



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKCE OTOČNÉHO STOLU PRO OBRÁBĚCÍ STROJ

DESIGN OF A ROTARY TABLE FOR A MACHINE TOOL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Patrik Axmann

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Patrik Axmann**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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:

Konstrukce otočného stolu pro obráběcí stroj

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede na základě současného stavu vědy a techniky konstrukční návrh otočného stolu ve dvou osách včetně potřebných konstrukčních výpočtů.

Cíle bakalářské práce:

Popis současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Systémový rozbor problematiky.

Návrh variant konstrukce otočného stolu a zdůvodnění výběru varianty konstrukčního řešení.

Konstrukční návrh otočného stolu pro obráběcí stroj (osy A a B).

Technické výpočty.

Vybraná výkresová dokumentace otočného stolu.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří, et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. 1. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Infozdroje.cz. Infozdroje.cz [online]. Praha: Albertina icome Praha s.r.o., 2016 [cit. 2016-11-04].

Dostupné z: www.infozdroje.cz

MM Průmyslové spektrum. MM Průmyslové spektrum [online]. Praha: MM publishing, s. r. o., 2016 [cit. 2016-11-04]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com>

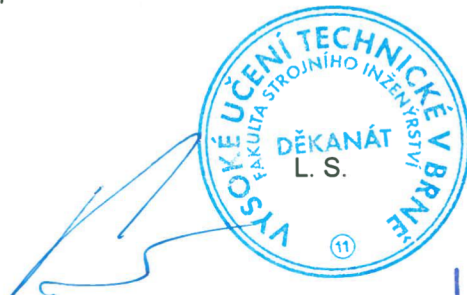
EUR-Lex: Přístup k právu Evropské unie [online]. Brusel: Úřad pro publikace, 2016 [cit. 2016-11-04].

Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu>

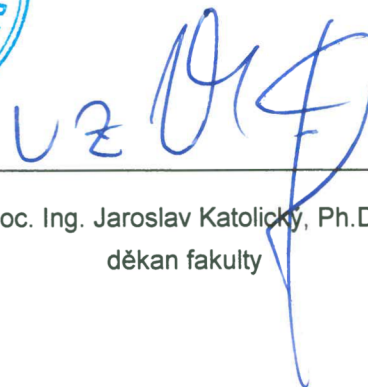
ČSN online [online]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016 [cit. 2016-11-04]. Dostupné z: csnonline.unmz.cz

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 26. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí otočného stolu pro obráběcí stroj. V první části se věnuje systémovému rozboru problematiky, a to použití pohonů, převodových mechanismů, ložisek a odměřovacích systémů při konstrukci. Následně výrobci a dále vytvoření variant konstrukčních řešení. Druhá část práce je zaměřena na výpočty a konstrukci zvolené konstrukční varianty.

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the construction of a rotary table for a machine tool. The first part deals with the system analysis of the problems, namely the use of drives, gear mechanisms, bearings and measuring systems in the design. Subsequently, manufacturers and the creation of variants of design solutions. The second part of the thesis is focused on calculations and design of the chosen design variant.

KLÍČOVÁ SLOVA

Otočný stůl ve dvou osách, obráběcí stroj, pohon, ložiska kruhových stolů, konstrukce.

KEYWORDS

Rotary table in two axes, machine tool, drive, bearings of circular tables, construction.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

AXMANN, P. *Konstrukce otočného stolu pro obráběcí stroj*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2018, 59 s., Vedoucí diplomové/bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Petru Blechovi, PhD. za odborné vedení práce a cenné rady, které mi pomohly tuto práci zkompletovat.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Blechy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Patrik Axmann

OBSAH

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | ÚVOD | 15 |
| 2 | POHONY OTOČNÝCH STOLŮ | 16 |
| 2.1 | Přímé Pohony | 16 |
| 2.2 | Nepřímé pohony | 17 |
| 2.2.1 | Převod šnekovým soukolím | 17 |
| 2.2.2 | Převod čelním soukolím Master-slave | 18 |
| 2.2.3 | Převod ozubeným řemenem | 18 |
| 3 | LOŽISKA ULOŽENÍ OTOČNÝCH STOLŮ | 19 |
| 3.1 | Axiálně-radiální ložiska / kuličková ložiska s kosouhlým stykem | 19 |
| 3.2 | Válečková ložiska se zkříženými valivými členy | 19 |
| 3.3 | Hydrostatická ložiska | 20 |
| 4 | ODMĚŘOVÁNÍ | 21 |
| 4.1 | Optické snímače polohy | 21 |
| 4.2 | Magnetické snímače polohy | 21 |
| 4.3 | Integrovaný měřicí systémem do Axiálně-radiálních ložisek YRTM | 22 |
| 5 | VÝROBCI | 23 |
| 5.1 | FIBRO® | 23 |
| 5.1.1 | FIBROPLAN® NC-otočné stoly | 23 |
| 5.1.2 | FIBROMAX® otočné stoly s velkým zatížením a rotační lineární stoly s velkým zatížením | 24 |
| 5.1.3 | FIBRODYN® otočné stoly s momentovými motory | 24 |
| 5.2 | Kitagawa Iron Works Ltd (KIW) | 25 |
| 6 | KONSTRUKČNÍ NÁVRHY VARIANT | 26 |
| 6.1 | První varianta | 26 |
| 6.2 | Druhá varianta | 26 |
| 7 | VÝOPČETNÍ ČÁST | 27 |
| 7.1 | Základní parametry stolu | 27 |
| 7.2 | Znázornění sil a momentů působících na zařízení | 28 |
| 7.2.1 | Výpočet hmotnostních sil od součástí | 29 |
| 7.2.2 | Výpočet síly působící při frézování | 29 |
| 7.2.3 | Výpočet síly působící při vrtání | 30 |
| 7.2.4 | Výpočet zatížení působícího na zařízení | 31 |
| 7.3 | Výpočet potřebného kroutícího momentu motoru osy B | 32 |
| 7.4 | Volba pohonné jednotky pro osu B | 33 |
| 7.5 | Volba ložiska pro uložení otočné desky stolu osy B | 34 |
| 7.5.1 | Kontrolní výpočet ložiska osy B | 34 |
| 7.6 | Návrh a kontrolní výpočet šnekového převodu | 36 |
| 7.6.1 | Výpočet vstupních parametrů | 36 |
| 7.7 | Výpočet potřebného kroutícího momentu motoru osy A | 37 |
| 7.8 | Volba pohonné jednotky pro osu A | 38 |
| 7.9 | Návrh ložisek uložení kolébky | 39 |
| 7.9.1 | Výpočet reakcí v uložení kolébky | 39 |
| 7.9.2 | Návrh ložiska 2 | 40 |
| 7.9.3 | Návrh ložiska 1 | 41 |

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 7.10 | Návrh ložisek uložení šnekové hřídele | 43 |
| 7.10.1 | Výpočet reakcí v uložení šnekové hřídele | 43 |
| 7.10.2 | Návrh ložiska 3 | 44 |
| 7.10.3 | Návrh ložiska 4 | 46 |
| 8 | ZÁVĚR..... | 48 |
| 9 | SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ..... | 49 |
| 10 | SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK..... | 52 |
| 10.1 | Seznam zkratk a symbolů | 52 |
| 10.2 | Seznam tabulek..... | 56 |
| 10.3 | Seznam obrázků..... | 56 |
| 11 | SEZNAM PŘÍLOH..... | 58 |
| 11.1 | Tištěné přílohy | 58 |
| 11.2 | Elektronické přílohy | 58 |

1 ÚVOD

Stůl obráběcího stroje je část zpravidla plochého tvaru s vodorovnou upínací plochou obdélníkovou, čtvercovou nebo kruhovou, na níž se upíná obrobek je-li možno stolem posouvat ve dvou směrech k sobě kolmých, nazývá se stůl křížový, jestliže jím lze otáčet (případně natáčet), nazývá se otočný (případně natačivý). Otočný stůl obráběcího stroje se používá k upnutí a polohování obrobku do pozice potřebné k obrábění určité části obrobku. Otočné stoly můžeme převážně najít u CNC frézek kde slouží jako čtvrtá nebo pátá osa obráběcího stroje, poté se jedná o pěti-osé obrábění. Pětiosé obrábění poskytuje obrovské možnosti, pokud se týká velikostí a tvarů dílů, které můžete efektivně zpracovávat. Termín „pětiosý“ znamená počet směrů, kterými se řezný nástroj může pohybovat. Na pětiosém obráběcím centru se řezný nástroj pohybuje v lineárních osách X, Y a Z a otáčí se kolem os A a B, což umožňuje přibližování k obrobku z jakéhokoliv směru. Jinými slovy, můžete obrábět pět stran dílu při jediném nastavení. [1] [2]



Obr. 1) otočný stůl Holzmann Teileapparat TAP200 1 osa otáčení [3]



Obr. 2) otočný stůl Kitagawa TTM321 / TTSM321 otočný ve dvou osách pro 5-ti osé obrábění [4]

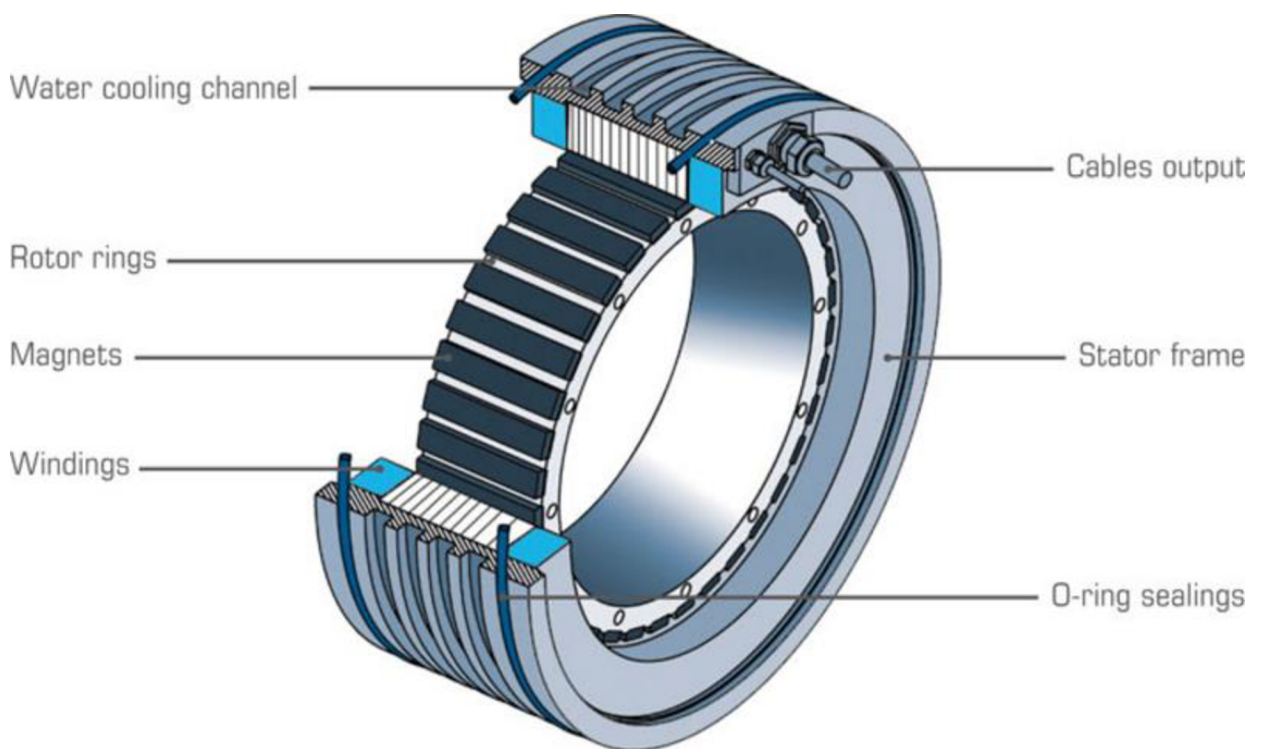
2 POHONY OTOČNÝCH STOLŮ

Pohon stolu obráběcího stroje může být zajištěn lidskou silou a to pomocí kliky kterou obsluha točí a pomocí převodového mechanismu se otáčí stůl, servomotorem, nebo elektromotorem, kde je přeměňována elektrická energie na mechanickou. Pohony můžeme rozdělit do dvou kategorií.

2.1 Přímé Pohony

Přímé pohony otočných stolů můžeme nazývat vysokomomentové, nebo prstencové. Přímé připojení užitečné zátěže k rotoru eliminuje nutnost použití mechanických převodových prvků jako jsou převodovky, rozvodové řemeny, reduktory a šnekové převody. Menší počet mechanických součástí rovněž minimalizuje údržbu a snižuje náklady na systém. [5]

Konstrukčně jsou řešeny tak že vnější prstenec neboli stator je umístěn do rámu stroje a vnitřní prstenec neboli rotor je připevněn k části stroje kterou chceme pohánět.



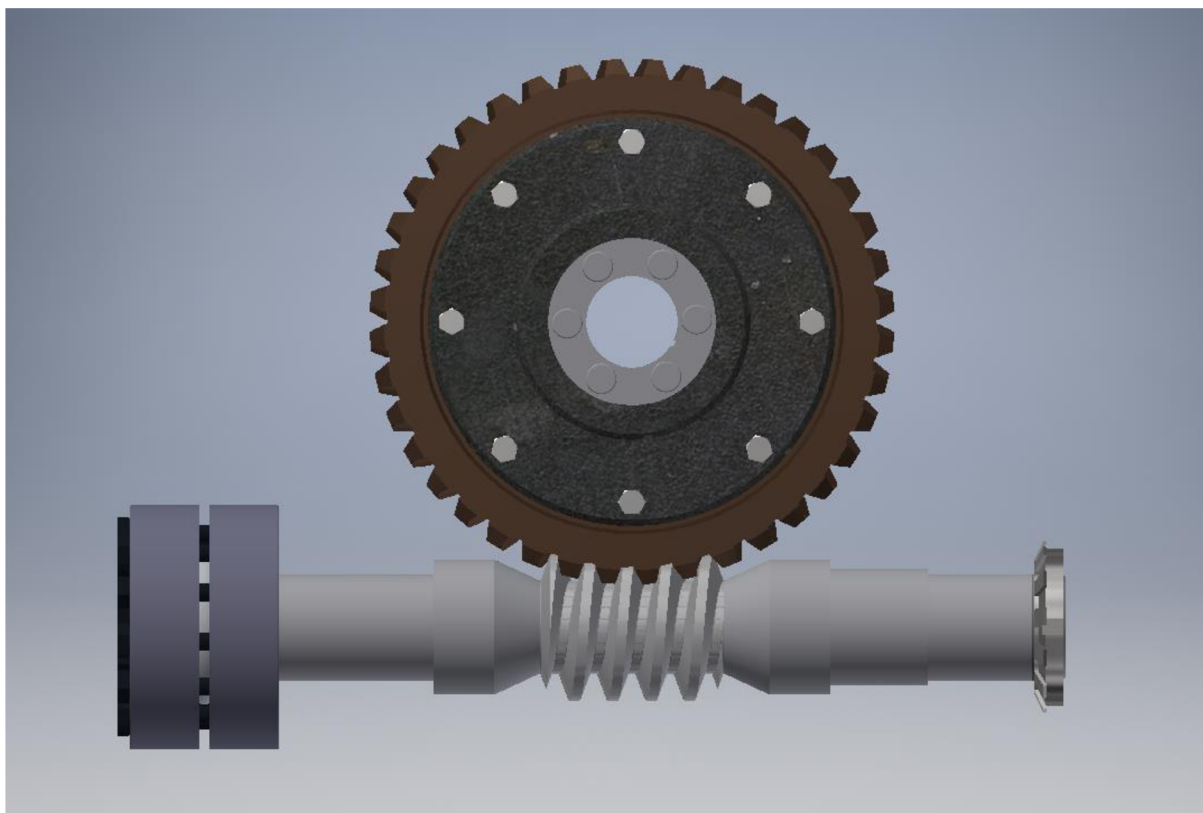
Obr. 3) řez přímím pohonem [6]

2.2 Nepřímé pohony

Nepřímé pohony Jsou realizovány pomocí vně uloženého elektromotoru, servomotoru nebo kliky pro manuální ovládání. Je zde ovšem nutno zaručit přenos kroutícího momentu pomocí převodového mechanismu který mění otáčky a kroutící moment motoru. Dále můžeme nepřímo poháněné otočné stoly rozdělit podle převodových mechanismů.

