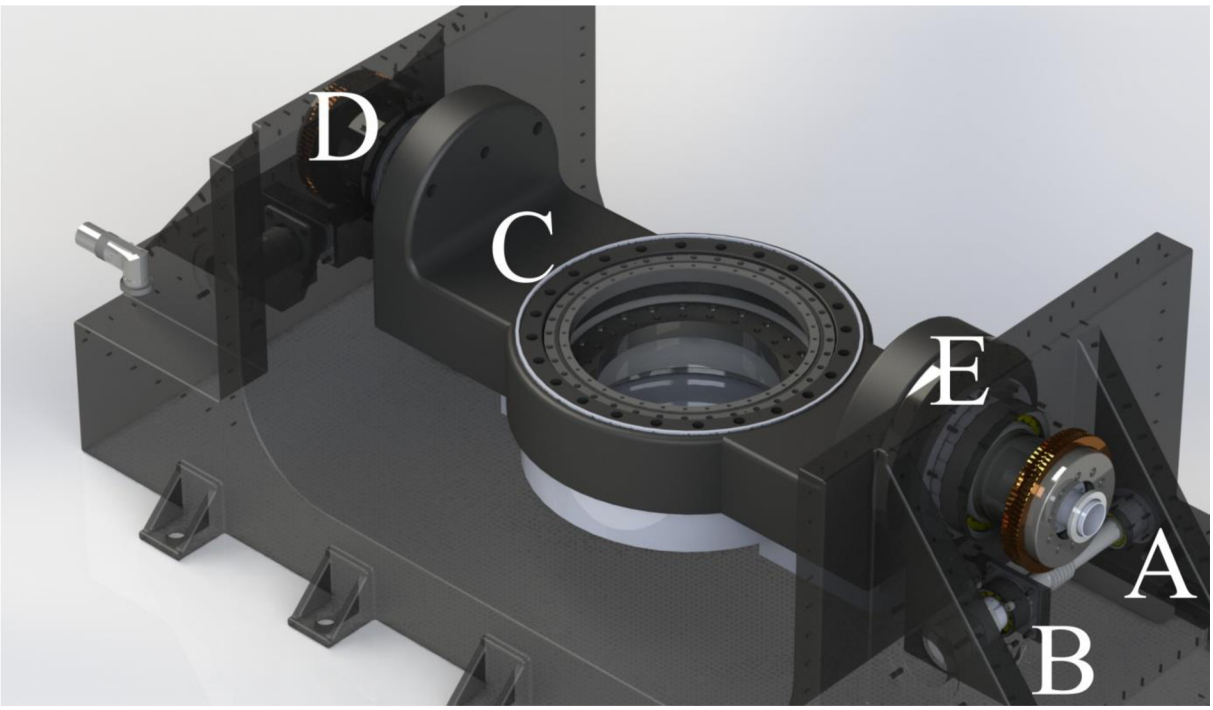
Axiální a radiální reakce na ložiska naklápění:

$$F_{šk_ax} = F_{t2} = 3902{,}94N \tag{127}$$

$$F_{šk_rad} = \sqrt{{F_{r2}}^2 + {F_{a2}}^2} = 1535{,}55\ N \tag{128}$$

3.9 Volba ložisek

Pro stroj byly zvoleny tyto ložiska: A- volné ložisko konce šnekového hřídele, B- pevné ložisko šnekového hřídele, C- ložisko rotační osy C, D- pevné ložisko naklápěcí jednotky, E- volné ložisko naklápěcí jednotky. Jejich umístění je zřetelné z obr. 27. Exponent rovnice trvanlivosti byl zvolen dle [16], str.615 pro ložiska s bodovým stykem a=3 a pro ložiska s čárovým stykem a=10/3.



Obr. 27) Umístění ložisek na stroji

3.9.1 Ložisko B

Pro pevné uložení šnekového hřídele bylo vybráno ložisko SKF 3307DJ1. Jedná se o dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem zachycující obousměrná axiální zatížení.

Tab 12) Základní parametry ložiska B

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Základní dynamická únosnost	C_B	52700	N
Základní statická únosnost	C_{0_B}	41500	N
Vnitřní průměr ložiska	d_B	35	mm

Vnější průměr ložiska	D_B	80	mm

Zatížení ložiska B v radiálním směru

$$F_{B_rad} = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = 1028{,}77\ N \tag{129}$$

Zatížení ložiska B v axiálním směru

$$F_{B_ax} = F_{Bx} = 3902{,}94\ N \tag{130}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska

Výpočtové součinitele pro ložisko 33D byly převzaty z [48],str. 440:

$$e_B = 1{,}34 \tag{131}$$

$$X_B = 0{,}54 \tag{132}$$

$$Y_B = 0{,}81 \tag{133}$$

Volba výpočtové formule ekvivalentního zatížení ložiska B:

$$\frac{F_{B_ax}}{F_{B_rad}} = 3{,}794 > e \tag{134}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

$$P_B = X_B \cdot F_{B_rad} + Y_B \cdot F_{B_ax} = 3716{,}92\ N \tag{135}$$

Trvanlivost ložiska se spolehlivostí 90%:

$$L_{10_B} = (\frac{C_B}{P_B})^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{š_1}} = 23752\ hod \tag{136}$$

3.9.2 Ložisko A

Pro volné uložení konce šnekového hřídele bylo vybráno ložisko SKF NU1007 ECP. Jedná se o válečkové ložisko umožňující axiální pohyb vnitřního ložiskového kroužku v jehož důsledku nevzniká přídavné tření při tepelném zatížení stroje.

Tab 13) Základní parametry ložiska A

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Základní dynamická únosnost	C_A	35800	N
Základní statická únosnost	C_{0_A}	38000	N
Vnitřní průměr ložiska	d_A	35	mm
Vnější průměr ložiska	D_A	62	mm

Zatížení ložiska A v radiálním směru

$$F_{A_rad} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = 537{,}48\ N \tag{137}$$

Zatížení ložiska A v axiálním směru

$$F_{A_ax} = F_{Ax} = 0\ N \tag{138}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska

Pro ekvivalentní dynamické zatížení axiálně volného ložiska platí:

$$P_A = F_{A_rad} = 537{,}48\ N \tag{139}$$

Trvanlivost ložiska se spolehlivostí 90%:

$$L_{10_A} = (\frac{C_A}{P_A})^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{š_1}} = 9982082\ hod \tag{140}$$

3.9.3 Ložisko C

Pro desky stolu bylo vybráno křížové ložisko INA XSU 080398. Jedná se o válečkové ložisko s uspořádáním valivých elementů do X.

Tab 14) Základní parametry ložiska C

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Základní dynamická únosnost v radiálním směru	C_{radC}	68000	N
Základní statická únosnost v radiálním směru	C_{0rad_C}	236000	N
Základní dynamická únosnost v axiálním směru	C_{axC}	106000	N
Základní statická únosnost v axiálním směru	C_{0ax_C}	590000	N
Vnitřní průměr ložiska	d_C	360	mm
Vnější průměr ložiska	D_C	435	mm

Silové zatížení ložiska C v radiálním směru

$$F_{C_rad} = F_{90_RAD_OSA_C} = 8762{,}54\ N \tag{141}$$

Silové zatížení ložiska C v axiálním směru

$$F_{C_ax} = F_{0_AX_OSA_C} = 8762{,}54\ N \tag{142}$$

Momentové zatížení ložiska C

$$M_{C_max} = 800{,}94\ N \tag{143}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska

Výpočtové součinitele pro ložisko XSU 080398 převzaty z [49]:

$$e_C = \frac{2000 \cdot M_{C_max}}{F_{C_ax} \cdot d_c} = 0{,}508 \tag{144}$$

Volba výpočtové formule ekvivalentního zatížení ložiska C:

$$\frac{F_{C_rad}}{F_{C_ax}} = 1 \tag{145}$$

Faktor dynamického zatížení zvolený na základě [49], str.17, fig.1:

$$k_F = 2{,}5 \tag{146}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

$$P_C = k_F \cdot F_{C_ax} = 21907{,}5\ N \tag{147}$$

Trvanlivost ložiska se spolehlivostí 90%:

$$L_{10_C} = (\frac{C_{ax_C}}{P_C})^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{max_C}} = 29029\ hod \tag{148}$$

3.9.4 Ložisko D

Pro pevné uložení naklápěcí jednotky bylo vybráno ložisko SKF 61828-2RZ. Jedná se o jednořadé kuličkové ložisko s těsněním zachycující axiální i radiální zatížení.