2.2.1 Převod šnekovým soukolím

Šnekové soukolí slouží k převodu mezi dvěma mimoběžnými hřídeli. Úhel mimoběžných os bývá nejčastěji 90 stupňů. Šneková soukolí jsou speciálním případem šroubového soukolí, kde snížením počtu zubů pastorku na minimum tj, $z_1 = 1, 2, 3$ atd. přejde tento v jednochodý nebo vícechodý šroub, který se nazývá šnek. Protikolo je nazýváno jako šnekové kolo. [7] Výhodou šnekových převodů je možnost velkých převodových poměrů až ($i=1000$), velký přenosový výkon ve vztahu k rozměrům, u globoidních provedení je v záběru více zubů, proto je chod klidný a tichý, vhodným konstrukčním kompaktním řešením lze docílit i samosvornosti převodu, malé rozměry, a tedy malá hmotnost. Nevýhodou jsou podstatně vyšší nároky na geometrickou přesnost nástrojů na výrobu ozubení – nebezpečí skluzu a tím i trhavého pohybu, větší intenzita vývinu tepla a opotřebení boků zubů a také vykazují podstatně nižší účinnost η oproti čelním převodům. [8]

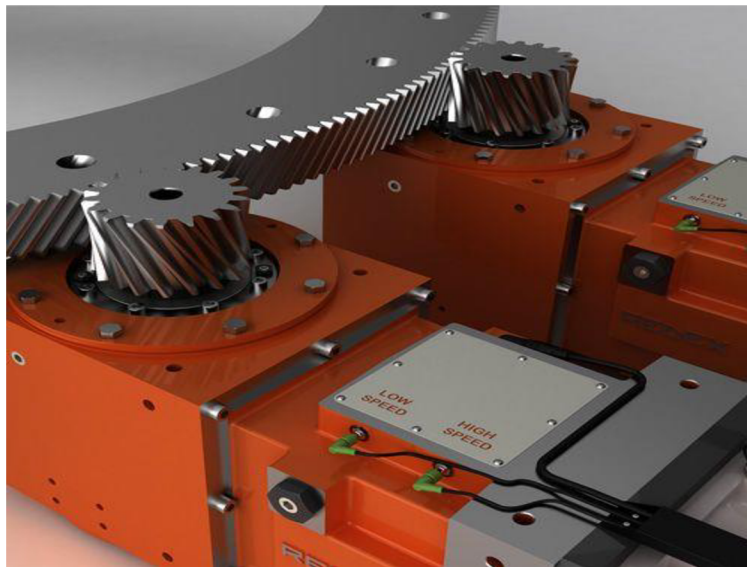


Obr. 4) příklad šnekového soukolí

2.2.2 Převod čelním soukolím Master-slave

Převod čelním ozubeným soukolím je řešen tak že na otočné části stolu je připevněn ozubený věnec a na pevných částech jsou uchyceny pohony zapojeny v režim u Master slave, na jejichž výstupních hřídelích jsou umístěny pastorky které přenášejí kroutící moment na ozubený věnec a tak otáčí se stolem.

Na rozdíl od šnekového převodu má převod čelním soukolím vyšší účinnost a delší životnost. Nevýhodou však je nesamostatnost a menší převodový poměr. Při převodu čelním soukolím se používají většinou dva motory a to kvůli vymezení vůle. vymezení vůle probíhá díky modernímu elektronicky řízenému systému předepnutí Master-Slave (obr. 5). Systém pracuje na principu, vyvíjení momentu jedním nezávislým motorem zvaným master a druhým závislým motorem zvaným Slave který vytváří protichůdný moment závislý na externím zatížení a tím vymezuje vůli. V případě pohonu jen jediným servomotorem se vůle dá vymezovat mechanicky. [1]



Obr. 5) Pohon věnce otočného stolu dvěma pastorky s šikmým ozubením [9]

2.2.3 Převod ozubeným řemenem

Ozubené řemeny jsou ploché hnací řemeny s ozubením na vnitřní straně. Vnitřní zubová část i hřbet řemene jsou z pryže nebo z polyuretanu. Uvnitř ozubeného řemene je uložena tahová složka, která je tvořena spirálně vinutým kordem. Tento kord bývá dle druhu řemene s ocelových drátků nebo ze skleněných případně kevlarových vláken. Díky těmto kordům má řemen vysokou tahovou tuhost a délkovou stálost po celou dobu životnosti.

Ozubené řemeny přenášejí výkon nebo kroutící moment tvarovým záběrem na ozubených řemenicích s ozubením odpovídajícím typu řemene.

Ozubené řemenice jsou řemenice s vnějším tvarovým ozubením které mají na roztečné kružnici rozteč zubů shodnou s roztečí zubů odpovídajícího řemene. Oproti ozubeným kolům s čelním ozubením leží roztečná kružnice vně kola, nad kružnicí hlavovou.

Převod je tvořen ozubeným řemenem a nejméně dvěma ozubenými řemenicemi. Převodový poměr v převodu je dán poměrem, zubů hnané a hnací řemenice.

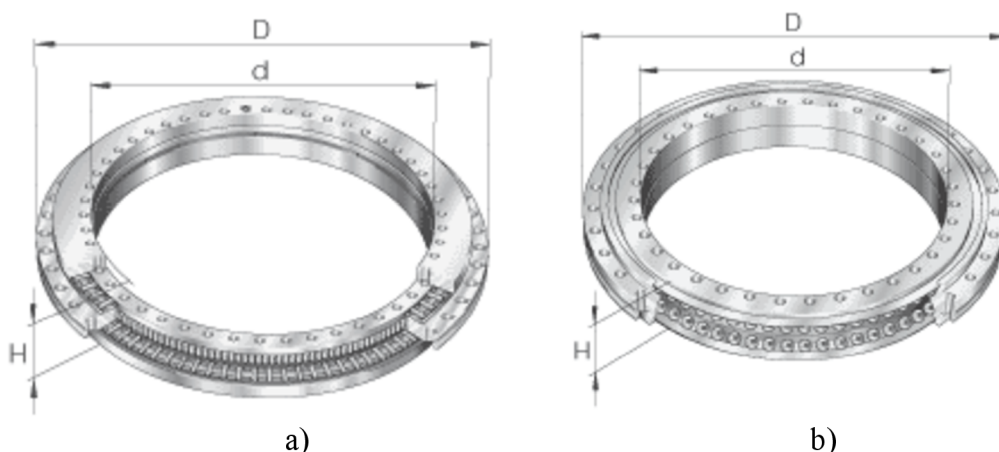
Výhody převodu ozubenými řemeny jsou velmi vysoká účinnost, až 98% při dvouhřídelovém převodu, vysoký rozsah pracovních rychlostí, nízká hlučnost, žádný skluz, konstantní úhlová rychlost, malý zastavěný prostor a také nevyžadují žádnou údržbu a mazání. [10]

3 LOŽISKA ULOŽENÍ OTOČNÝCH STOLŮ

U ložisek otočných stolů jsou kladeny vysoké požadavky na velkou tuhost a nízkou potřebu údržby při malém počtu otáček a krátké době zpracování a samozřejmě na přesnost.

3.1 Axiálně-radiální ložiska / kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

Axiálně-radiální ložiska a axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou přesná ložiska připravená k montáži pro přesné aplikace s kombinovaným zatížením. Zachycují bez vůle radiální a oboustranné axiální zatížení a klopné momenty a jsou vhodné zejména na uložení náročná na přesnost chodu. Ložiska jsou po montáži radiálně a axiálně předpjetá. [11]

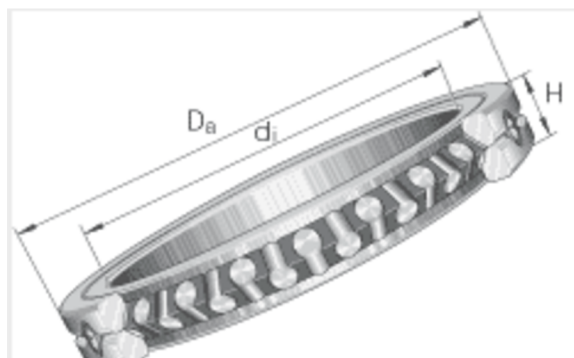


Obr. 6) Ložiska uložení otočných stolů a) axiálně-radiální válečkové ložisko, b) kuličkové ložisko s kosoúhlým [12] [13]

3.2 Válečková ložiska se zkříženými valivými členy

Křížová valivá ložiska jsou ložiska pro přesné aplikace. Skládají se z vnějších kroužků, vnitřních kroužků, valivých těles a umělohmotných distančních dílů. Vnější kroužek je rozdělený a přidržovaný třemi přidržovacími kroužky.

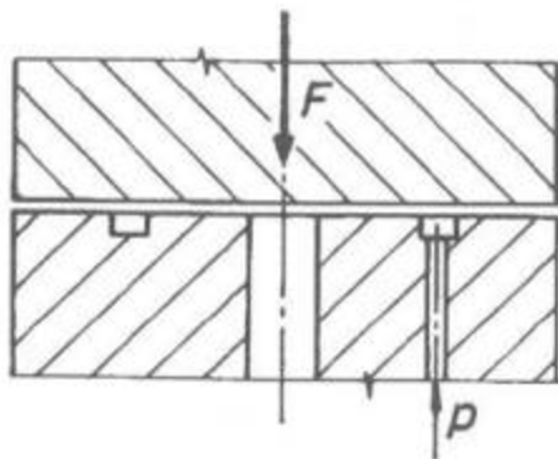
Díky uspořádání X válečků zachycují tato ložiska axiální síly z obou směrů a také radiální síly, naklápěcí zatížení a libovolné kombinace zátěže daného místa uložení. Díky tomu lze konstrukce se dvěma místy uložení zredukovat na jediné. Křížová válečková ložiska jsou velmi tuhá, mají velkou přesnost oběhu a dodávají se s normální vůlí, s malou vůlí a s předpětím. Upevnění vnějších kroužků ložiska v napojovací konstrukci se při montáži provádí snadno pomocí svěrných kroužků. [14]



Obr. 7) Válečkové ložisko se zkříženými valivými členy [15]

3.3 Hydrostatická ložiska

Hydrostatická ložiska se používají u stolů s velkými rozměry upínací desky a s velkým zatížením. U hydrostatických ložisek se tlak v mazací olejové vrstvě vytvoří pomocí vnějšího zdroje tlaku, nejčastěji zubovým čerpadlem. Příkladem hydrostatického ložiska je ložisko parciální. Používá se tam, kde vnější silové zatížení působí stále jedním směrem. V pánvi ložiska je vytvořena hydrostatická komora, do které se přivádí tlakový olej přes reduktor tlaku. Reduktor tlaku je v podstatě hydraulický prvek např. kapilára nebo clona, s velkým hydraulickým odporem. Při průtoku oleje dochází na reduktoru k určitému poklesu tlaku, takže tlak za reduktorem i v hydrostatické komoře je vždy menší než tlak před reduktorem. Čím větší je průtok oleje, tím větší je i ztráta tlaku na reduktoru. [16]



Obr. 8) Hydrostatické ložisko kotoučové s mezidruhovou komorou [16]

4 ODMĚŘOVÁNÍ

K odměřování polohy jsou nejčastěji používány optické nebo magnetické snímače polohy, které nám zaručí požadovanou přesnost. Při výběru odměřovacího systému je nutno brát ohled na přesnost, rozlišení, rychlost přenosu dat, rozměry systému a jeho složitost. [17]

4.1 Optické snímače polohy

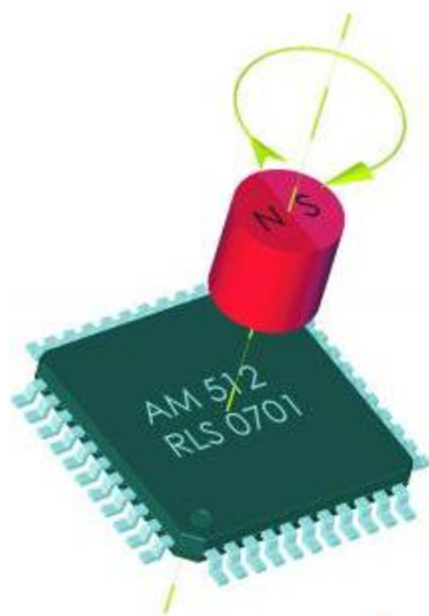
Princip optických snímačů polohy spočívá v modifikaci světelného toku mezi vysílačem a přijímačem polohou snímaného předmětu a následném převodu na elektrickou veličinu. Optické snímače můžeme rozdělit podle způsobu odměřování na absolutní, kde je poloha měřena vzhledem k referenčnímu bodu, inkrementální, kde je poloha měřena vůči předchozímu bodu a na limitní kde je poloha vyhodnocována dvoupolohově. [18]



Obr. 9) Optický Odměřovací systém Signum RESM [19]