Tab 15) Základní parametry ložiska D

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Základní dynamická únosnost	C_D	39000	N
Základní statická únosnost	C_{0_D}	46500	N
Vnitřní průměr ložiska	d_D	140	mm
Vnější průměr ložiska	D_D	175	mm

Zatížení ložiska D v radiálním směru

$$F_{D_rad} = F_{0_RAD_OSA_A} + F_{šk_rad} = 13606{,}02\ N \tag{149}$$

Zatížení ložiska D v axiálním směru

$$F_{D_ax} = F_{0_AX_OSA_A} + F_{šk_ax} = 6815{,}45\ N \tag{150}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska

Výpočtové součinitele pro ložisko 61828 převzaté z [50],str.14.

$$f_{D_0} = 16 \tag{151}$$

$$e_D = 0{,}28 \tag{152}$$

$$X_D = 0{,}56 \tag{153}$$

$$Y_D = 1{,}55 \tag{154}$$

Volba výpočtové formule ekvivalentního zatížení ložiska D:

$$\frac{F_{D_ax}}{F_{D_rad}} = 0{,}501 > e \tag{155}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

$$P_D = F_{D_rad} = 13606{,}02\ N \tag{156}$$

Trvanlivost ložiska se spolehlivostí 90%:

$$L_{10_D} = \left(\frac{C_D}{P_D}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{šk_2}} = 23116\ hod \tag{157}$$

3.9.5 Ložisko E

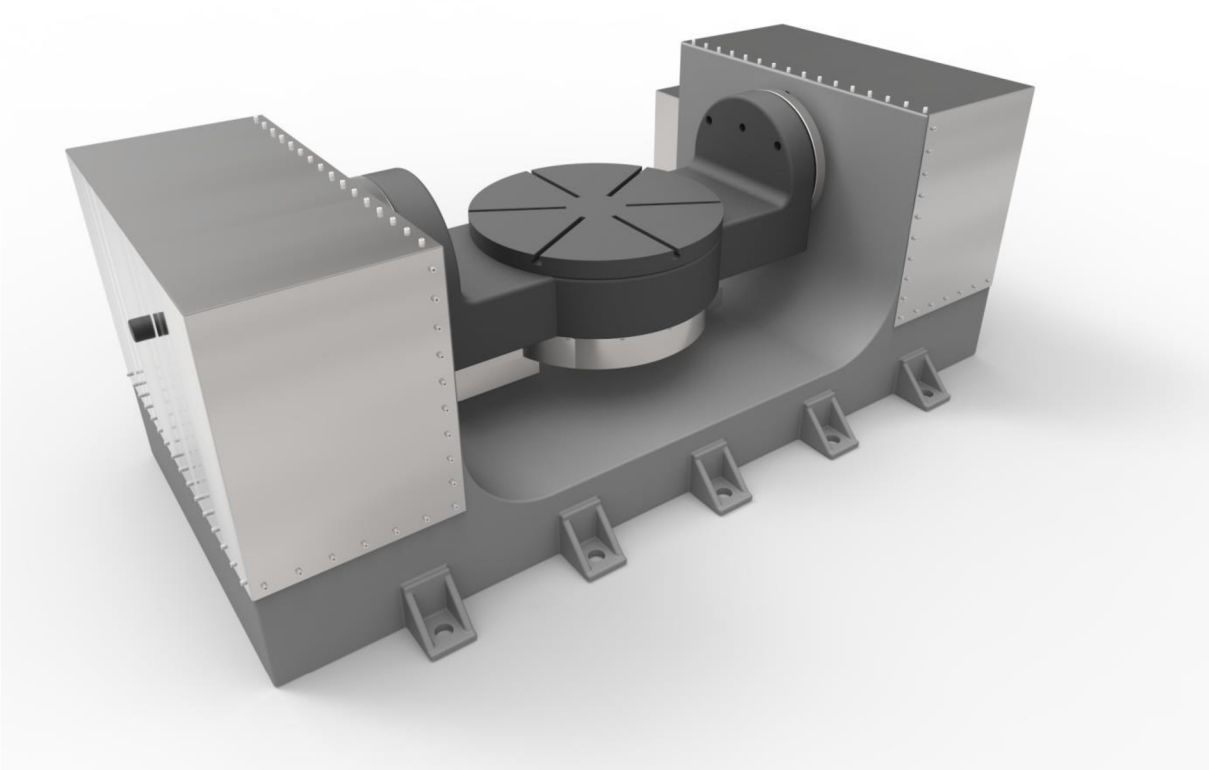
Pro volné uložení druhé strany naklápěcí jednotky bylo vybráno ložisko SKF NU 1028 ML. Jedná se o jednořadé válečkové ložisko umožňující axiální pohyb vnitřního ložiskového kroužku. Vlivem teplotních rozdílů u tohoto ložiska nedochází k přídavným třecím ztrátám.

Tab 16) Základní parametry ložiska E

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr ložiska	d_E	140	mm
Vnější průměr ložiska	D_E	210	mm

4 KONSTRUKČNÍ ČÁST

Konstrukční část zařízení je založena na vypočtených parametrech části předchozí. Bylo zvoleno řešení s oboustranným uložením kolébky, přímým motorem pro rotační osu C a dvěma motory zapojenými v režimu Master-Slave pro osu A. Na výsledné zařízení byl kladen požadavek na dostatečnou tuhost, vyrobitelnost všech součástí a snadnou a proveditelnou montáž. Na obr. 28 je možné vidět navrženou konstrukci výsledného zařízení.

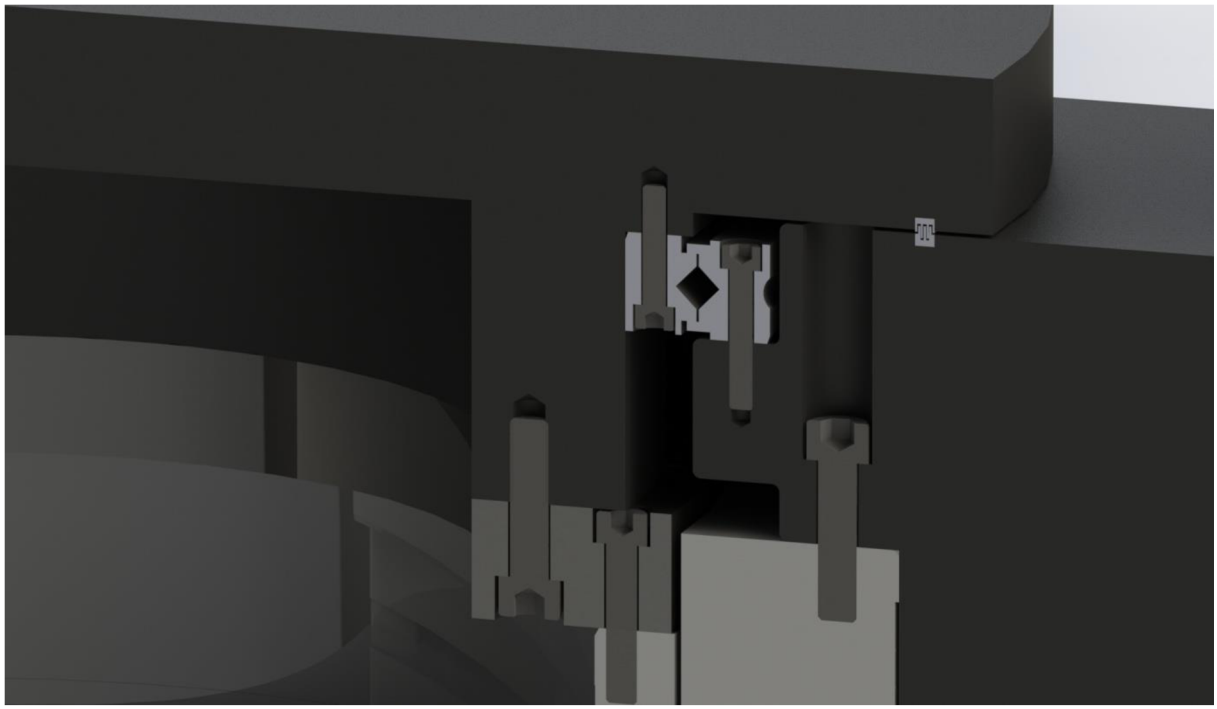


Obr. 28) Pohled na sestavu

4.1 Kolébka a přilehlé součásti

Základní součástí stroje je kolébka tvaru C, deska stolu, křížové ložisko INA XSU 080398 a momentový motor Siemens 1FW6190-0VB07-2JD2 se jmenovitým krouticím momentem 879 Nm. Vše je koncipováno do polohy uvnitř C rámu. Na desce stolu se nachází drážkování pro upínání obrobku, které bylo vytvořeno dle normy ČSN 02 1030. Mezi deskou a kolébkou je umístěno spirálové těsnění, na které může být vnitřní částí přiveden tlakový vzduch, aby byla zajištěna těsnost vnitřního prostoru před vnikajícími nečistotami. Pod deskou se nachází křížové ložisko zachycující axiální a radiální zatížení, které přenáší dále do rámu (obr. 29). Na spodní část desky je z montážních důvodů přišroubován mezikus určený pro přenos krouticího momentu mezi deskou a motorem. V kolébce jsou pro hlavy těchto šroubů vytvořeny zápustné díry. Spodní strana kolébky je krytována svařovaným plechovým dílem s výstupky pro elektrickou kabeláž a hadice, vedoucí chladicí kapalinu z a do motoru. Na bočnicích kolébky jsou vyvrtány díry se závitem pro upevnění hřídelí s přírubou (obr. 30, 31). Dále

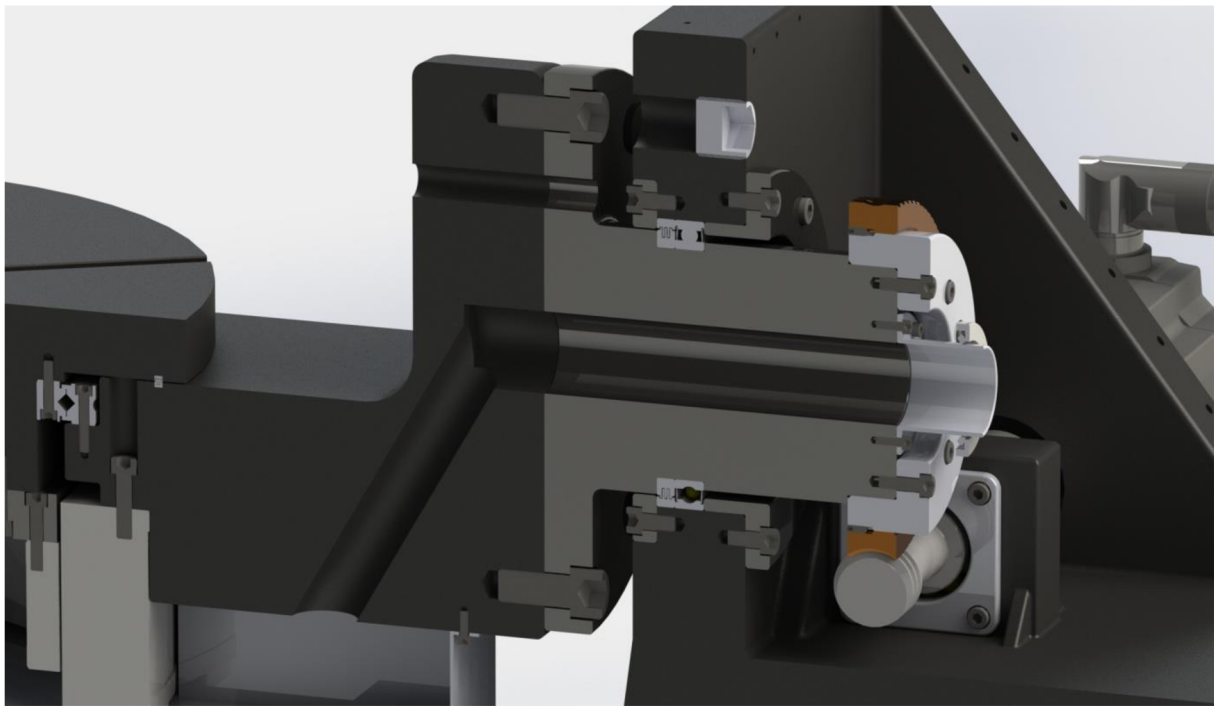
jedna průchozí díra na každé straně kolébky pro montážní účely a na vnitřní straně bočnic se také nacházejí dvě kuželové díry na každé straně kolébky pro ustavení přesné polohy kolébky vůči hřídeli za pomoci dvou kuželových kolíků s vnitřním závitem dle normy ČSN ISO 8736. Tyto kolíky mohou být při následné demontáži vytáhnuty za pomoci vnitřního závitu a následně použity pro upevnění kolébky do stejné polohy. Tělem bočnic kolébky jsou vedeny dvě díry pod úhlem určené pro vedení kabeláže a hadic motoru.



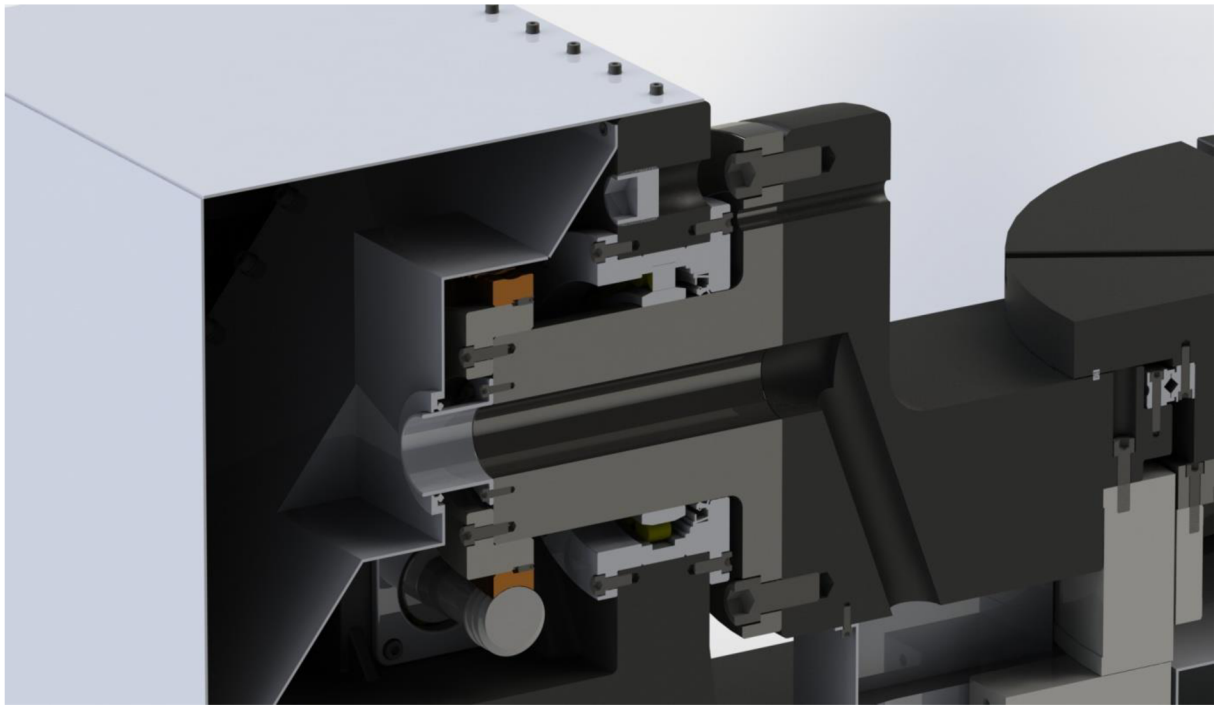
Obr. 29) Uložení desky stolu a mechanismus montáže