4.2 Magnetické snímače polohy

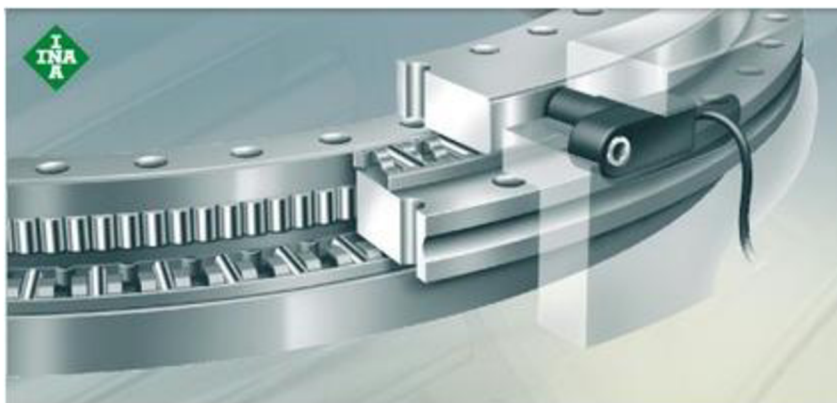
Princip spočívá ve využití silových účinků magnetického pole permanentního magnetu na jazýčky z magneticky měkkého materiálu zatavené do skleněné trubičky plněné inertním plynem. Výhodou je že u dnešních magnetických snímačů se podařilo snížit počet dílů snímače skoro o 50 procent ve srovnání s optickým snímacím systémem. Lze velmi dobře krytovat. Důmyslným návrhem matice snímacích Hallových prvků je vyřešena citlivost na externí magnetické pole, např. zdroj magnetického pole o intenzitě 1 tesla v těsné blízkosti povrchu snímače způsobí chybu čtení max. 0,5 bitu, tj. méně než 1 polohu. [18] [17]



Obr. 10) Princip funkce magnetického snímače [20]

4.3 Integrovaný měřicí systém do Axiálně-radiálních ložisek YRTM

Axiálně-radiální ložiska s integrovaným měřicím systémem se skládají z Axiálně-radiálního ložiska YRTM s integrovaným měřicím systémem a měřicí elektroniky MEKO/U. Měřicí elektronika obsahuje dvě měřicí hlavy, sadu ladících doplňků a vyhodnocovací elektroniku. Ložiska konstrukční řady YRTM odpovídají mechanicky axiálním ložiskům YRT, avšak jsou navíc vybavena magnetickým měřicím systémem. Měřicí systém bezdotykově a magnetorezistivně zachycuje úhel v oblasti několika málo úhlových sekund. [21]



Obr. 11) Axiálně radiální ložisko s integrovaným měřicím systémem skupiny scheaffler [22]

5 VÝROBCI

5.1 FIBRO®

Společnost Fischer-Brodbeck GmbH (FIBRO) byla založena v Weinsbergu v roce 1958 a od roku 1974 je součástí skupiny Läpple. Dnešní pracovníci FIBRO působí po celém světě v oblasti standardních dělů a otočných stolů.

Společnost má po celém světě cca. 780 zaměstnanců. Vlastní dceřiné společnosti ve Francii, USA, Indii, Singapuru, Koreji a Číně. [23]



Obr. 12) Logo společnosti [24]

Společnost vyrábí několik typů stolů pro obráběcí stroje.

5.1.1 FIBROPLAN® NC-otočné stoly

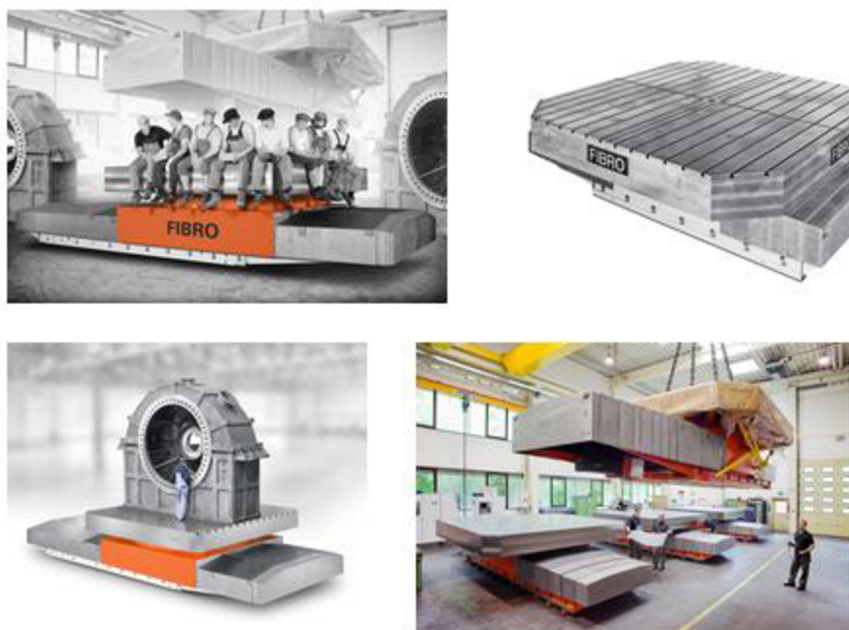
Otočné stoly FIBROPLAN® NC jsou vybaveny šnekovým pohonem nastavitelným proti směru jízdy pro použití v obráběcích strojích pro univerzální polohování. Je možné rotační a vícenápravové obrábění (současná obsluha). Použití měřících systémů s vysokým rozlišením a speciálních konstrukčních prvků s vysoce přesnými tuhými ložisky má za následek vysokou přesnost polohování. Díky hydraulickému upínání v polohovém stavu mohou být absorbovány vysoké obráběcí síly. Otočné stoly FIBROPLAN® NC jsou k dispozici v různých provedeních, konfiguračních úrovních a variantách. K dispozici jsou vícenápravové konstrukce a kombinace s lineárními stoly, konstrukcemi s paletovými upínacími zařízeními a paletami, jakož i přizpůsobená řešení. [25]



Obr. 13) FIBROPLAN® NC-otočné stoly [25]

5.1.2 FIBROMAX® otočné stoly s velkým zatížením a rotační lineární stoly s velkým zatížením

Otočné stoly FIBROMAX® NC pro univerzální polohování, rotační a víceosé obrábění (současný provoz). Moderní koncepce s pevným mechanickým designem, kombinovaná s vysoce kvalitními pohonnými a ovládacími prvky, umožňuje přepravovat až 400 tun, má flexibilní polohování, vysokou přesnost, vynikající charakteristiky pro rotační frézování a současné obrábění pomocí předpjatých ložisek a elektricky předpjatého pohonu (dvojitý pohon). [26]



Obr. 14) FIBROMAX® otočné stoly s velkým zatížením a rotační lineární stoly s velkým zatížením [26]

5.1.3 FIBRODYN® otočné stoly s momentovými motory

Rotační stoly FIBRODYN DM poháněné momentovými motory jsou optimálně vhodné pro všechny manipulační a montážní aplikace, které vyžadují nejkratší časy indexování a flexibilní polohování. Díky měřicímu systému přímo v ose rotačního stolu může být libovolná poloha přesunuta s nejvyšší přesností. [27]



Obr. 15) FIBRODYN® otočné stoly s momentovými motory [27]

5.2 Kitagawa Iron Works Ltd (KIW)



Obr. 16) Logo společnosti [28]

Kitagawa Iron Works Ltd (KIW) je japonská smíšená strojírenská skupina která byla založena zhruba před 75 lety. Její produkty zahrnují příslušenství pro obráběcí stroje, stavební materiály, slévárenské a stavební vybavení. V roce 1982 byla společnost Kitagawa Europe Ltd (KEL) založena jako společný podnik mezi KIW a S. Threiplandem k propagaci výrobků pro obráběcí stroje nejdříve ve Velké Británii a pak v roce 1985 v celé Evropě, na Středním východě, v Indii a v Africe prostřednictvím distribuční sítě. [29]

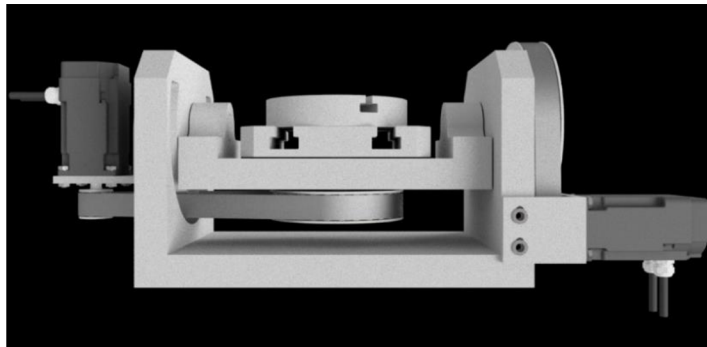
6 KONSTRUKČNÍ NÁVRHY VARIANT

Na základě současného stavu vědy a techniky a možností byly vybrány a navrženy dvě hlavní konstrukční varianty.

6.1 První varianta

Jako první varianta byl navržen otočný stůl ve dvou osách poháněný nepřímo, dvěma externími elektromotory. Jako převodový mechanismus byly zvoleny ozubené řemeny. Tento návrh má plně otočný stůl v ose B a 180° stupňové naklápění v ose A. Motory jsou uloženy na dvou konzolách, na kterých jde tyto motory posouvat a napínat tak řemeny. Rám je složen ze tří kusů, a to spodku a dvou boků kde je uložena kolíbká.

Obrovskou nevýhodou tohoto návrhu jsou použité ozubené řemeny, které nemají dostatečnou tuhost, kterou by mohly zaručit přesnost stroje.

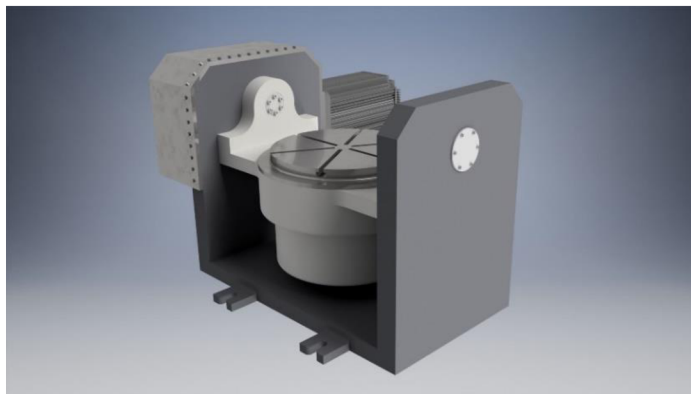


Obr. 17) První konstrukční varianta

6.2 Druhá varianta

Jako druhá varianta byl navržen otočný stůl ve dvou osách poháněný na půl přímo a na půl nepřímo, jelikož pohon stolu v ose B je zajištěn přímo prstencovým motorem a naklápění v ose A je poháněno externě uloženým servomotorem. Jako Převodové ústrojí byl zvolen šnekový převod, jež je v konstrukcích otočných stolů hojně používán. Rám je opět tvořen třemi základními díly spodkem s úchyty pro šrouby k upevnění stroje a dvěma boky ve kterých je uložena kolíbká.

Proto také byla tato varianta vybrána ke konstrukčnímu řešení.



Obr. 18) Druhá konstrukční varianta

7 VÝOPČETNÍ ČÁST

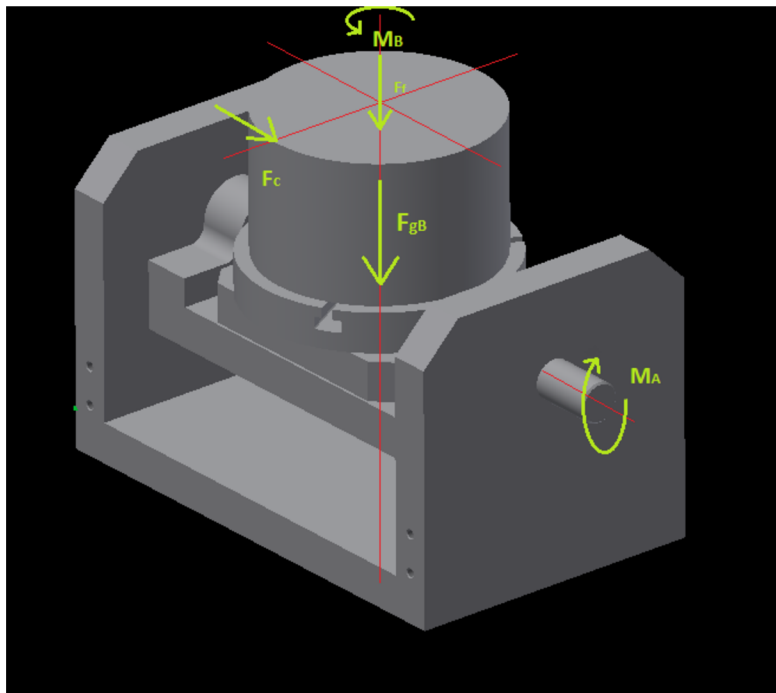
7.1 Základní parametry stolu

Tab 1) Základní parametry stolu

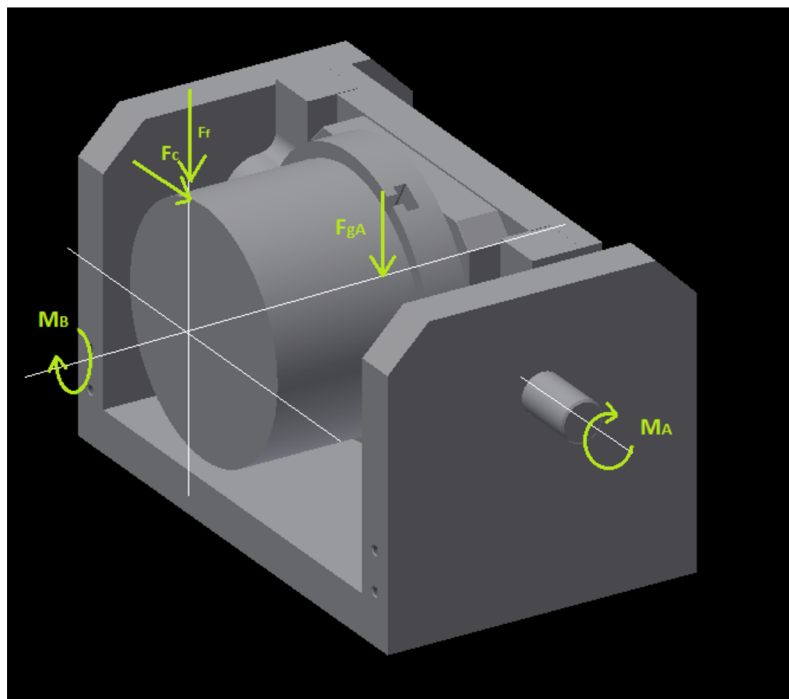
| PARAMETR | OZNAČENÍ | HODNOTA | JEDNOTKY |
|----------------------------|-----------|---------|-------------------|
| PRŮMĚR DESKY STOLU | D_{des} | 340 | mm |
| MAXIMÁLNÍ HMOTNOST OBROBKU | M_{obr} | 200 | Kg |
| ÚHEL ROTACE OSY A | α | 180 | ° |
| ÚHEL ROTACE OSY B | β | 360 | ° |
| OTÁČKY DESKY STOLU (OSA B) | n_b | 10 | min ⁻¹ |
| OTÁČKY KOLÍBKY (OSA A) | n_a | 10 | min ⁻¹ |
| DOBA ROZBĚHU DESKY STOLU | t_{des} | 1 | s |
| DOBA ROZBĚHU OSY A | t_{mot} | 3 | s |
| OBRÁBĚNÝ MATERIÁL | | Ocel | |

7.2 Znáznornění sil a momentů působících na zařízení

Při výpočtu znázorněných sil a momentů se bude počítat se silami vznikajícími při frézování a vrtání a se silami hmotností jednotlivých dílů působících na zařízení a to při krajních polohách i výchozím stavu.



Obr. 19) Síly a momenty působící na stůl ve výchozím stavu



Obr. 20) Síly a momenty působící na stůl v krajní pozici naklopení

7.2.1 Výpočet hmotnostních sil od součástí

Hmotnost každého prvku byla zjištěna z předběžného 3D modelu v programu Inventor 2018. Výpočet tíhové síly každé součásti: $F_{g\text{ souč}} = m_{\text{souč}} \cdot g$ (N) kde $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Hodnoty těchto tíhových sil jsou uvedeny v Tab 2)

Tab 2) Tabulka hmotností jednotlivých dílů a jejich tíhové síly

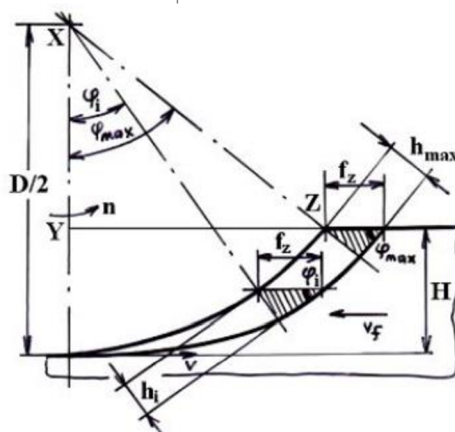
| DÍL | OZNAČENÍ | HMOTNOST | OZNAČENÍ SÍLY | HODNOTA SÍLY |
|-------------|-------------------|----------|-------------------|--------------|
| OBROBEK | M_{obr} | 200 kg | $F_{g_{m_obr}}$ | 1962 N |
| STŮL | M_{des} | 50,4 kg | $F_{g_{m_des}}$ | 494 N |
| KOLÍBKA | M_{kol} | 55,1 kg | $F_{g_{m_kol}}$ | 541 N |
| BOK KOLÍBKY | M_{bkol} | 9,42 kg | $F_{g_{m_bkol}}$ | 92 N |
| MOTOR OSY B | M_{mot} | 25,2 kg | $F_{g_{m_mot}}$ | 247 N |
| LOŽISKO | $M_{\text{lož}}$ | 18,3 kg | $F_{g_{m_lož}}$ | 179 N |

7.2.2 Výpočet síly působící při frézování

Pro výpočet síly při frézování bylo zvoleno válcové frézování válcovou frézou s přímými zuby a tyto parametry.

Tab 3) Tabulka výchozích parametrů frézování

| PARAMETR | OZNAČENÍ | HODNOTA | JEDNOTKY |
|--------------------------|----------|---------|----------------------------|
| PRŮMĚR FRÉZY | D | 100 | mm |
| POSUV NA ZUB | f_z | 0,10 | mm |
| HLOUBKA ODEBÍRANÉ VRSTVY | Hh | 7 | mm |
| ŠÍŘKA ZÁBĚRU OSTŘÍ | a_p | 15 | mm |
| MĚRNÁ ŘEZNÁ SÍLA | C_{fc} | 1380 | $\text{N}\cdot\text{mm}^2$ |
| EXPONENT | x | 0,72 | - |



Obr. 21) Průřez třísky při válcovém frézování [30]

Z obrázku č) 21

$$\cos \varphi_{\max} = \frac{\frac{D}{2} - H}{\frac{D}{2}} = 1 - \frac{2H}{D} \quad (\text{vyplývá z trojúhelníku XYZ, kde } XZ=D/2)$$
(1)

$$\sin \varphi_{\max} = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_{\max}} = \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2H}{D}\right)^2} = \sqrt{1 - \left(1 - \frac{4H}{D} + \frac{4H^2}{D^2}\right)}$$
(2)

$$\sin \varphi_{\max} := \sqrt{1 - \left(1 - \frac{4Hh}{D} + \frac{4 \cdot Hh^2}{D^2}\right)} = 0.51$$
(3)

Maximální řezná síla při frézování:

$$F_{c \max} = a_p \cdot f_z \cdot \sin \varphi_{\max} \cdot \frac{C_{Fc}}{(f_z \cdot \sin \varphi_{\max})^{(1-x)}} = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sin^x \varphi_{\max} \text{ [N].}$$
(4)

$$F_{c \max} = 2430 \text{ N}$$

7.2.3 Výpočet síly působící při vrtání

Při výpočtu bylo uvažováno vrtání do plného materiálu a tyto parametry.

Tab 4) Tabulka výchozích parametrů při vrtání

| PARAMETR | OZNAČENÍ | HODNOTA | JEDNOTKY |
|------------------|----------|---------|---------------------|
| PRŮMĚR VRTÁKU | D_{vr} | 16 | mm |
| POSUV NA OTÁČKU | f | 0,18 | mm.ot ⁻¹ |
| MĚRNÁ ŘEZNÁ SÍLA | C_{fc} | 1380 | N.mm ² |
| EXPONENT X | x_{ff} | 0,97 | - |
| EXPONENT Y | y_{ff} | 0,72 | - |

Posuvová síla na vrtáku:

$$F_f = C_{fc} \cdot D_{vr}^{x_{ff}} \cdot f^{y_{ff}} = 3755 \text{ N}$$
(5)

7.2.4 Výpočet zatížení působícího na zařízení

Celková tíhová síla působící na uložení desky stolu:

$$F_{gb} = F_{gm_obr} + F_{gm_des} + F_{gm_mot}/2 = 2578 \text{ N} \quad (6)$$

Celková tíhová síla působící na uložení kolíbkové části:

$$F_{ga} = F_{gm_obr} + F_{gm_des} + F_{gm_lož} + F_{gm_mot} + F_{gm_kol} + 2 \cdot F_{gm_bkol} = 3605 \text{ N} \quad (7)$$

Největší axiální síla na ložisko osy B bude ve výchozím stavu:

$$F_{ax_lož_b} = F_f + F_{gb} = 6333 \text{ N} \quad (8)$$

Největší radiální síla na ložisko osy B bude v krajní pozici naklopení:

$$F_{rad_lož_b} = F_f + F_{gb} = 6333 \text{ N} \quad (9)$$

Největší radiální síla na ložiska uložení kolébky bude v obou případech, při maximálním naklopení kolébky a výchozím stavu stejná a to:

$$F_{rad_lož_a} = F_f + F_{ga} = 7360 \text{ N} \quad (10)$$

Největší axiální síla na ložiska uložení kolébky bude taktéž v obou případech stejná:

$$F_{ax_lož_a} = F_c = 2430 \text{ N} \quad (11)$$

Maximální moment v ose B:

$$M_{B_max} = F_c \cdot \frac{D_{des}}{2} = 413,1 \text{ Nm} \quad (12)$$

Maximální moment v ose A:

Momenty v ose A budou působit tři, a to moment od technologické operace vrtání na nejvzdálenějším bodě obrobku, moment tíhové síly obrobku a proti nim moment který vyvolává hmotnostní síla všech členů kolíbký. Výsledný největší moment bude pak suma těchto momentů.

Tab 5) Tabulka vzdálenosti těžiště komponenty od osy otáčení

| KOMPONENTA | OZNAČENÍ | HODNOTA |
|---------------|--------------------|-----------|
| OBROBEK | X _{obr} | 74,02 mm |
| DESKA | X _{des} | 136,68 mm |
| KOLÍBKA | X _{kol} | 183,92 mm |
| MOTOR | X _{mot} | 263,26 mm |
| LOŽISKO OSY B | X _{lož_b} | 133,89 mm |
| BOK KOLÍBKÝ | X _{b_kol} | 39,97 mm |

Moment od posuvové síly technologické operace vrtání:

$$M_{k_tech} = F_f \cdot \frac{4 \cdot M_{obr}}{\pi \cdot D_{des}} = 1032 \text{ Nm} \quad (13)$$

Moment od tíhové síly obrobku:

$$\mathbf{M}_{k_obr} = \mathbf{F}_{gm_obr} \cdot \mathbf{x}_{obr} = 145 \text{ Nm} \quad (14)$$

Moment od hmotnostních sil všech členů kolíčky:

$$\mathbf{M}_{k_kol} = \mathbf{F}_{gm_des} \cdot \mathbf{x}_{des} + \mathbf{F}_{gm_kol} \cdot \mathbf{x}_{kol} + \mathbf{F}_{gm_mot} \cdot \mathbf{x}_{mot} + \mathbf{F}_{gm_lož} \cdot \mathbf{x}_{lož_b} + 2 \cdot (\mathbf{F}_{gm_bkol} \cdot \mathbf{x}_{bkol}) \quad (15)$$

$$\mathbf{M}_{k_kol} = 263,53 \text{ Nm}$$

Výsledný maximální moment na ose A:

$$\mathbf{M}_{a_max} = \mathbf{M}_{k_tech} + \mathbf{M}_{k_obr} - \mathbf{M}_{k_kol} = 914 \text{ Nm} \quad (16)$$

7.3 Výpočet potřebného kroutícího momentu motoru osy B

Výpočet momentu setrvačnosti obrobku:

$$I_o = \frac{1}{2} \cdot \mathbf{M}_{obr} \cdot R_{des}^2 = 2,89 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (17)$$

Tab 6) Tabulka momentů setrvačnosti komponent pro osu B

| KOMPONENTA | OZNAČENÍ | HODNOTA |
|--|--------------|------------------------|
| OBROBEK | I_{z_o} | 2,89 kg.m ² |
| ROTAČNÍ DESKA (3D MODEL) | I_{z_des} | 0,72 kg.m ² |
| ROTAČNÍ ČÁST LOŽISKA (3D MODEL) | $I_{z_lož}$ | 0,56 kg.m ² |
| ROTOR MOTORU (PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH, 3D MODEL) | I_{z_rm} | 0,15 kg.m ² |

Tab 7) Tabulka momentů pro výpočet potřebného momentu motoru osy B

| NÁZEV | OZNAČENÍ | HODNOTA |
|---------------------------|---------------|----------|
| MAXIMÁLNÍ MOMENT V OSE B | M_B | 413,1 Nm |
| MOMENT OD TŘENÍ V LOŽISKU | $M_{tř_lož}$ | 4 Nm |

Úhlová rychlost desky stolu:

$$\omega_{des} = 2 \cdot \pi \cdot n_b = 1,07 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (18)$$

Úhlové zrychlení desky stolu:

$$\epsilon_{des} = \frac{\omega_{des}}{t_b} = 1,07 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (20)$$

Redukovaný moment setrvačnosti:

$$I_{red_b} = I_{z_o} + I_{z_des} + I_{z_lož} + I_{z_rm} = 4,32 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (21)$$

Redukovaný moment:

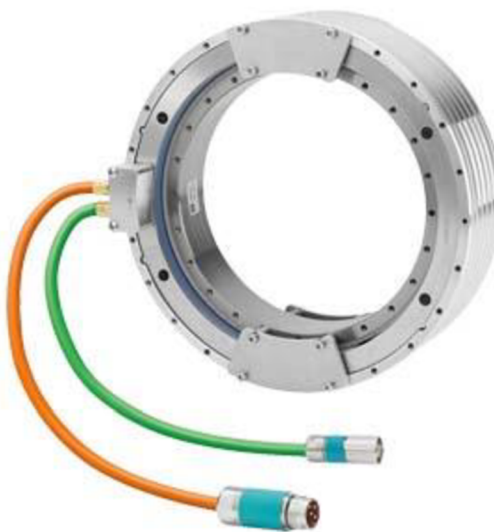
$$M_{b_red} = \varepsilon_{des} \cdot I_{red_b} = 4,6 \text{ Nm} \quad (22)$$

Celkový potřebný kroučící moment motoru:

$$M_b = M_{B_max} + M_{tř_lož} + M_{b_red} = 421 \text{ Nm} \quad (23)$$

7.4 Volba pohonné jednotky pro osu B

Na základě vypočítaného celkového potřebného kroučícího momentu pro pohon osy B, je zvolen prstencový servomotor Siemens 1FW6130-0NB10-1JC2.



Obr. 22) Zvolený pohon Siemens 1FW6130-0NB05-0KC2. [31]

Tab 8) Tabulka parametrů zvoleného motoru Siemens 1FW6130-0NB10-1JC2.

| PARAMETR | OZNAČENÍ | HODNOTA | JEDNOTKY |
|----------------------------------|----------------|---------|-------------------|
| VNĚJŠÍ PRŮMĚR | D_{B_ex} | 310 | mm |
| VNITŘNÍ PRŮMĚR | D_{B_in} | 220 | mm |
| VÝŠKA | H_B | 140 | mm |
| JMENOVITÝ KROUTÍCÍ MOMENT | $M_{k_B_jm}$ | 484 | Nm |
| MAX KROUTÍCÍ MOMENT | M_{k_B} | 878 | Nm |
| MAXIMÁLNÍ OTÁČKY | n_{b_max} | 120 | min^{-1} |
| HMOTNOST | M_{mot} | 25,2 | kg |

7.5 Volba ložiska pro uložení otočné desky stolu osy B

Pro uložení otočné desky stolu v ose B bylo zvoleno axiálně/radiální ložisko Schaeffler Group Industrial YRTCM260-XL, obousměrné, montované šrouby a s integrovaným úhlovým měřicím systémem.

Tab 9) Tabulka parametrů zvoleného ložiska YRTCM260-XL.

| PARAMETR | OZNAČENÍ | HODNOTA | JEDNOTKA |
|--|------------------------|----------------|-------------------|
| ZÁKLADNÍ STATICKÁ AXIÁLNÍ ÚNOSNOST | C _{0a} | 1090000 | N |
| ZÁKLADNÍ STATICKÁ RADIÁLNÍ ÚNOSNOST | C _{0r} | 355000 | N |
| ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ AXIÁLNÍ ÚNOSNOST | C _a | 168000 | N |
| ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ RADIÁLNÍ ÚNOSNOST | C _r | 140000 | N |
| ELEKTRONICKÁ OMEZOVACÍ RYCHLOST A OMEZUJÍCÍ RYCHLOST LOŽISKA | n _{lož_b_max} | 300 | min ⁻¹ |
| VNĚJŠÍ PRŮMĚR | D _{lož_b} | 385 | mm |
| VNITŘNÍ PRŮMĚR | d _{lož_b} | 260 | mm |
| ZÁKLADNÍ VÝPOČTOVÁ TRVANLIVOST | L ₁₀ | 1000000 | n ⁻¹ |
| MOMENT OD TŘENÍ V LOŽISKU | M _{tř_lož} | 4 | Nm |
| VÁPOČTOVÝ EXPONENT | a | $\frac{10}{3}$ | - |

7.5.1 Kontrolní výpočet ložiska osy B

Bezpečnost statické únosnosti v axiálním směru:

$$S_{0A} = \frac{C_{0A}}{F_{ax_lož_b}} = 172,1 \quad (24)$$

Bezpečnost statické únosnosti v radiálním směru:

$$S_{0R} = \frac{C_{0R}}{F_{rad_lož_b}} = 56 \quad (25)$$

Dle tabulek výrobce Tab 10), který udává bezpečnost pro statickou únosnost větší nebo rovno čtyřem, ložisko v radiálním i axiálním směru vyhovuje.