4.2 Uložení kolébky

Celá kolébka je přimontována k již zmiňovaným hřídelím s přírubou. Hřídele jsou koncipovány jako duté, s otvorem pro vedení kabelů a hadic. Uloženy jsou do rámu stroje za pomoci dvou ložisek, po jednom na každé straně. Levá strana stroje využívá válečkového ložiska volného v axiálním směru (obr. 31). Vnější kroužek tohoto ložiska je dvěma přírubami zajištěn v rámu . Příruba obsahuje osazení pro těsnicí kroužek, který zabraňuje vniknutí nečistot do převodového prostoru a zároveň únik kapaliny ze stroje. Pravá strana stroje je uložena na kuličkovém jednořadém ložisku SKF 61828-2RZ s těsněním a plastickým mazivem (obr. 30). Vnější kroužek ložiska je zajištěn proti posuvu dvěma přírubami. Vnější příruba přimontovaná k rámu obsahuje osazení pro spirálové těsnění. Vnitřní kroužek ložiska je pojištěn proti axiálnímu posuvu na jedné straně osazením hřídele a na straně druhé distančním kroužkem, který se opírá o náboj šnekového věnce. Na koncích hřídelů se z každé strany nachází přišroubovaný náboj věnce šnekového kola, na který je věnec nalisován a zajištěn stavěcími šrouby. Menší dutá příruba vně hřídele obsahuje vedení pro kabely ven z otvoru v hřídeli.



Obr. 30) Uložení kolébky na pravé straně - axiálně pevné

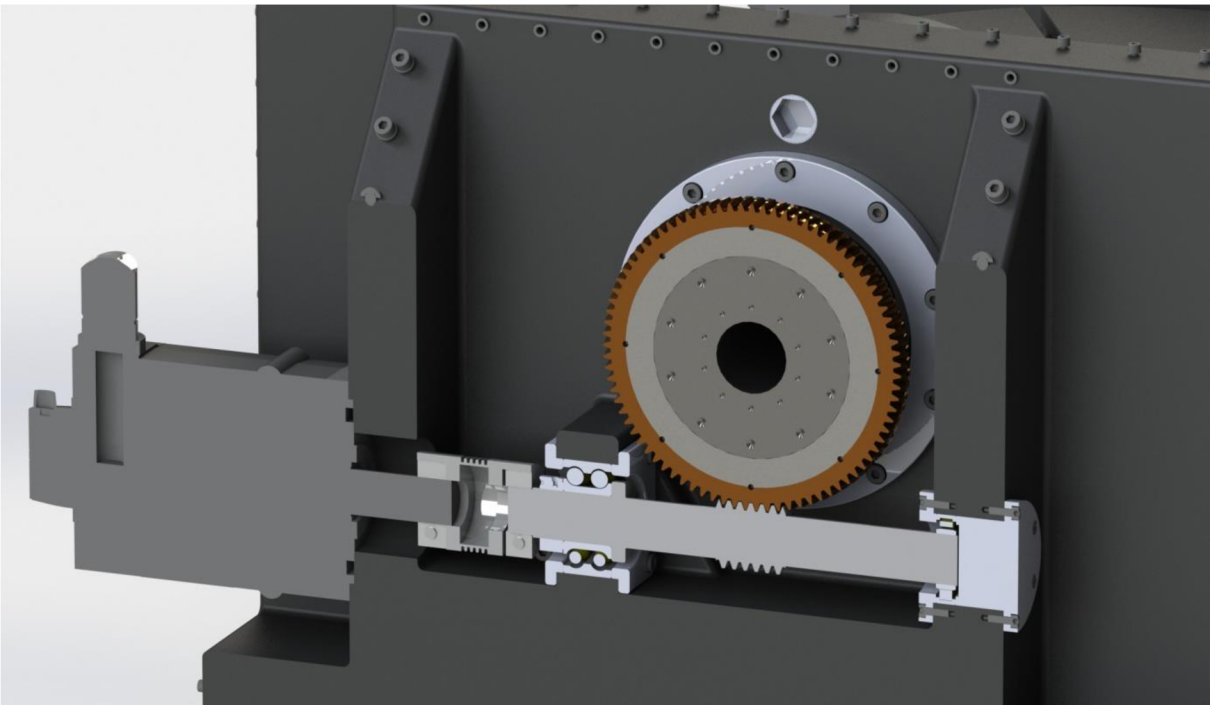


Obr. 31) Uložení kolébky na levé straně - axiálně volné

4.3 Převodové ústrojí

Převodové ústrojí rotační osy A je znázorněno na obrázku 32. Věnec šnekového kola je vyroben z hliníkového bronzu a je nalisován na náboj. Toto spojení umožňuje rozebíratelnost a snižuje tím případné náklady na výměnu poškozeného věnce. Věnec šnekového kola spoluzabírá se šnekovým hřídelem, který je vyroben z kalené oceli. Hřídel je uložený na dvou ložiskách, jedno SKF dvouřadé kuličkové s kosoúhlým stykem s označením 3307 DJ1, druhé SKF

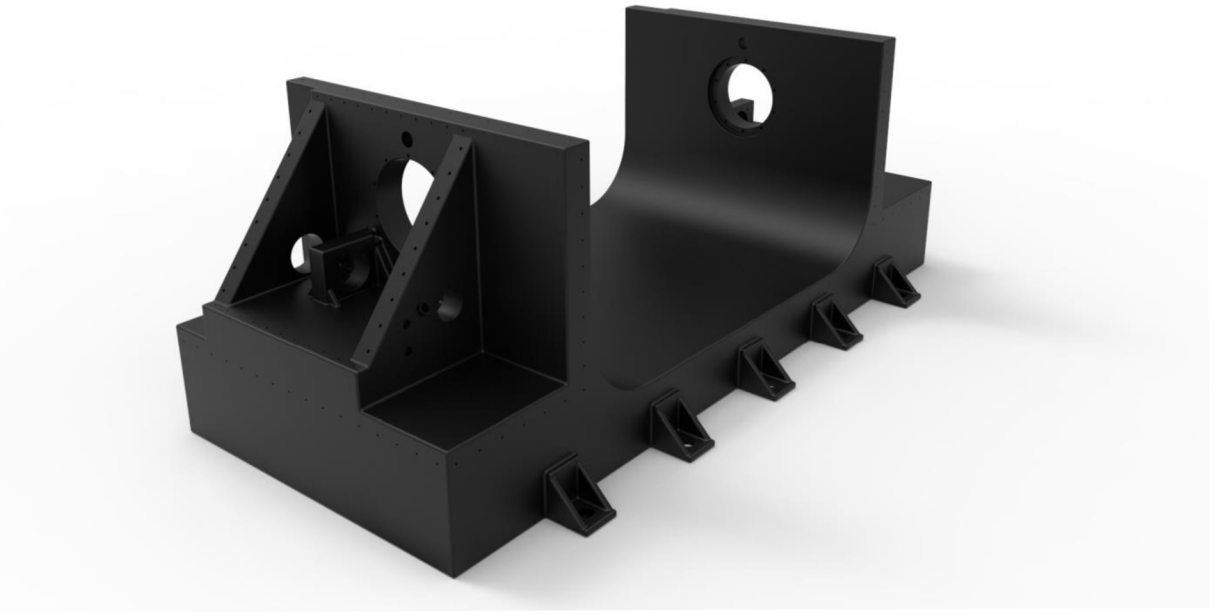
válečkové volné v axiálním směru s označením NU 1007 ECP. Toto ložisko umožňuje rozpínání hřídele vlivem teplotních změn, díky čemuž nevzniká přídavné zatížení. Hlavní ložisko je pojištěno proti axiálnímu posuvu na vnějším kroužku dvěma přírubami a na vnitřním kroužku za pomoci osazení na šnekovém hřídeli a z druhé strany KM maticí firmy KVT Fastening. Tato matice je našroubována na jemný závit vysoustružený na konci hřídele. Proti axiálnímu posuvu je pojištěna vnitřními stavěcími šrouby. Za závitem následuje změna průřezu hřídele a na ní nasazená vlnovcová spojka. Tato spojka byla zvolena s dostatečnou bezpečností pro pevné sevření hřídelí šneku a motoru. Mezi její výhody patří hlavně bezvůlové spojení hřídelí a také tlumení kmitů, které zanáší nepřesnost do výrobního procesu. Pohonnou jednotkou osy A byl zvolen motor Siemens 1FT7082-5WC70-1BG0 s maximálním krouticím momentem 21 Nm. Celý převodový prostor je zakrytovaný ohýbaným a svařovaným plechem, pod který bude při montáži vloženo těsnění s těsnící pastou. Boční prostor rámu je taktéž krytovaný svařovaným plechem.