Tab 10) Tabulka bezpečností statické únosnosti kterou udává výrobce

| Operating conditions | Static load safety factor S_0 | |
|---|------------------------------------|-------------------|
| | for roller bearings | for ball bearings |
| Smooth, low-vibration, normal operation with minimal demands for smooth running; bearings with slight rotary motion | ≥ 1 | $\geq 0,5$ |
| Normal operation with higher requirements for smooth running | ≥ 2 | ≥ 1 |
| Operation with pronounced shock loads | ≥ 3 | ≥ 2 |
| Bearing arrangement with high requirements for running accuracy and smooth running | ≥ 4 | ≥ 3 |

Doporučená hodnota požadované trvanlivosti ložisek u strojů pro osmihodinový denní provoz, které jsou plně využívány: obráběcí stroje, dřevoobráběcí stroje, stroje pro všeobecné strojírenství, jeřáby pro sypké materiály, ventilátory, pásové dopravníky, polygrafická zařízení, separátory a odstředivky, je 20 000 – 30 000 hodin. [32]

Doporučená trvanlivost:

$$L_{Dop} = 3 \cdot 10^4 \text{ h}$$

Maximální otáčky zvoleného motoru:

$$n_{b_max} = 120 \text{ min}^{-1}$$

Trvanlivost ložiska v axiálním směru:

$$L_{ax} = \frac{10^6}{n_{b_max} \cdot 60} \cdot \left(\frac{C_a}{F_{ax\text{ložb}}} \right)^a = 7,733 \cdot 10^6 \text{ h} \quad (26)$$

Trvanlivost ložiska v radiálním směru:

$$L_{rad} = \frac{10^6}{n_{b_max} \cdot 60} \cdot \left(\frac{C_r}{F_{rad\text{ložb}}} \right)^a = 4,211 \cdot 10^6 \text{ h} \quad (27)$$

Porovnání vypočítané a doporučené trvanlivosti ložiska:

$$L_{Dop} < L_{ax} \rightarrow \text{v axiálním směru vyhovuje.}$$

$$L_{Dop} < L_{rad} \rightarrow \text{v radiálním směru vyhovuje.}$$

7.6 Návrh a kontrolní výpočet šnekového převodu

Návrh a kontrolní výpočet byl proveden v programu Autodesk Inventor Professional 2018.

7.6.1 Výpočet vstupních parametrů

Do výpočtu v programu vstupují dva hlavní parametry, a to v mém případě příkon na šnekovém kole a jeho otáčky.

Příkon na šnekovém kole:

$$P_{\dot{s}_{kol}} = M_{a,max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_a = 0,976 \text{ Kw} \quad (28)$$

Generátor komponent – šneková ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Metoda pevnostního výpočtu
CSN

Zatížení
Hnací část
Výkon P 1,527 kW 0,976 kW
Otáčky n 400,00 rpm 10,00 rpm
Kroučící moment T 36,454 N m 931,726 N m
 Účinnost η 0,639 ul

Materiálové hodnoty
Šnek Tvrzená ocel
Šnekové kolo cínový bronz CuSn10Ni1P1
Mez únavy v ohybu σ_{Flim} 130,0 MPa
Mez únavy v dotyku σ_{Hlim} 300,0 MPa
Modul pružnosti v tahu E 206000 MPa 104000 MPa
Poissonova konstanta μ 0,300 ul 0,310 ul
Koefficient materiálu šneku k_{mat} 1,000 ul

Požadovaná životnost L_h 7200 hr

Součinitelé Přesnost

23:34:07 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Vypočítat OK Storno >>

Obr. 23) Výpočet šnekového převodu v programu

Výpočet skončil úspěšně. Protokol výpočtu šnekového soukolí je součástí příloh.

7.7 Výpočet potřebného kroučícího momentu motoru osy A

Tab 11) Tabulka momentů setrvačnosti komponent pro osu A

| KOMPONENTA | OZNAČENÍ | HODNOTA |
|---|-------------|-------------------------|
| OBROBEK | I_{x_o} | 2,65 kg.m ² |
| NAKLÁPĚCÍ JEDNOTKA SE VŠÍM CO OBSAHUJE (3D MODEL) | I_{x_nak} | 1,99 kg.m ² |
| ŠNEK S HŘÍDELÍ (3D MODEL) | $I_{x_šn}$ | 0,019 kg.m ² |
| ŠNEKOVÉ KOLO (3D MODEL) | $I_{x_šk}$ | 0,009 kg.m ² |

Moment na šneku: tento moment můžeme nalézt ve výpočtovém protokolu v sekci zatížení.

$$M_{A_šn} = 36,45 \text{ Nm}$$

Účinnost šnekového převodu:

$$\mu_{šp} = 0,639$$

Úhlová rychlost naklápěcí jednotky:

$$\omega_{nak} = 2 \cdot \pi \cdot n_a = 1,07 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (29)$$

Úhlové zrychlení naklápěcí jednotky:

$$\epsilon_{nak} = \frac{\omega_{nak}}{t_a} = 0,35 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (30)$$

Převodový poměr šnekového převodu:

$$i_{šp} = 40$$

Zrychlení na motoru pro pohon osy A:

$$\epsilon_A = i_{šp} \cdot \epsilon_{nak} = 14 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (31)$$

Redukovaný moment setrvačnosti:

$$I_{red_A} = I_{x_šn} + \frac{I_{x_nak} + I_{x_obr} + I_{x_šk}}{i_{šp}^2} = 0,021 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (32)$$

Redukovaný moment:

$$M_{red_A} = \frac{I_{red_A} \cdot \epsilon_A}{\mu_{šp}} = 0,46 \text{ Nm} \quad (33)$$

Celkový potřebný kroučící moment motoru:

$$M_A = M_{A_šn} + M_{red_A} = 36,91 \text{ Nm} \quad (34)$$

7.8 Volba pohonné jednotky pro osu A

Na základě vypočítaného celkového potřebného kroutícího momentu pro pohon osy B, je zvolen servomotor Raveo EML-40ASA11.



Obr. 24) Zvolený servomotor Raveo EML-40ASA11. [33]

Tab 12) Tabulka parametrů zvoleného motoru Raveo EML-40ASA11.

| PARAMETR | OZNAČENÍ | HODNOTA | JEDNOTKY |
|------------------|--------------|---------|------------|
| VÝKON | P_a | 4 | kW |
| NOMINÁLNÍ MOMENT | M_{a_nom} | 38,2 | Nm |
| ŠPIČKOVÝ MOMENT | M_{a_max} | 114,6 | Nm |
| JMENOVITÝ PROUD | I_{a_jm} | 24 | A_{RMS} |
| ŠPIČKOVÝ PROUD | I_{a_max} | 72 | A_{RMS} |
| NOMINÁLNÍ OTÁČKY | N_{a_nom} | 1000 | min^{-1} |
| MAXIMÁLNÍ OTÁČKY | N_{a_max} | 1500 | min^{-1} |

7.9 Návrh ložisek uložení kolébky

Kolébka je uložena na dvou ložiscích. Ložisko 1 je axiálně volné a ložisko 2 axiálně pevné.

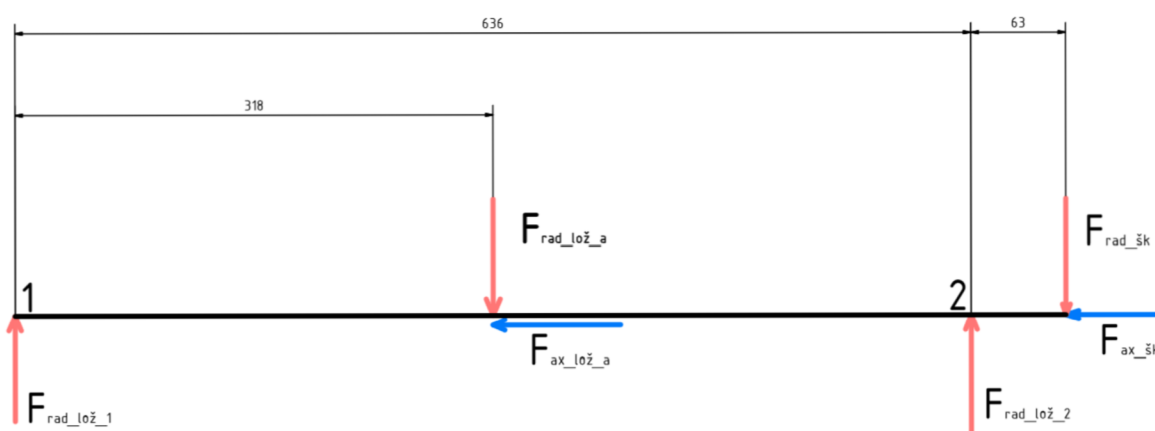
7.9.1 Výpočet reakcí v uložení kolébky

Tab 13) Tabulka hodnot sil působících na kolébku

OZNAČENÍ SÍLY

HODNOTA

| | |
|--------------------------------------|--------|
| $F_{RAD_LOŽ_A}$ | 7360 N |
| $F_{AX_LOŽ_A}$ | 2430 N |
| $F_{RAD_ŠK}$ (Z VÝPOČTU ŠNEK.PŘEV.) | 4262 N |
| $F_{AX_ŠK}$ (Z VÝPOČTU ŠNEK.PŘEV.) | 1822 N |



Obr. 25) Statické uvolnění kolíbký

Suma sil v ose z se rovná nule:

$$\sum F_z = 0 \quad (35)$$

$$F_{rad_lož_1} - F_{rad_lož_a} + F_{rad_lož_2} - F_{rad_šk} = 0 \quad (36)$$

Suma momentů k bodu 1 se rovná nule:

$$\sum M_1 = 0 \quad (37)$$

$$F_{rad_lož_a} \cdot 0,318 - F_{rad_lož_2} \cdot 0,636 + F_{rad_šk} \cdot (0,636 + 0,063) = 0 \quad (38)$$

$$F_{rad_lož_2} = 8364 \text{ N}$$

$$F_{rad_lož_1} = 3258 \text{ N}$$

Axiální síla na ložisko 2:

$$F_{ax_lož_2} = F_{ax_lož_a} + F_{ax_šk} = 4252 \text{ N} \quad (39)$$

7.9.2 Návrh ložiska 2

Návrh ložiska byl proveden v Programu Autodesk Inventor Professional 2018. Do návrhu vstupují tři parametry, a to radiální síla na ložisko $F_{rad, lož. 2} = 8364 \text{ N}$, axiální síla na ložisko $F_{ax, lož. 2} = 4252 \text{ N}$ a otáčky $n_a = 10 \text{ min}^{-1}$. Jako ložisko 2 bylo navrženo kuličkové ložisko dvouřadé s kosouhlým stykem 3206 ČSN 02 4665 s trvanlivostí ložiska $L_{na, 2} = 101408 \text{ h}$ a součinitelem statické bezpečnosti $S_{0C, 2} = 2,39$.

Generátor ložisek

Návrh **Výpočet**

Typ pevnostního výpočtu: **Návrh ložiska**

Zatížení

Radiální zatížení F_r : 8364 N

Axiální zatížení F_a : 4252 N

Otáčky n : 10 rpm

Vlastnosti ložiska

Jmenovitý úhel dotyku α : 32 deg

Základní dynamická únosnost C : 28100 N

Základní statická únosnost C_0 : 20000 N

Součinitel dynamického radiálního zatížení X : 0,60 ul

Součinitel dynamického axiálního zatížení Y : 0,50 ul

Mezní hodnota F_a/F_r e : 0,40 ul

Součinitel statického radiálního zatížení X_0 : 0,60 ul

Součinitel statického axiálního zatížení Y_0 : 0,50 ul

Exponent pro určení životnosti p : 3,00000 ul

Přípustné otáčky pro mazání tukem n_{Lim1} : 0 rpm

Přípustné otáčky pro mazání olejem n_{Lim2} : 0 rpm

Výpočet životnosti ložiska

Výpočet dle SKF AG

Požadovaná životnost L_{req} : 10000 hr

Požadovaná spolehlivost R_{req} : 90 ul

Upravený součinitel životnosti a_{SKF} : 1,00 ul

Provozní teplota T : 100 c

Součinitel přidavných sil f_d : 1,00 ul

Výsledky

L_{10} : 101408 hr

L_{na} : 101408 hr

L_{10r} : 61 ul

L_{nar} : 61 ul

S_{0c} : 2,39120 ul

P_z : 0,16834 W

F_{min} : 200 N

P_0 : 8364 N

P : 7144 N

k_n : 0,000 ul

a_1 : 1,00 ul

f_t : 1,00 ul

n_e : 10 rpm

n_{min} : 10 rpm

n_{max} : 10 rpm

Ložisko

D : 62,000 mm

d : 30,000 mm

B : 23,800 mm

| Určení | Vnější průměr | Vnitřní průměr | Šířka | Upravená jmenovitá ž... |
|-------------|------------------|------------------|------------------|-------------------------|
| 3205 | 52,000 mm | 25,000 mm | 20,600 mm | 38233 hr |
| 3305 | 62,000 mm | 25,000 mm | 25,400 mm | 138808 hr |
| 3206 | 62,000 mm | 30,000 mm | 23,800 mm | 101408 hr |
| 3306 | 72,000 mm | 30,000 mm | 30,200 mm | 314995 hr |
| 3207 | 72,000 mm | 35,000 mm | 27,000 mm | 233385 hr |
| 3307 | 80,000 mm | 35,000 mm | 34,900 mm | 531142 hr |

22:34:16 Výpočet návrhu ložiska byl úspěšně dokončen. Optimální ložisko bylo vybráno na základě hodnoty L_{na} : ČSN 02 4665 (3206).

22:34:16 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

22:34:16 Výpočet: Výsledek požadavku: 44 ložisek (Filtr: ČSN 02 4665, D<Není k dispozici; Není k dispozici; d<Není k dispozici; Není k dispozici; B<Není k dispozici; Ner

Vypočítat **OK** Storno >>

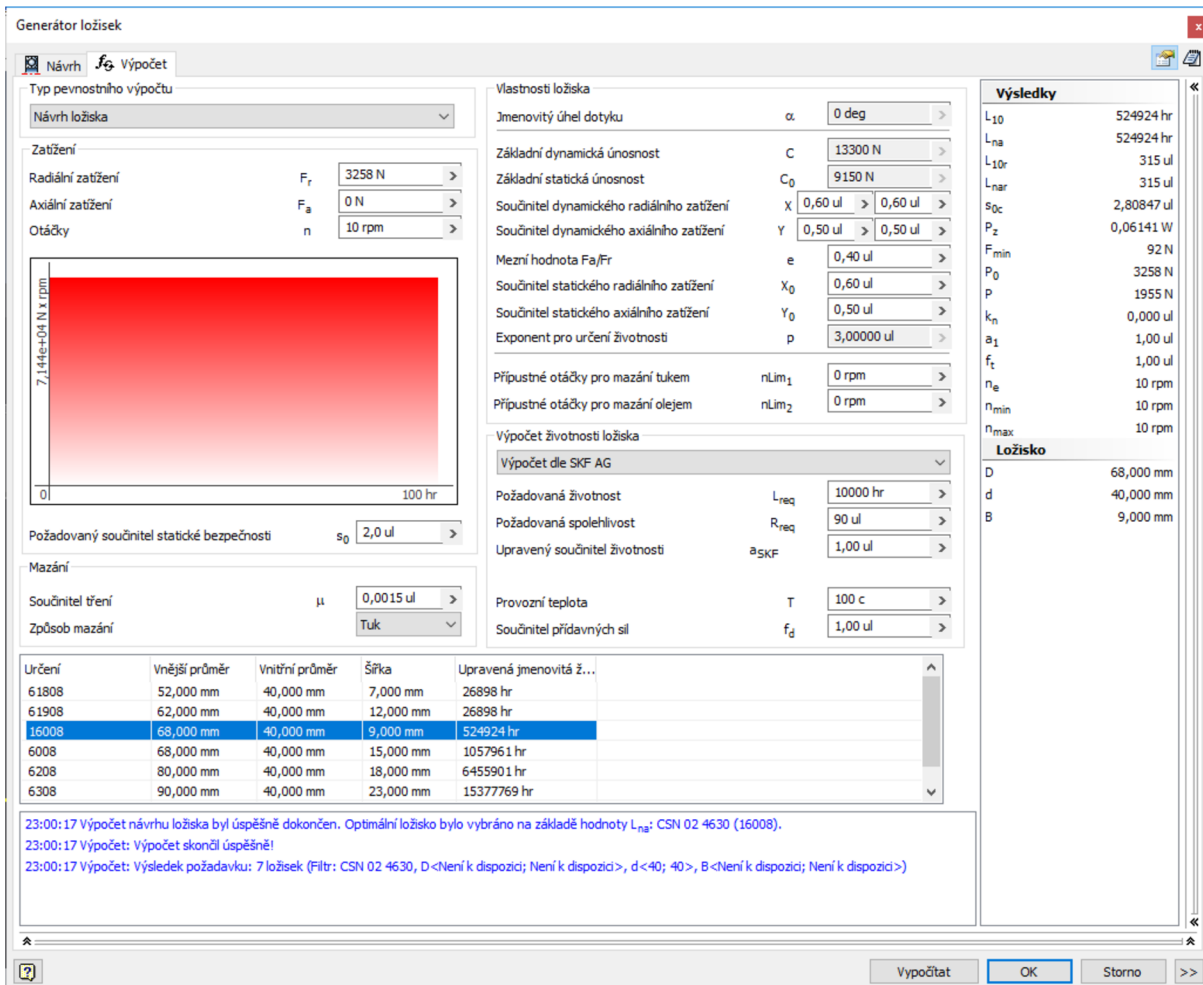
Obr. 26) Návrh a výpočet ložiska 2 v programu Autodesk Inventor Professional 2018. modře označené je vybrané ložisko.

Tab 14) Tabulka parametrů zvoleného ložiska 2

| PARAMETR | OZNAČENÍ | HODNOTA | JEDNOTKA |
|--|-------------------|---------|----------|
| VNĚJŠÍ PRŮMĚR | D ₂ | 62 | mm |
| VNITŘNÍ PRŮMĚR | d ₂ | 30 | mm |
| ŠÍŘKA | B ₂ | 23,8 | mm |
| TRVANLIVOST | L _{na_2} | 101408 | h |
| SOUČINITEĽ STATICKE BEZPEČNOSTI | S _{0C_2} | 2,39 | - |
| ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST | C ₂ | 28100 | N |
| ZÁKLADNÍ STATICKE ÚNOSNOST | C _{0_2} | 20000 | N |

7.9.3 Návrh ložiska 1

Návrh ložiska byl proveden v Programu Autodesk Inventor Professional 2018. Do návrhu vstupují tři parametry, a to radiální síla na ložisko $F_{rad_{lož_1}} = 3258 N$, axiální síla na ložisko $F_{ax_{lož}}$ která se rovná nule, jelikož axiální síly zachytí axiálně pevné ložisko 2 a otáčky $n_a = 10 \text{ min}^{-1}$. Jako ložisko 1 bylo navrženo kuličkové ložisko jednořadé 16008 ČSN 02 4630 s trvanlivostí ložiska $L_{na_1} = 524924 \text{ h}$ a součinitelem statické bezpečnosti $S_{0C_1} = 2,80$.



Obr. 27) Návrh a výpočet ložiska 1 v programu Autodesk Inventor Professional 2018. modře označené je vybrané ložisko.

Tab 15) Tabulka parametrů zvoleného ložiska 1

| PARAMETR | OZNAČENÍ | HODNOTA | JEDNOTKA |
|--|-------------|---------|----------|
| VNĚJŠÍ PRŮMĚR | D_1 | 68 | mm |
| VNITŘNÍ PRŮMĚR | d_1 | 40 | mm |
| ŠÍŘKA | B_1 | 9 | mm |
| TRVANLIVOST | L_{na_1} | 524924 | h |
| SOUČINITEL STATICKÉ BEZPEČNOSTI | S_{0C_1} | 2,80 | - |
| ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST | C_1 | 13300 | N |
| ZÁKLADNÍ STATICKÁ ÚNOSNOST | C_{0_1} | 9150 | N |

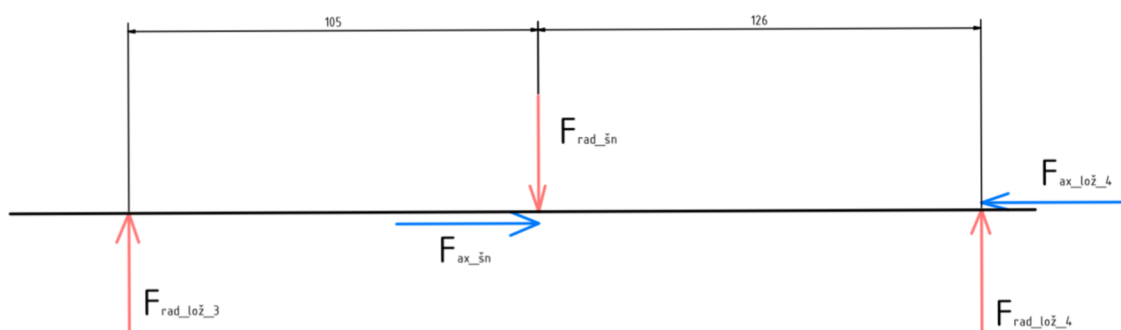
7.10 Návrh ložisek uložení šnekové hřídele

Šneková hřídel je uložena na 2 ložiskách, a to na ložisku 3 které je axiálně volné a 4 které je axiálně pevné.

7.10.1 Výpočet reakcí v uložení šnekové hřídele

Tab 16) Tabulka sil působících na šnekovou hřídel
OZNAČENÍ SÍLY **HODNOTA**

| | |
|---------------|---------|
| $F_{RAD_ŠN}$ | 4262 N |
| $F_{AX_ŠN}$ | 11164 N |



Obr. 28) Statické uvolnění šnekové hřídele

Suma sil v ose z se rovná nule:

$$\sum F_z = 0 \quad (40)$$

$$F_{rad_lož_3} - F_{rad_šn} + F_{rad_lož_4} = 0 \quad (41)$$

Suma momentů k lož 3 se rovná nule:

$$\sum M_3 = 0 \quad (42)$$

$$-F_{rad_šn} \cdot 0,105 + F_{rad_lož_4} \cdot (0,105 + 0,126) = 0 \quad (43)$$

$$F_{rad_lož_3} = 2352 \text{ N}$$

$$F_{rad_lož_4} = 1937 \text{ N}$$

Axiální síla na ložisko 2:

$$F_{ax_lož_4} = F_{ax_šn} = 11164 \text{ N} \quad (44)$$

7.10.2 Návrh ložiska 3

Návrh ložiska byl proveden v Programu Autodesk Inventor Professional 2018. Do návrhu vstupují tři parametry, a to radiální síla na ložisko $F_{rad_lož_3} = 2352 \text{ N}$, axiální síla na ložisko $F_{ax_lož3}$ která se rovná nule, jelikož axiální síly zachytí axiálně pevné ložisko 4 a otáčky $n_{sn} = 400 \text{ min}^{-1}$. Jako ložisko 3 bylo navrženo kuličkové ložisko jednořadé 16007 ČSN 02 4630 s trvanlivostí ložiska $L_{na_3} = 28268 \text{ h}$ a součinitelem statické bezpečnosti $S_{0C_3} = 3,46$.

Generátor ložisek

Návrh Výpočet

Typ pevnostního výpočtu
Návrh ložiska

Zatížení
Radiální zatížení F_r 2352
Axiální zatížení F_a 0
Otáčky n 400 rpm

Vlastnosti ložiska
Jmenovitý úhel dotyku α 0 deg
Základní dynamická únosnost C 12400 N
Základní statická únosnost C_0 8150 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení X 0,60 ul > 0,60 ul >
Součinitel dynamického axiálního zatížení Y 0,50 ul > 0,50 ul >
Mezní hodnota F_a/F_r e 0,40 ul >
Součinitel statického radiálního zatížení X_0 0,60 ul >
Součinitel statického axiálního zatížení Y_0 0,50 ul >
Exponent pro určení životnosti p 3,00000 ul >
Přípustné otáčky pro mazání tukem n_{Lim1} 0 rpm >
Přípustné otáčky pro mazání olejem n_{Lim2} 0 rpm >

Výpočet životnosti ložiska
Výpočet dle ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)
Požadovaná životnost L_{req} 10000 hr >
Požadovaná spolehlivost R_{req} 90 ul >
Součinitel zvláštních vlastností ložiska a_2 1,00 ul >
Součinitel provozních podmínek a_3 1,00 ul >
Provozní teplota T 100 c >
Součinitel přídavných sil f_d 1,00 ul >

Mazání
Součinitel tření μ 0,0015 ul >
Způsob mazání Tuk

| Určení | Vnější průměr | Vnitřní průměr | Šířka | Upravená jmenovitá ž... |
|--------|---------------|----------------|-----------|-------------------------|
| 61807 | 47,000 mm | 35,000 mm | 7,000 mm | 1589 hr |
| 61907 | 55,000 mm | 35,000 mm | 10,000 mm | 1589 hr |
| 16007 | 62,000 mm | 35,000 mm | 9,000 mm | 28268 hr |
| 6007 | 62,000 mm | 35,000 mm | 14,000 mm | 59596 hr |
| 6207 | 72,000 mm | 35,000 mm | 17,000 mm | 245835 hr |
| 6307 | 80,000 mm | 35,000 mm | 21,000 mm | 542547 hr |

Výsledky
 L_{10} 28268 hr
 L_{na} 28268 hr
 L_{10r} 678 ul
 L_{nar} 678 ul
 S_{0c} 3,46514 ul
 P_z 1,55170 W
 F_{min} 82 N
 P_0 2352 N
 P 1411 N
 k_n 0,000 ul
 a_1 1,00 ul
 f_t 1,00 ul
 n_e 400 rpm
 n_{min} 400 rpm
 n_{max} 400 rpm

Ložisko
 D 62,000 mm
 d 35,000 mm
 B 9,000 mm

19:03:18 Výpočet návrhu ložiska byl úspěšně dokončen. Optimální ložisko bylo vybráno na základě hodnoty L_{na} : CSN 02 4630 (16007).
 19:03:18 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!
 19:03:18 Výpočet: Výsledek požadavku: 7 ložisek (Filtr: CSN 02 4630, D<Není k dispozici>, d<35; 35>, B<Není k dispozici>; Není k dispozici>)

Vypočítat OK Storno >>

Obr. 29) Návrh a výpočet ložiska 3 v programu Autodesk Inventor Professional 2018. Modře označené je vybrané ložisko

Tab 17) Tabulka parametrů zvoleného ložiska 3

| PARAMETR | OZNAČENÍ | HODNOTA | JEDNOTKA |
|--|-------------------|---------|----------|
| VNĚJŠÍ PRŮMĚR | D ₃ | 62 | mm |
| VNITŘNÍ PRŮMĚR | d ₃ | 35 | mm |
| ŠÍŘKA | B ₃ | 9 | mm |
| TRVANLIVOST | L _{na_3} | 28268 | h |
| SOUČINITEL STATICKE BEZPEČNOSTI | S _{0C_3} | 3,46 | - |
| ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST | C ₃ | 12400 | N |
| ZÁKLADNÍ STATICKE ÚNOSNOST | C _{0_3} | 8150 | N |

7.10.3 Návrh ložiska 4

Návrh ložiska byl proveden v Programu Autodesk Inventor Professional 2018. Do návrhu vstupují tři parametry, a to radiální síla na ložisko $F_{rad, lož_4} = 1937 \text{ N}$, axiální síla na ložisko $F_{ax, lož_4} = 11164 \text{ N}$ a otáčky $n_{šn} = 400 \text{ min}^{-1}$. Jako ložisko 4 bylo navrženo kuličkové ložisko dvouřadé s kosoúhlým stykem 3307 ČSN 02 4665 s trvanlivostí ložiska $L_{na_4} = 15785 \text{ h}$ a součinitelem statické bezpečnosti $S_{0C_4} = 5,04$.