Obr. 32) Převodové ústrojí v řezu

4.4 Rám

Rám stroje má tvar písmene C s pevnou podložkou (obr. 33). Materiálem této součásti byla zvolena šedá litina z důvodu lepšího tlumení vibrací, nižších pořizovacích nákladů a lepší obrobitelnosti. Po bocích základní C struktury rámu byla vytvořena dvě žebra v podélném směru. Tato žebra zvyšují celkovou tuhost rámu a byla využita pro uchycení pohonných jednotek, uložení volného ložiska a jsou do nich navrtány otvory pro manipulaci s olejovou náplní. Do bočnic C struktury byly vyvrtány otvory pro uložení ložisek hřídelí kolébky a závitové otvory pro přimontování všech přírub. Mezi žebry se nachází nálitek s otvorem do kterého je nalisováno hlavní ložisko pohonu osy A. V podélném směru se nachází patky s otvory pro kotvící šrouby.



Obr. 33) Rám stroje

4.5 Závěr konstrukce

Všechny modely obsahují technologická zaoblení a zkosení potřebná pro výrobu a montáž. Při konstrukci stroje byly jako spojovací materiál použity šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem dle normy ČSN ISO 4762. Rám stroje obsahuje otvory pro manipulaci s olejovou náplní.

5 ZÁVĚR

Tématem této bakalářské práce byly otočné stoly s kolébkou a jejich konstrukce. Cílem první části práce bylo provedení rešerše v oblasti kinematických struktur otočných stolů s kolébkou. V této části byla úvodem zpracována krátká kapitola pojednávající o vhodnosti volby pětiosého obrábění. Následoval popis jednotlivých konstrukčních součástí a řešení s důrazem na jejich výhody a nevýhody. V závěru rešeršní části byl uveden krátký výčet domácích i zahraničních firem zabývajících se konstrukcí otočných stolů pro pětiosá obráběcí centra.

Na základě rešeršní části práce bylo vybráno vhodné řešení pro konstrukci. Uložení kolébky bylo vybráno oboustranné, pro pohon rotační osy C byl zvolen přímý momentový motor a pro pohon rotační osy A byly zvoleny dva servomotory s nepřímým šnekovým převodem zapojených v systému Master-Slave. Výsledné zařízení je konstruováno jako dodatečné příslušenství pro obráběcí centra, které je možné připojit k centru bez nutnosti konstrukčních úprav stroje.Pro součásti stroje byly provedeny základní výpočty založené na vstupních parametrech pro maximální zatížení obrobkem o hmotnosti 500 kg a možnosti rotace ve směru osy C o 360º a ve směru osy A o 180º. Všechny kontrolované součásti mají životnost vyšší než 20 000 hodin.

Výsledkem této bakalářské práce je funkční návrh otočného stolu s kolébkou určeného jako dodatečné příslušenství pro tříosá obráběcí centra. Obsahem přílohy je doloženo konstrukční řešení 3D modelu stroje a výkresová dokumentace.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] POLZER, Aleš. Akademie CNC obrábění (1). *Akademie CNC obrábění* [online]. 2009, roč. 1, č. 1 [cit. 2015-12-28]. Dostupné z: <http://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/akademie-cnc-obrabeni/akademie-cnc-obrabeni-1_8536.html>.

[2] Delcam Česká republika [online]. c2008, [cit.2015-12-28]. Dostupné z: <http://www.delcam.cz/produkty/powermill/5-ose-frezovani/>.

[3] AWEA MECHANTRONIC CO., LTD. [online]. 2016, [cit. 2016-01-23]. Dostupné z: <http://www.awea.com/awea_en/milling/5-axes/fmv/overview.htm>.

[4] MAREK, Jiří. a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. 3. vyd. Praha: MM publishing, 2014. ISBN 978-80-260-6780-1.

[5] KIM, James. *A closer look at 5-axis machining* [online]. 2008, [cit 2016-01-23]. Dostupné z: <http://medicaldesign.com/contract-manufacturing/closer-look-5-axis-machining>.

[6] BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 2. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1991. ISBN 80-214-0361-6.

[7] MM Průmyslové spektrum [online]. 2001, [cit. 2016-02-06]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory.html>.

[8] ETEL S.A. [online]. 2013, [cit. 2016-02-06]. Dostupné z:<http://www.etel.ch/torque_motors/principle>.

[9] SIEMENS [online]. c2016, [cit. 2016-02-13]. Dostupné z: < http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?ctxnh=b59df113a7&ctxp=home >.

[10] ETEL S.A. [online]. 2013, [cit 2016-02-13]. Dostupné z: <http://www.etel.ch/cz/momentove-motory/primy-pohon/>.

[11] SIEMENS AG [online]. c1996, [cit. 2016-02-06]. Dostupné z:<http://w3.siemens.com/mcms/mc-solutions/en/motors/motion-control-motors/simotics-t-torque-motor/pages/torque-motor.aspx>.

[12] MM Průmyslové spektrum: Šneková soukolí (převody) [online]. 2013, [cit. 2016-02-14]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/snekova-soukoli-prevody.html>.

[13] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů* [online]. c2012, [cit. 2016-02-14]. Dostupné z: < https://www.zcu.cz/pracoviste/vyd/online/Zaklady_stavby.pdf>

[14] SHERLINE [online]. c2016, [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://sherline.com/Wordpress/wp-content/uploads/2015/12/37003d-300x225.jpg>.

[15] OCTOPUSTOOLS s.r.o.: Šnekový převod s duplexním šnekem a plnou výškou zubů [online]. c2008, [cit. 2016-02-14]. Dostupné z: <http://www.octopustools.com/rottary_tables/stoly/katalogy/snek.pdf>.

[16] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

[17] ORIENTAL MOTOR U.S.A. CORP. [online]. c2016, [cit. 2016-02-14]. Dostupné z: <http://www.orientalmotor.com/products/rotary-linear-actuators/hollow-rotary-actuators.html>.

[18] MM Průmyslové spektrum [online]. 2011, [cit. 2016-03-04]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/pohony-pro-obrabeci-stroje-4841.html>.

[19] UZIMEX PRAHA, spol. s.r.o. [online]. c2006, [cit. 2016-02-21]. Dostupné z: <http://www.routech.cz/files/files/Ke-stazeni/UZIMEX-katalog-mini.pdf>.

[20] SKF Group 2015 [online]. 2015, [cit. 2016-02-25]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/tcm:54-129877/Super-precision%20bearings%20-%2013383_1%20CS_tcm_54-129877.pdf>.

[21] Schaeffler AG [online]. 2015, [cit. 2016-02-25]. Dostupné z: <http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/07_press/press_kit/emo_2/0001A2A1.jpg>.

[22] Schaeffler CZ s.r.o. [online]. c2016, [cit. 201-02-25]. Dostupné z: <http://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products_services/rotativ_products/crossed_roller_bearings/crossed_roller_bearings.jsp>.

[23] Schaeffler CZ s.r.o. [online]. c2016, [cit. 201-02-25]. Dostupné z: < http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/publication/downloads_18/ksx_de_en.pdf>.

[24] Schaeffler Technologies AG & Co. KG. Řešení ložisek pro obráběcí stroje [online]. c2015, [cit. 2016-02-25]. Dostupné z: <http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/pkw_de_cs.pdf>.

[25] Schaeffler Technologies AG & Co. KG [online]. c2016, [cit. 2016-02-25]. Dostupné z: <http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/07_press/press_kit/emo_2/0001871A.jpg>.