Generátor ložisek

Návrh **Výpočet**

Typ pevnostního výpočtu
Návrh ložiska

Zatížení

Radiální zatížení F_r 1937 N

Axiální zatížení F_a 11164 N

Otáčky n 400 rpm

Vlastnosti ložiska

Jmenovitý úhel dotyku α 32 deg

Základní dynamická únosnost C 48800 N

Základní statická únosnost C_0 34000 N

Součinitel dynamického radiálního zatížení X 0,60 ul

Součinitel dynamického axiálního zatížení Y 0,50 ul

Mezní hodnota F_a/F_r e 0,40 ul

Součinitel statického radiálního zatížení X_0 0,60 ul

Součinitel statického axiálního zatížení Y_0 0,50 ul

Exponent pro určení životnosti p 3,00000 ul

Připustné otáčky pro mazání tukem n_{Lim1} 0 rpm

Připustné otáčky pro mazání olejem n_{Lim2} 0 rpm

Výpočet životnosti ložiska

Výpočet dle ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)

Požadovaná životnost L_{req} 10000 hr

Požadovaná spolehlivost R_{req} 90 ul

Součinitel zvláštních vlastností ložiska a_2 1,00 ul

Součinitel provozních podmínek a_3 1,00 ul

Provozní teplota T 100 c

Součinitel přídatných sil f_d 1,00 ul

Výsledky

L_{10} 15785 hr

L_{na} 15785 hr

L_{10r} 379 ul

L_{nar} 379 ul

S_{0c} 5,04137 ul

P_z 7,41564 W

F_{min} 340 N

P_0 6744 N

P 6744 N

k_n 0,000 ul

a_1 1,00 ul

f_t 1,00 ul

n_e 400 rpm

n_{min} 400 rpm

n_{max} 400 rpm

Ložisko

D 80,000 mm

d 35,000 mm

B 34,900 mm

| Určení | Vnější průměr | Vnitřní průměr | Šířka | Upravená jmenovitá ž... |
|--------|---------------|----------------|-----------|-------------------------|
| 3207 | 72,000 mm | 35,000 mm | 27,000 mm | 6936 hr |
| 3307 | 80,000 mm | 35,000 mm | 34,900 mm | 15785 hr |

19:12:08 Výpočet návrhu ložiska byl úspěšně dokončen. Optimální ložisko bylo vybráno na základě hodnoty L_{na} : CSN 02 4665 (3307).

19:12:08 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

19:12:08 Výpočet: Výsledek požadavku: 2 ložisek (Filtr: CSN 02 4665, D<Není k dispozici; Není k dispozici>, d<35; 35>, B<Není k dispozici; Není k dispozici>)

Vypočítat OK Storno >>

Obr. 30) Návrh a výpočet ložiska 4 v programu Autodesk Inventor Professional 2018.

Tab 18) Tabulka parametrů navrhnutého ložiska 4

| PARAMETR | OZNAČENÍ | HODNOTA | JEDNOTKA |
|---|-------------|---------|----------|
| VNĚJŠÍ PRŮMĚR | D_4 | 80 | mm |
| VNITŘNÍ PRŮMĚR | d_4 | 35 | mm |
| ŠÍŘKA | B_4 | 34,9 | mm |
| TRVANLIVOST | L_{na_4} | 15785 | h |
| SOUČINTEL STATICKE BEZPEČNOSTI | S_{0C_4} | 5,04 | - |
| ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST | C_4 | 48800 | N |
| ZÁKLADNÍ STATICKE ÚNOSNOST | C_{0_4} | 34000 | N |

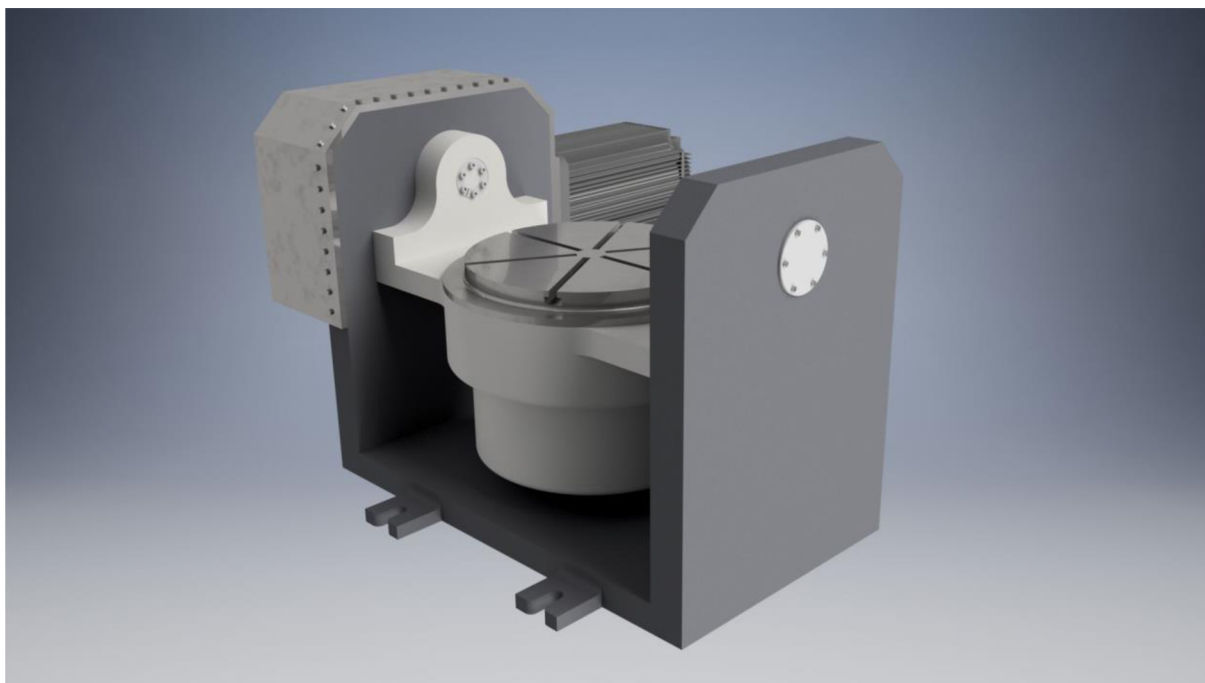
8 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce je popis současného stavu vědy a techniky u problematiky otočných stolů. Dále Systémový rozbor problematiky a návrh variant konstrukce otočného stolu. Hlavním cílem byl konstrukční návrh otočného stolu pro obráběcí stroj v osách A a B, technické výpočty a vybraná výkresová dokumentace otočného stolu.

Nejprve se tato práce zabývá řešerší v oblasti otočných stolů, a to pohony jak přímými, tak i nepřímými a jejich možnostem začlenění do konstrukce. Dále tedy i převodovými mechanismy které lze použít při přenosu momentu u nepřímých pohonů použitých při konstrukci. Následně ložisky pro uložení desky otočných stolů, odměřovacími systémy a výrobci.

Na základě zhotovené řešerše v oblasti otočných stolů, byli vytvořeny dva hlavní konstrukční návrhy, kdy první návrh byl nevyhovující a měl patřičné nedostatky k tomu, aby byl konstrukčně zhotoven, Proto byl vytvořen druhý návrh, který řešil tyto nedostatky a byl také vybrán ke konstrukčnímu řešení. Pro pohon osy B byl zvolen přímý pohon momentovým motorem a pro pohon osy A byl zvolen nepřímý, externě uložený servomotor s převodem šnekovým soukolím. Průměr otočné desky tohoto stolu má průměr 340 mm a maximální hmotnost obrobku je 200 kg. Možnost rotace kolem osy C je 360° a kolem osy A 180° . Celá naklápěcí část je uložena v rámu na navrhnutých ložiskách. Pro součásti použité v konstrukci byly provedeny základní výpočty, které vycházeli ze základních zvolených parametrů.

Výsledkem této bakalářské práce je konstrukční návrh otočného stolu pro obráběcí stroj v osách A a B.



Obr. 31) 3D model konstrukčního návrhu zhotovený v programu Autodesk Inventor Professional 2018

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- Konstrukce CNC obráběcích strojů III.* 1. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014.
- 1] MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

 - 2] 5-osa-obrabeci-centra. *Www.mazakeu.cz* [online]. Říčany, 2015 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.mazakeu.cz/cs/strojni-technologie/produkty/5-osa-obrabeci-centra/>

 - 3] Otočný stůl (vodorobně a svisle) Holzmann TAP200. In: *HRtechnik.cz* [online]. Ledenice: HR TECHNIK s.r.o., 2012 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://www.hrtechnik.cz/img_detail/TAP200.jpg

 - 4] TT321 / TTS321. In: *Kitagawa* [online]. Brno: Kitagawa Europe, 2017 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://d300xr5hmf10o.cloudfront.net/store/products/p1ab09bs0rvl4o08s5g183kb0f2.jpg>

 - 5] VÝHODY PŘÍMÉHO POHONU. *ETEL* [online]. Môtiers: © ETEL S.A., 2017 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.etel.ch/cz/momentove-motory/primy-pohon/>

 - 6] CO JE MOMENTOVÝ MOTOR - PRINCIP. In: *Etel.ch* [online]. Môtiers: ETEL S.A., b.r. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://www.etel.ch/fileadmin/_processed_/csm_Torque_motors_principles_eng_c0abe47f02.jpg

 - 7] Šneková převodovka. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0nekov%C3%A1_p%C5%99evodovka

 - 8] KESL, Miloslav. Šneková soukolí (převody). *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2013, **2013(5)** [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/snekova-soukoli-prevody.html>

 - 9] MSR Turntable Drive 2 speed gearbox. In: *Redex-andantex.com* [online]. Lythalls Lane: ANDANTEX Ltd, b.r. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: http://www.redex-andantex.com/image/862_g.jpg

 - 10] *Převody ozubenými řemeny* [online]. Kolín: Walther Flender s.r.o., b.r. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.walther-flender.cz/catalogs/Prevody-ozubenymi-remeny.pdf>

 - 11] Axiálně-radiální ložiska / kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. *Schaeffler.cz* [online]. Praha: Schaeffler CZ s.r.o., 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products_services/rotativ_products/rotary_table_bearings/axial_radial_bearings/axialradialbearings.jsp

- Axial-Schrägkugellager ZKLDF. In: *Medias.schaeffler.com* [online].
- 12] Herzogenaurach: Schaeffler AG, b.r. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://medias.schaeffler.com/medias/cs!hp.ec.br/ZKLDF>
- Axial/radial bearings YRT. *Medias.schaeffler.com* [online]. Herzogenaurach:
- 13] Schaeffler AG, b.r. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://medias.schaeffler.com/medias/cs!hp.ec.br/YRT>
- Válečková ložiska se skříženými valivými členy. *Schaeffler.cz* [online]. Praha:
- 14] Schaeffler CZ s.r.o., 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products_services/rotativ_products/crossed_roller_bearings/crossed_roller_bearings.jsp
- Crossed roller bearings SX. *Medias.schaeffler.com* [online]. Herzogenaurach:
- 15] Schaeffler AG, b.r. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br/SX?#SX>
- KONVIČNÁ, Iveta. *Ložiska hydrostatická*. 1. Kyjov: Střední škola automobilní Kyjov, příspěvková organizace, 2018. ISSN 1802-4785.
- Snímače polohy pro výrobní stroje* [online]. 2005, **2005**(3) [cit. 2018-05-21].
- 17] Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/snimace-polohy-pro-vyrobní-stroje.html>
- KOHOUT, Luděk. *Snímače polohy: Učební text VOŠ, SPŠ a JŠ Kutná Hora* [online]. Kutná Hora - Karlov, b.r., 27 s. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.edumat.cz/texty/poloha.pdf>
- VLČEK, Jan. Odměřovací systém Signum RESM. In: *MM Průmyslové spektrum* [online]. Praha: MM Průmyslové spektrum, 2008 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/nova-generace-snimacu-polohy.html>
- VLČEK, Jan. Magnetické a optické snímače polohy. In: *MM Průmyslové spektrum* [online]. Praha: MM Průmyslové spektrum, 2007 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/magneticke-a-opticke-snimace-polohy.html>
- Ložiska kruhových stolů: Axiálně-radiální ložiska s integrovaným měřicím systémem. *Schaeffler Česká republika* [online]. Praha: Schaeffler CZ s.r.o., 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products_services/rotativ_products/rotary_table_bearings/axial_measure-syst/axial_mess-system.jsp
- Axiálně-radiální ložiska s integrovaným měřicím systémem. In: *Schaeffler Česká republika* [online]. Praha: Schaeffler CZ s.r.o., 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products_services/rotativ_products/rotary_table_bearings/axial_measure-syst/axial_mess-system.jsp
- INNOVATION + RELIABILITY = SUCCESS. *Fibro.de* [online].
- 23] Hassmersheim: FIBRO GMBH, b.r. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.fibro.de/en/company/company-profile.html?ga=0%3Ftype%3D100%3Ftype%3D100%3Ftype%3D100%3Ftype%3D1>

10 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

10.1 Seznam zkratk a symbolů

| | | |
|-------------------|--------------------|---|
| D_{des} | mm | průměr desky stolu |
| M_{obr} | kg | Maximální hmotnost obrobku |
| α | ° | úhel rotace osy A |
| β | ° | úhel rotace osy B |
| n_b | min^{-1} | otáčky desky stolu |
| n_a | min^{-1} | otáčky kolíčky |
| t_{des} | s | doba rozběhu desky stolu |
| t_{mot} | s | doba rozběhu servomotoru osy A |
| M_{des} | kg | Hmotnost desky stolu |
| M_{kol} | kg | Hmotnost kolíčky |
| M_{bkol} | kg | Hmotnost boku kolíčky |
| M_{mot} | kg | Hmotnost motoru osy B |
| $M_{lož}$ | kg | Hmotnost ložiska osy B |
| $F_{g_{m_obr}}$ | N | Tíhová síla obrobku |
| $F_{g_{m_des}}$ | N | Tíhová síla desky stolu |
| $F_{g_{m_kol}}$ | N | Tíhová síla kolíčky |
| $F_{g_{m_bkol}}$ | N | Tíhová síla boku kolíčky |
| $F_{g_{m_mot}}$ | N | Tíhová síla motoru osy B |
| $F_{g_{m_lož}}$ | N | Tíhová síla ložiska osy B |
| D | mm | Průměr frézy |
| f_z | mm | posuv na zub |
| H_h | mm | hloubka odebírané vrstvy |
| a_p | mm | šířka záběru ostří |
| C_{fc} | $N \cdot mm^2$ | Měrná řezná síla |
| x | - | výpočtový exponent |
| F_c | N | Maximální řezná síla při frézování |
| D_{vr} | mm | Průměr vrtáku |
| f | $mm \cdot ot^{-1}$ | Posuv na otáčku |
| x_{ff} | - | Výpočtový exponent X |
| y_{ff} | - | Výpočtový exponent Y |
| F_f | N | Posuvová síla na vrtáku |
| F_{gb} | N | Celková tíhová síla působící na uložení desky stolu |