[26] MM Průmyslové spektrum: Snímače polohy pro výrobní stroje [online]. 2005, [cit. 2016-02-26]. Dostupné z:<http://www.mmspektrum.com/clanek/snimace-polohy-pro-vyrobni-stroje.html>.

[27] MM Průmyslové spektrum: Magnetické a optické snímače polohy [online]. 2007, [cit. 2016-02-26]. Dostupné z:<http://www.mmspektrum.com/clanek/magneticke-snimace-polohy-2.html>.

[28] Sensorsportal [online]. c2006, [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: <http://www.sensorsportal.com/HTML/DIGEST/april_06/Rotary_Encoder_IC_PR.gif>.

[29] HEIDENHAIN [online]. c2016, [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: <http://www.heidenhain.cz/typo3temp/pics/ERM280_V02.de.web_6e2976ea58.jpg>.

[30] MM Průmyslové spektrum: Rotační snímače (enkodéry) [online]. 2005, [cit. 2016-02-26]. Dostupné z:<http://www.mmspektrum.com/clanek/rotacni-snimace-enkodery.html >.

[31] Renishaw [online]. c2016, [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: <http://resources.renishaw.com/gen/download/tonic-ultra-high-vacuum-readhead-on-resm-rotary-ring--25701>.

[32] Renishaw [online]. c2016, [2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.renishaw.com/media/img/gen/4034ea21b5d648fcb0854a3241c838ff.jpg>.

[33] Peter Lehmann AG [online]. 2010, [cit. 2016-02-27]. Dostupné z: <http://www.lehmann-rotary-tables.com/en/products/tf-rotaryTables/?oid=1521&lang=en >.

[34] FIBRO GmbH [online]. 2011, [cit. 2016-02-27]. Dostupné z: <http://www.fibro.de/typo3temp/pics/FIBROPLAN_CL_EMCO_086343d4ac.jpg>.

[35] KOVOSVIT MAS, a.s. [online]. c2015, [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.masmachinetools.com/mcv-1000-5ax>.

[36] KOVOSVIT MAS, a.s. [online]. c2015, [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.masmachinetools.com/mcu-700vt-5x>.

[37] KOVOSVIT MAS, a.s. [online]. c2015, [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.masmachinetools.com/storage/1_89_mcu1100cz-pl-web.pdf>.

[38] KOVOSVIT MAS, a.s. [online]. c2015, [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.masmachinetools.com/imagecache/1141x0_1_350_pracovni-prostor.jpg>.

[39] TAJMAC-ZPS, a.s. [online]. c2006, [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/sites/tajmac-zps-2.os.zps/files/mcv1210_cz.pdf>.

[40] Vydavatelství Nová média, s. r. o. — Konstrukter.cz [online]. c2014, [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.konstrukter.cz/wp-content/uploads/2015/02/obrabeci-stroj-tajmac-zps-mcv-1210.jpg>.

[41] Haas Automation, Inc [online]. c2016, [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.haascnc.com/rotary_mt.asp?webID=5AXIS_RT_ROTARY#contbody&gsc.tab=0>.

[42] Haas Automation Ltd [online]. c2016, [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://haas.co.uk/images/rotary_images_large/TR160-2B_R.jpg>.

[43] NIKKEN Kosakusho Europe [online]. 2001, [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.nikken-world.com/5th-Axis-Rotary-Tables.aspx>.

[44] NIKKEN Kosakusho Europe [online]. 2001, [cit. 2016-03-05]. Dostupné z: <http://www.nikken-world.com/Nikken-5AX-550-Ultra-Heavy-Duty-Rotary-Table.aspx>.

[45] DMG MORI [online], c2016, [cit 2016-03-05]. Dostupné z: <http://en.dmgmori.com/products>.

[46] DMG MORI [online], c2016, [cit 2016-03-05]. Dostupné z: <http://en.dmgmori.com/products/lasertec/lasertec-shape/lasertec-65-shape#Intro>.

[47] Sandvik Coromant [online]. c2016, [cit. 2016-04-12]. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/_layouts/15/tibp/downloadshandler.ashx?url=http://gen-sandvik.ecbook.se/eccatalogues/download/1072/?lt=false&fileName=Rota%C4%8Dn%C3%AD%20n%C3%A1stroje>.

[48] SKF Group 2015 [online]. 2015, [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_02_Kulickova%20loziska%20s%20kosouhlym%20stykem.pdf>.

[49] Schaeffler Technologies AG & Co. KG [online]. c2016, [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/publication/downloads_18/ksx_de_en.pdf>.

[50] SKF Group 2015 [online]. 2015, [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova%20loziska.pdf>.

7 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

7.1 Seznam zkratek a symbolů

a_1	mm	vzdálenost působiště posuvové síly od osy otáčení
A_{D1}	mm^2	průřez třísky při frézování
a_{p1}	mm	hloubka záběru při frézování
a_{p2}	mm	hloubka záběru při vrtání
$a_{šs}$	mm	osová vzdálenost šnekového soukolí
$b_š$	mm	délka závitu šneku
$b_{š_zvol}$	mm	zvolená délka závitu šneku
$b_{šk}$	mm	šířka šnekového kola
$b_{šk_zvol}$	mm	zvolená šířka šnekového kola
c	-	hlavová vůle
C_A	N	základní dynamická únosnost ložiska A
C_{axC}	N	základní dynamická únosnost ložiska C v axiálním směru
C_B	N	základní dynamická únosnost ložiska B
C_D	N	základní dynamická únosnost ložiska D
C_{Fc}	$N \cdot mm^2$	měrná řezná síla při frézování
C_{radC}	N	základní dynamická únosnost ložiska C v radiálním směru
C_{0_A}	N	základní statická únosnost ložiska A
C_{0_B}	N	základní statická únosnost ložiska B
C_{0_D}	N	základní statická únosnost ložiska D
C_{0ax_C}	N	základní statická únosnost ložiska C v axiálním směru
C_{0rad_C}	N	základní statická únosnost ložiska C v radiálním směru
$d_{a_š}$	mm	průměr hlavové kružnice šneku
$d_{a_šk}$	mm	průměr hlavové kružnice šnekového kola
d_A	mm	vnitřní průměr ložiska A
D_A	mm	vnější průměr ložiska A
d_B	mm	vnitřní průměr ložiska B
D_B	mm	vnější průměr ložiska B
d_{C_vne}	mm	vnější průměr pohonné jednotky osy C
d_{C_vni}	mm	vnitřní průměr pohonné jednotky osy C
d_C	mm	vnitřní průměr ložiska C
D_C	mm	vnější průměr ložiska C
D_{c1}	mm	průměr frézovacího nástroje
D_{c2}	mm	průměr vrtáku
d_D	mm	vnitřní průměr ložiska D
D_D	mm	vnější průměr ložiska D
D_{des}	mm	průměr desky stolu

d_E	mm	vnitřní průměr ložiska E
D_E	mm	vnější průměr ložiska E
$d_{f_š}$	mm	průměr patní kružnice šneku
$d_{f_šk}$	mm	průměr patní kružnice šnekového kola
D_{obr}	mm	průměr obrobku
$d_{š_1}$	mm	průměr roztečné kružnice šneku
$d_{šk_2}$	mm	průměr roztečné kružnice šnekového kola
$d_{w_š}$	mm	průměr valivé kružnice šneku
$d_{w_šk}$	mm	průměr valivé kružnice šnekového kola
e_B	-	výpočtový součinitel ložiska B - 1
e_C	-	výpočtový součinitel ložiska C
e_D	-	výpočtový součinitel ložiska D - 2
$E_{šk_red}$	MPa	redukovaný modul pružnosti materiálu šnekového kola
$E_š$	MPa	modul pružnosti šneku
F_{A_ax}	N	síla působící zatížení ložiska A v axiálním směru
F_{A_rad}	N	síla působící zatížení ložiska A v radiálním směru
F_{Ax}	N	reakce na ložisku A ve směru osy x
F_{Ay}	N	reakce na ložisku A ve směru osy y
F_{Az}	N	reakce na ložisku A ve směru osy z
F_{a1}	N	axiální síla působící na šnek
F_{a2}	N	axiální síla působící na šnekové kolo
F_{B_ax}	N	síla působící zatížení ložiska B v axiálním směru
F_{B_rad}	N	síla působící zatížení ložiska B v radiálním směru
F_{Bx}	N	reakce na ložisku B ve směru osy x
F_{By}	N	reakce na ložisku B ve směru osy y
F_{Bz}	N	reakce na ložisku B ve směru osy z
F_c	N	řezná síla při frézování
F_{C_ax}	N	síla působící zatížení ložiska C v axiálním směru
F_{C_rad}	N	síla působící zatížení ložiska C v radiálním směru
F_{D_ax}	N	síla působící zatížení ložiska D v axiálním směru
F_{D_rad}	N	síla působící zatížení ložiska D v radiálním směru
f_{D_0}	-	výpočtový součinitel ložiska D -1
F_f	N	posuvová síla při vrtání
F_{G_des}	N	tíhová síla desky stolu
F_{G_mC}	N	tíhová síla motoru osy C
F_{G_nj}	N	tíhová síla naklápěcí jednotky
F_{G_obr}	N	tíhová síla obrobku
F_{G_rot}	N	tíhová síla rotoru pohonné jednotky osy C
$F_{G_souč_A}$	N	tíhové zatížení od součástí působících na uložení naklápěcí jednotky
$F_{G_souč_C}$	N	tíhové zatížení od součástí působících na uložení desky stolu
f_n	$mm \cdot ot^{-1}$	posuv na otáčku

F_{r1}	N	radiální síla působící na šnek
F_{r2}	N	radiální síla působící na šnekové kolo
$F_{šk_ax}$	N	axiální reakce na ložiska naklápění
$F_{šk_rad}$	N	radiální reakce na ložiska naklápění
F_{t1}	N	tečná síla působící na šnek
F_{t2}	N	tečná síla působící na šnekové kolo
f_{zm}	-	střední součinitel tření v ozubení soukolí
f_{z1}	mm	posuv na zub frézy
f_{z2}	mm	posuv na zub vrtáku
$F_{0_AX_OSA_A}$	N	silové zatížení v axiálním směru osy A při 0° naklopení
$F_{0_AX_OSA_C}$	N	silové zatížení v axiálním směru osy C při 0° naklopení
$F_{0_RAD_OSA_A}$	N	silové zatížení v radiálním směru osy A při 0° naklopení
$F_{0_RAD_OSA_C}$	N	silové zatížení v radiálním směru osy C při 0° naklopení
f_{0T}	-	součinitel tření pro normalizované referenční šnekové soukolí
$F_{90_AX_OSA_A}$	N	silové zatížení v axiálním směru osy A při 90° naklopení
$F_{90_AX_OSA_C}$	N	silové zatížení v axiálním směru osy C při 90° naklopení
$F_{90_RAD_OSA_A}$	N	silové zatížení v radiálním směru osy A při 90° naklopení
$F_{90_RAD_OSA_C}$	N	silové zatížení v radiálním směru osy C při 90° naklopení
h^*	-	součinitel tloušťky mazací vrstvy
$h_{a_š}$	mm	výška hlavy zubu šneku
h_{des}	mm	vzdálenost těžiště desky od osy otáčení
$h_{f_š}$	mm	výška paty zubu šneku
$h_{l_š}$	mm	výška zubu šneku
h_{obr}	mm	výška obrobku
h_{mC}	mm	vzdálenost těžiště motoru osy C od osy otáčení
h_{nj}	mm	vzdálenost těžiště naklápěcí jednotky od osy otáčení
i_A	-	převodový poměr osy A
i_C	-	převodový poměr osy C
$i_{sš}$	-	převodový poměr šnekového soukolí
J_{A_red}	$kg \cdot m^2$	redukovaný moment setrvačnosti rotační osy A
J_{C_red}	$kg \cdot m^2$	redukovaný moment setrvačnosti rotační osy C
J_{x_des}	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti desky stolu vzhledem k ose rotace X
J_{x_kol}	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti kolébky vzhledem k ose rotace X
J_{x_mot}	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti pohonné jednotky osy A vzhledem k ose rotace X
J_{x_obr}	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti obrobku vzhledem k ose rotace X
$J_{x_š}$	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti šneku vzhledem k ose rotace X
$J_{x_šk}$	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti šnekového kola vzhledem k ose rotace X
J_{z_rot}	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti rotoru pohonné jednotky osy C vzhledem k ose rotace Z
J_{z_obr}	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti obrobku vzhledem k ose rotace Z

J_{z_des}	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti desky stolu vzhledem k ose rotace Z
K_A	-	součinitel vnějších dynamický sil
k_{c1}	$N \cdot mm^{-2}$	specifická řezná síla při frézování
k_{c2}	$N \cdot mm^{-2}$	specifická řezná síla při vrtání
k_F	-	faktor dynamického zatížení
L_h	hod	požadovaná trvanlivost šnekového soukolí
$l_{lož}$	mm	vzdálenost ložisek
$l_{lož_A}$	mm	vzdálenost ložiska A od působiště sil
$l_{lož_B}$	mm	vzdálenost ložiska B od působiště sil
L_{10_A}	hod	trvanlivost ložiska A
L_{10_B}	hod	trvanlivost ložiska B
L_{10_C}	hod	trvanlivost ložiska C
L_{10_D}	hod	trvanlivost ložiska D
M_A	Nm	celkový kroutící moment motoru určující výběr pohonné jednotky osy A
M_{A_kd}	Nm	moment pohonné jednotky osy A nutný pro rozběh
M_{A_max}	Nm	maximální momentové zatížení působící ve směru osy A
$M_{A_max_1STR}$	Nm	maximální momentové zatížení působící na jedné straně kolébky ve směru osy A
$M_{A_š}$	Nm	moment na šneku
$M_{A\eta}$	Nm	moment potřebný pro výběr motoru osy A ze statického hlediska
M_C	Nm	celkový krouticí moment motoru určující výběr pohonné jednotky osy C
M_{C_kd}	Nm	moment pohonné jednotky osy C nutný pro rozběh
M_{C_max}	Nm	maximální momentové zatížení působící ve směru osy C
$M_{C\eta}$	Nm	moment potřebný pro výběr motoru osy C ze statického hlediska
mc	-	Kienzlův exponent
m_{des}	kg	hmotnost desky stolu
Mk_{A_jmen}	Nm	jmenovitý kroutící moment pohonné jednotky osy A
$M_{k_C_jmen}$	Nm	jmenovitý kroutící moment pohonné jednotky osy C
$M_{k_C_max}$	Nm	maximální kroutící moment pohonné jednotky osy C
m_{mA}	kg	hmotnost motoru osy A
m_{mC}	kg	hmotnost motoru osy C
m_{nj}	kg	hmotnost naklápěcí jednotky
m_{obr}	kg	hmotnost obrobku
m_{rotC}	kg	hmotnost rotoru pohonné jednotky osy C
$m_{šs}$	mm	modul šnekového soukolí
n_{Ajm}	min^{-1}	jmenovité otáčky pohonné jednotky osy A
n_{max_C}	min^{-1}	maximální pohonné jednotky osy C
$n_{š_1}$	min^{-1}	otáčky šneka
$n_{šk_2}$	min^{-1}	otáčky šnekového kola