| | | |
|-------------------|--------------------|---|
| F_{ga} | N | Celková tíhová síla působící na uložení kolíbkové části |
| $F_{ax_lož_b}$ | N | Největší axiální síla na ložisko osy B |
| $F_{rad_lož_b}$ | N | Největší radiální síla na ložisko osy B |
| $F_{rad_lož_a}$ | N | Největší radiální síla na ložiska uložení kolébky |
| $F_{ax_lož_a}$ | N | Největší axiální síla na ložiska uložení kolébky |
| M_{B_max} | Nm | Maximální moment v ose B |
| X_{obr} | mm | vzdálenost těžiště obrobku od osy otáčení |
| X_{des} | mm | vzdálenost těžiště desky od osy otáčení |
| X_{kol} | mm | vzdálenost těžiště kolíbkové části od osy otáčení |
| X_{mot} | mm | vzdálenost těžiště motoru od osy otáčení |
| $X_{lož_b}$ | mm | vzdálenost těžiště ložiska osy B od osy otáčení |
| X_{b_kol} | mm | vzdálenost těžiště boku kolíbkové části od osy otáčení |
| M_{k_tech} | Nm | Moment od posuvové síly vrtání |
| ρ_{ocel} | $kg \cdot m^3$ | hustota oceli |
| M_{k_obr} | Nm | Moment od tíhové síly obrobku |
| M_{k_kol} | Nm | Moment od hmotnostních sil všech členů kolíbkové části |
| M_{a_max} | Nm | Výsledný maximální moment na ose A |
| I_o | $kg \cdot m^2$ | Moment setrvačnosti obrobku k ose B |
| I_{z_o} | $kg \cdot m^2$ | Moment setrvačnosti obrobku k ose B |
| I_{z_des} | $kg \cdot m^2$ | Moment setrvačnosti rotační desky stolu k ose B |
| $I_{z_lož}$ | $kg \cdot m^2$ | Moment setrvačnosti ložiska k ose B |
| I_{z_rm} | $kg \cdot m^2$ | Moment setrvačnosti rotoru motoru k ose B |
| $M_{tř_lož}$ | Nm | Moment od tření v ložisku |
| ω_{des} | $rad \cdot s^{-1}$ | Úhlová rychlost desky stolu |
| ϵ_{des} | $rad \cdot s^{-2}$ | Úhlové zrychlení desky stolu |
| I_{red_b} | $kg \cdot m^2$ | Redukovaný moment setrvačnosti osa B |
| M_{b_red} | Nm | Redukovaný moment osa B |
| M_b | Nm | Celkový potřebný kroutící moment motoru |
| D_{B_ex} | mm | Vnější průměr motoru osy B |
| D_{B_in} | mm | Vnitřní průměr motoru osy B |
| H_B | mm | Výška motoru osy B |
| $M_{k_B_jm}$ | Nm | Jmenovitý kroutící moment motoru osy B |
| M_{k_B} | Nm | Maximální kroutící moment motoru osy B |
| n_{b_max} | min^{-1} | Maximální otáčky motoru osy B |
| C_{0a} | N | Základní statická axiální únosnost ložiska osy B |
| C_{or} | N | Základní statická radiální únosnost ložiska osy B |

| | | |
|-------------------|--------------------|--|
| C_a | N | Základní dynamická axiální únosnost ložiska osy B |
| C_r | N | Základní dynamická radiální únosnost ložiska osy B |
| $n_{lož_b_max}$ | min^{-1} | Omezující rychlost ložiska osy B |
| $D_{lož_b}$ | mm | Vnější průměr ložiska osy B |
| $D_{lož_b}$ | mm | Vnitřní průměr ložiska osy B |
| L_{10} | n^{-1} | Základní výpočtová trvanlivost |
| a | - | Výpočtový exponent ložiska osy B |
| S_{0A} | - | Bezpečnost statické únosnosti v axiálním směru |
| S_{0R} | - | Bezpečnost statické únosnosti v radiálním směru |
| L_{Dop} | h | Doporučená trvanlivost ložiska osy B |
| n_{b_max} | min^{-1} | Maximální otáčky zvoleného motoru osy B |
| L_{ax} | h | Trvanlivost ložiska v axiálním směru |
| L_{rad} | h | Trvanlivost ložiska v radiálním směru |
| $P_{š_kol}$ | Kw | Příkon na šnekovém kole |
| I_{x_o} | $kg \cdot m^2$ | Moment setrvačnosti obrobku k ose A |
| I_{x_nak} | $kg \cdot m^2$ | Moment setrvačnosti naklápěcí jednotky k ose A |
| $I_{x_šn}$ | $kg \cdot m^2$ | Moment setrvačnosti šneku s hřídelí |
| $I_{x_šk}$ | $kg \cdot m^2$ | Moment setrvačnosti šnekového kola |
| $M_{A_šn}$ | Nm | Moment na šneku |
| $\mu_{šp}$ | - | Účinnost šnekového převodu |
| ω_{nak} | $rad \cdot s^{-1}$ | Úhlová rychlost naklápěcí jednotky |
| ϵ_{nak} | $rad \cdot s^{-2}$ | Úhlové zrychlení naklápěcí jednotky |
| $i_{šp}$ | - | Převodový poměr šnekového převodu |
| I_{red_A} | $kg \cdot m^2$ | Redukovaný moment setrvačnosti osa A |
| M_{red_A} | Nm | Redukovaný moment osa A |
| M_A | Nm | Celkový potřebný kroutící moment motoru osy A |
| P_a | kW | Výkon motoru osy A |
| M_{a_nom} | Nm | Nominální moment motoru osy A |
| I_{a_jm} | A_{RMS} | Jmenovitý proud motoru osy A |
| I_{a_max} | A_{RMS} | Špičkový proud motoru osy A |
| N_{a_nom} | min^{-1} | Nominální otáčky motoru osy A |
| N_{A_max} | min^{-1} | Maximální otáčky motoru osy A |
| $F_{RAD_šK}$ | N | Radiální síla šnekového kola |
| $F_{AX_šN}$ | N | Axiální síla šnekového kola |
| D_2 | mm | Vnější průměr ložiska 2 |
| d_2 | mm | Vnitřní průměr ložiska 2 |

| | | |
|------------------------|----|---|
| B ₂ | mm | šířka ložiska 2 |
| L _{na_2} | h | Trvanlivost ložiska 2 |
| S _{0C_2} | - | Součinitel statické bezpečnosti ložiska 2 |
| C ₂ | N | Základní dynamická únosnost ložiska 2 |
| C _{0_2} | N | Základní statická únosnost ložiska 2 |
| D ₁ | mm | Vnější průměr ložiska 1 |
| d ₁ | mm | Vnitřní průměr ložiska 1 |
| B ₁ | mm | šířka ložiska 1 |
| L _{na_1} | h | Trvanlivost ložiska 1 |
| S _{0C_1} | - | Součinitel statické bezpečnosti ložiska 1 |
| C ₁ | N | Základní dynamická únosnost ložiska 1 |
| C _{0_1} | N | Základní statická únosnost ložiska 1 |
| D ₃ | mm | Vnější průměr ložiska 3 |
| d ₃ | mm | Vnitřní průměr ložiska 3 |
| B ₃ | mm | šířka ložiska 3 |
| L _{na_3} | h | Trvanlivost ložiska 3 |
| S _{0C_3} | - | Součinitel statické bezpečnosti ložiska 3 |
| C ₃ | N | Základní dynamická únosnost ložiska 3 |
| C _{0_3} | N | Základní statická únosnost ložiska 3 |
| D ₄ | mm | Vnější průměr ložiska 4 |
| d ₄ | mm | Vnitřní průměr ložiska 4 |
| B ₄ | mm | šířka ložiska 4 |
| L _{na_4} | h | Trvanlivost ložiska 4 |
| S _{0C_4} | - | Součinitel statické bezpečnosti ložiska 4 |
| C ₄ | N | Základní dynamická únosnost ložiska 4 |
| C _{0_4} | N | Základní statická únosnost ložiska 4 |
| F _{rad_lož_2} | N | Radiální síla na ložisko 2 |
| F _{rad_lož_1} | N | Radiální síla na ložisko 1 |
| F _{rad_lož_4} | N | Radiální síla na ložisko 4 |
| F _{rad_lož_3} | N | Radiální síla na ložisko 3 |
| F _{ax_lož_4} | N | Axiální síla na ložisko |

10.2 Seznam tabulek

| | |
|--|----|
| TAB 1) ZÁKLADNÍ PARAMETRY STOLU | 27 |
| TAB 2) TABULKA HMOTNOSTÍ JEDNOTLIVÝCH DÍLŮ A JEJICH TÍHOVÉ SÍLY | 29 |
| TAB 3) TABULKA VÝCHOZÍCH PARAMETRŮ FRÉZOVÁNÍ..... | 29 |
| TAB 4) TABULKA VÝCHOZÍCH PARAMETRŮ PŘI VRTÁNÍ | 30 |
| TAB 5) TABULKA VZDÁLENOSTI TĚŽIŠTĚ KOMPONENTY OD OSY OTÁČENÍ..... | 31 |
| TAB 6) TABULKA MOMENTŮ SETRVAČNOSTI KOMPONENT PRO OSU B32 | |
| TAB 7) TABULKA MOMENTŮ PRO VÝPOČET POTŘEBNÉHO MOMENTU MOTORU OSY B | 32 |
| TAB 8) TABULKA PARAMETRŮ ZVOLENÉHO MOTORU SIEMENS 1FW6130-0NB10-1JC2. | 33 |
| TAB 9) TABULKA PARAMETRŮ ZVOLENÉHO LOŽISKA YRTCM260-XL.34 | |
| TAB 10) TABULKA BEZPEČNOSTÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI KTEROU UDÁVÁ VÝROBCE | 35 |
| TAB 11) TABULKA MOMENTŮ SETRVAČNOSTI KOMPONENT PRO OSU A37 | |
| TAB 12) TABULKA PARAMETRŮ ZVOLENÉHO MOTORU RAVEO EML-40ASA11..... | 38 |
| TAB 13) TABULKA HODNOT SIL PŮSOBÍCÍCH NA KOLÉBKU..... | 39 |
| TAB 14) TABULKA PARAMETRŮ ZVOLENÉHO LOŽISKA 2 | 41 |
| TAB 15) TABULKA PARAMETRŮ ZVOLENÉHO LOŽISKA 1 | 42 |
| TAB 16) TABULKA SIL PŮSOBÍCÍCH NA ŠNEKOVOU HŘÍDEL | 43 |
| TAB 17) TABULKA PARAMETRŮ ZVOLENÉHO LOŽISKA 3 | 45 |
| TAB 18) TABULKA PARAMETRŮ NAVRHNUTÉHO LOŽISKA 4..... | 47 |

10.3 Seznam obrázků

| | |
|---|----|
| OBR. 1) OTOČNÝ STŮL HOLZMANN TEILEAPPARAT TAP200 1 OSA OTÁČENÍ [3] | 15 |
| OBR. 2) OTOČNÝ STŮL KITAGAWA TTM321 / TTSM321 OTOČNÝ VE DVOU OSÁCH PRO 5-TI OSÉ OBRÁBĚNÍ [4] | 15 |
| OBR. 3) ŘEZ PŘÍMÍM POHONEM..... | 16 |
| OBR. 4) PŘÍKLAD ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ..... | 17 |
| OBR. 5) POHON VĚNCE OTOČNÉHO STOLU DVĚMA PASTORKY S ŠIKMÝM OZUBENÍM [8] | 18 |
| OBR. 6) LOŽISKA ULOŽENÍ OTOČNÝCH STOLŮ A) AXIÁLNĚ-RADIÁLNÍ VÁLEČKOVÉ LOŽISKO, B) KULIČKOVÉ LOŽISKO S KOSOÚHLÝM [11] [12] 19 | |
| OBR. 7) VÁLEČKOVÉ LOŽISKO SE ZKŘÍŽENÝMI VALIVÝMI ČLENY [14]20 | |

| | |
|--|-----------|
| OBR. 8) HYDROSTATICKÉ LOŽISKO KOTOUČOVÉ S MEZIDRUHOVOU KOMOROU [15] | 20 |
| OBR. 9) OPTICKÝ ODMĚŘOVACÍ SYSTÉM SIGNUM RESM [18]..... | 21 |
| OBR. 10) PRINCIP FUNKCE MAGNETICKÉHO SNÍMAČE [19] | 22 |
| OBR. 11) AXIÁLNĚ RADIÁLNÍ LOŽISKO S INTEGROVANÝM MĚŘÍCÍM SYSTÉMEM SKUPINY SCHEAFFLER [21]..... | 22 |
| OBR. 12) LOGO SPOLEČNOSTI [23]..... | 23 |
| OBR. 13) FIBROPLAN® NC-OTOČNÉ STOLY [24] | 23 |
| OBR. 14) FIBROMAX® OTOČNÉ STOLY S VELKÝM ZATÍŽENÍM A ROTAČNÍ LINEÁRNÍ STOLY S VELKÝM ZATÍŽENÍM [25] | 24 |
| OBR. 15) FIBRODYN® OTOČNÉ STOLY S MOMENTOVÝMI MOTORY [26] 25 | 25 |
| OBR. 16) LOGO SPOLEČNOSTI [27]..... | 25 |
| OBR. 17) PRVNÍ KONSTRUKČNÍ VARIANTA | 26 |
| OBR. 18) DRUHÁ KONSTRUKČNÍ VARIANTA | 26 |
| OBR. 19) SÍLY A MOMENTY PŮSOBÍCÍ NA STŮL VE VÝCHOZÍM STAVU . | 28 |
| OBR. 20) SÍLY A MOMENTY PŮSOBÍCÍ NA STŮL V KRAJNÍ POZICI NAKLOPENÍ..... | 28 |
| OBR. 21) PRŮŘEZ TRÍSKY PŘI VÁLCOVÉM FRÉZOVÁNÍ [29]..... | 29 |
| OBR. 22) ZVOLENÝ POHON SIEMENS 1FW6130-0NB05-0KC2. [30]..... | 33 |
| OBR. 23) VÝPOČET ŠNEKOVÉHO PŘEVODU V PROGRAMU..... | 36 |
| OBR. 24) ZVOLENÝ SERVOMOTOR RAVEO EML-40ASA11. [32] | 38 |
| OBR. 25) STATICKÉ UVOLNĚNÍ KOLÍBKY | 39 |
| OBR. 26) NÁVRH A VÝPOČET LOŽISKA 2 V PROGRAMU AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2018. MODŘE OZNAČENÉ JE VYBRANÉ LOŽISKO..... | 40 |
| OBR. 27) NÁVRH A VÝPOČET LOŽISKA 1 V PROGRAMU AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2018. MODŘE OZNAČENÉ JE VYBRANÉ LOŽISKO..... | 42 |
| OBR. 28) STATICKÉ UVOLNĚNÍ ŠNEKOVÉ HŘÍDELE | 43 |
| OBR. 29) NÁVRH A VÝPOČET LOŽISKA 3 V PROGRAMU AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2018. MODŘE OZNAČENÉ JE VYBRANÉ LOŽISKO..... | 44 |
| OBR. 30) NÁVRH A VÝPOČET LOŽISKA 4 V PROGRAMU AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2018. | 46 |
| OBR. 31) 3D MODEL KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU ZHOTOVENÝ V PROGRAMU AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2018..... | 48 |

11 SEZNAM PŘÍLOH

11.1 Tištěné přílohy

Výkresová dokumentace: sestava stroje a vybrané součásti.

Protokol výpočtu šnekového soukolí

11.2 Elektronické přílohy

3D model sestavy .step

Výkresová dokumentace sestavy stroje a vybraných součástí v .pdf

PŘÍLOHY