n_z	-	počet zubů v záběru frézy
n_1	min^{-1}	maximální otáčky desky stolu
n_2	min^{-1}	maximální otáčky servomotoru
P_A	N	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A
P_{Ajmen}	kW	jmenovitý výkon pohonné jednotky osy A
P_B	N	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B
P_C	N	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska C
P_{Cjmen}	kW	jmenovitý výkon pohonné jednotky osy C
P_{Cmax}	kW	maximální výkon pohonné jednotky osy C
P_D	kW	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska D
p_m*	-	parametr Hertzova napětí
$P_{šk_2}$	kW	výkon na šnekovém kole
$P_{š_1}$	kW	výkon na šneku
p_z	mm	stoupání závitu
q	-	součinitel průměru šneku
Ra	µm	drsnost povrchu zubů
$R_{eš}$	MPa	Mez pružnosti materiálu šneku
$R_{mš}$	MPa	Mez pevnosti materiálu šneku
S_F	-	součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu(v ohybu)
S_H	-	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů (v dotyku)
$s_š$	mm	tloušťka zubu šneku
S_δ	-	součinitel bezpečnosti průhybu hřídele šneku
t_{r1}	s	doba rozběhu desky stolu
t_{r2}	s	doba rozběhu kolébky
v_{c1}	$m \cdot min^{-1}$	doporučená řezná rychlost frézy
v_{c2}	$m \cdot min^{-1}$	doporučená řezná rychlost vrtáku
v_k	$m \cdot s^{-1}$	skluzová rychlost
V_{obr}	m^3	objem obrobku
$v_{šk_2}$	$m \cdot s^{-1}$	obvodová rychlost na roztečném válci šnekového kola
$v_{š_1}$	$m \cdot s^{-1}$	obvodová rychlost na roztečném válci šneku
x	-	korekce
X_B	-	výpočtový součinitel ložiska B - 2
X_D	-	výpočtový součinitel ložiska D - 3
Y_B	-	výpočtový součinitel ložiska B - 3
Y_D	-	výpočtový součinitel ložiska D - 4
Y_F	-	součinitel tvaru zubu
Y_G	-	součinitel geometrie
Y_K	-	součinitel tloušťky šnekového kola
Y_{NL}	-	součinitel počtu cyklů
Y_R	-	součinitel drsnosti

Y_S	-	součinitel velikosti
Y_W	-	součinitel vlivu materiálu
$Y\gamma$	-	součinitel úhlu stoupání šroubovice
$Y\varepsilon$	-	součinitel vlivu záběru profilu
Z_h	-	součinitel počtu cyklů při požadované trvanlivosti L_h
Z_{oil}	-	součinitel maziva
Z_S	-	součinitel velikosti
Z_V	-	součinitel rychlosti
$z_{š_1}$	-	počet zubů šneku
$z_{šk_2}$	-	počet zubů šnekového kola
z_1	-	počet zubů frézy
z_2	-	počet zubů vrtáku
α_{max}	°	maximální úhel rotace kolem osy C
α_n	°	normálný úhel profilu:
β_{max}	°	maximální úhel rotace kolem osy A
γ	°	roztečný úhel stoupání šroubovice šneku
δ_{lim}	mm	mezní výsledný průhyb hřídele šneku
δ_{max}	mm	skutečný maximální průhyb hřídele šneku
ε_D	s^{-2}	zrychlení desky stolu
ε_{mA}	s^{-2}	zrychlení pohonné jednotky osy A
ε_{mc}	s^{-2}	zrychlení pohonné jednotky osy C
ε_N	s^{-2}	zrychlení naklápěcí části
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota obráběného materiálu
κ_{r1}	°	úhel nastavení hlavního ostří frézování
κ_{r2}	°	úhel nastavení hlavního ostří vrtání
φ_i	°	úhel posuvového pohybu
η_{Ac}	-	celková účinnost převodu osy A
η_{Al_1}	-	účinnost ložiska naklápění
η_{Al_2}	-	účinnost kuličkového ložiska šneku
η_{Cc}	-	celková účinnost převodu osy C
η_{Cl}	-	účinnost hlavního ložiska
η_{Cp}	-	účinnost převodu
η_p	-	účinnost šnekového soukolí
$\eta_{šs}$	-	účinnost šnekového převodu
σ_{HG}	MPa	korigovaná mez únavy v dotyku
σ_{Hm}	MPa	střední napětí v dotyku
$\sigma_{š_HlimT}$	MPa	mez únavy v dotyku šnekového kola
τ_F	MPa	smykové napětí v patě zubu
τ_{FG}	MPa	korigovaná mez únavy ve smyku
$\tau_{š_FlimT}$	MPa	mez únavy ve smyku šnekového kola
ω_D	s^{-1}	Maximální úhlová rychlost desky stolu

ω_N	s^{-1}	Maximální úhlová rychlost naklápěcí části

7.2 Seznam obrázků

Obr. 1) Obrábění tvarově složitého obrobku [3] ... 16
Obr. 2) - Vyobrazení obráběcích os [5] ... 16
Obr. 3) Varianty způsobů pětiosého obrábění nástroje [4] ... 17
Obr. 4) Schematické zobrazení a popis prstencového motoru [8] ... 17
Obr. 5) Momentové motory Siemens řady SIMOTICS T [11] ... 18
Obr. 6) Pohon šnekovým převodem firmy SHERLINE [14] ... 19
Obr. 7) Duplexní šnekový převod TSUDAKOMA [15] ... 19
Obr. 8) Převod ozubenými koly[17] ... 20
Obr. 9) Master-Slave provedení pohonu[18] ... 20
Obr. 10) Řemenový převod otočného stolu [19] ... 21
Obr. 11) Axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem zabudované do stolu [21] 22
Obr. 12) Křížové válečkové ložisko [23] ... 22
Obr. 13) Axiálně-radiální válečkové ložisko [25] ... 22
Obr. 14) Základní části magnetického snímače [28] ... 23
Obr. 15) Magnetický úhlový snímač [29] ... 24
Obr. 16) Rotační optický snímač SiGNUM[31] ... 24
Obr. 17) Rotační optický snímač s dvěma čtecími hlavami SiGNUM[32] ... 24
Obr. 18) Letmo uložený otočný stůl firmy FIBRO [34] ... 25
Obr. 19) Stůl s kolébkou integrovaný v obráběcím centru MCU 1100V – 5X [38] . 26
Obr. 20) Otočný stůl firmy Tajmac ZPS zabudovaný do centra MCV 1210 [40] ... 27
Obr. 21) Dvoudesková varianta otočného stolu firmy Haas [42] ... 27
Obr. 22) Otočný stůl s deskou o průměru 550mm firmy Nikken[44] ... 28
Obr. 23) Laserové obráběcí centrum DMG MORI LASERTEC 65 [46] ... 28
Obr. 24) Silové a momentové zatížení stroje při 0° naklopení ... 30
Obr. 25) Silové a momentové zatížení stroje při 90° naklopení ... 30
Obr. 26) Rozbor silového zatížení šnekového převodu ... 41
Obr. 27) Umístění ložisek na stroji ... 43
Obr. 28) Pohled na sestavu ... 47
Obr. 29) Uložení desky stolu a mechanismus montáže ... 48
Obr. 30) Uložení kolébky na pravé straně - axiálně pevné ... 49
Obr. 31) Uložení kolébky na levé straně - axiálně volné ... 49
Obr. 32) Převodové ústrojí v řezu ... 50
Obr. 33) Rám stroje ... 51

7.3 Seznam tabulek

Tab 1) Tabulka základních parametrů ... 29
Tab 2) Tabulka základních hodnot pro výpočet zatížení od frézování ... 31
Tab 3) Tabulka základních hodnot pro výpočet zatížení od vrtání ... 31
Tab 4) Tabulka přehledu hmotností dílů a jejich tíhového zatížení ... 32
Tab 5) Tabulka udávající vzdálenost těžiště od osy rotace ... 33
Tab 6) Zvolené parametry šnekového soukolí ... 34
Tab 7) Tabulka vlastností materiálu šnekového soukolí ... 36

Tab 8) Tabulka momentů setrvačností dílů náhonu osy C 39
Tab 9) Tabulka parametrů pohonné jednotky Siemens 1FW6190-0VB07-2JD2 39
Tab 10) Tabulka momentů setrvačnosti dílů náhonu osy C 40
Tab 11) Tabulka parametrů pohonné jednotky Siemens 1FT7082-5WC70-1BG0..... 41
Tab 12) Základní parametry ložiska B 43
Tab 13) Základní parametry ložiska A 44
Tab 14) Základní parametry ložiska C 45
Tab 15) Základní parametry ložiska D 46
Tab 16) Základní parametry ložiska E 46

8 SEZNAM PŘÍLOH

8.1 Tištěné přílohy

Výkresová dokumentace sestavy stroje a vybraných součástí

8.2 Elektronické přílohy

3D model sestavy ve formátu .sldasm

3D model sestavy ve formátu .step

Výkresová dokumentace stroje a vybraných součástí ve formátu .pdf