

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Přesný dvouosý polohovací mechanismus

Precision Two-axis Positioning Mechanism

Student:

Michal Havlíček

Vedoucí práce:

Ing. Tomáš Hapla

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Havlíček**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení

Téma: Přesný dvouosý polohovací mechanismus
Precision Two-axis Positioning Mechanism

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vytvořte konstrukční návrh přesného polohovacího mechanismu, ověřte jeho provozuschopnost pro jeho následnou výrobu.

V rámci bakalářské práce zpracujte:

- úvod do problematiky,
- návrh možných variant řešení
- konstrukční návrh s potřebnými výpočty
- 3D model zařízení
- výkresovou dokumentaci
- zhodnocení dosažených výsledků.

Zadané parametry:

- Rozsah os: svislá n-krát 360°, vodorovná $\pm 60^\circ$ vůči horizontu.
- Motor: krok 1,8°, moment 1,5 Nm, 32 mikrokroků
- Opakovaná přesnost 5°
- Výstupní moment 10 Nm

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

KALÁB Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8

HAJN, Miroslav. *Základy jemné mechaniky a hodinářství*. Praha: ROH - Práce

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra, 2003, 888 s. ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Hapla**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020



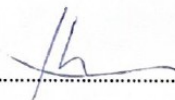
.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užit tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užit toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020



Podpis studenta

Prohlášení spolupracující osoby

Souhlasím se zveřejněním této bakalářské práce dle požadavků čl. 26, odst. 9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v bakalářských studijních programech VŠB-TU Ostrava.

Spolupracující osoba:

HASAM s.r.o.

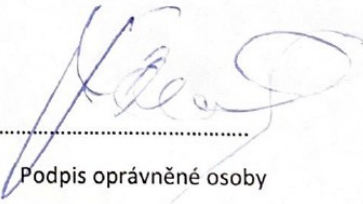
Tečovice 45

763 02, Tečovice

IČO: 49968319

Jméno a příjmení oprávněné osoby: Ing. Tomáš Havlíček

V Ostravě dne 18. května 2020



.....
Podpis oprávněné osoby
(případně razítko)

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Tomáši Haplovi, za připomínky během vypracování této práce. Rovněž bych chtěl poděkovat Ing. Tomáši Havlíčkovi, za téma této práce a za připomínky při konzultování mých nápadů. Poděkování patří také mé rodině, která mě podporovala při studiu.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HAVLÍČEK, M. Přesný dvouosý polohovací mechanismus: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2020, 52 s. Vedoucí práce Hapla, T.

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem přesného polohovacího mechanismu pro dvouosé polohovací zařízení realizovaného pomocí předepjatého šnekového soukolí. Tato práce objasňuje problematiku polohovacích zařízení, stručný teoretický rozbor důležitých částí, návrh šnekového a řemenového převodu včetně potřebných výpočtů. Práce je doplněna o výkresovou dokumentaci.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HAVLÍČEK, M. Precision Two-axis Positioning Mechanism: bachelor thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2020, 52 pp. Thesis supervisor Hapla, T.

This bachelor's thesis deals with the design of a precise positioning mechanism for a two-axis positioning device realized by means of a prestressed worm gear. This work clarifies the issue of positioning devices, a brief theoretical analysis of important parts, the design of worm and belt transmissions, including the necessary calculations. The work is supplemented by drawing documentation.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů.....	11
Úvod.....	14
1. Teoretická rešerše.....	15
1.1 Mechanické převody.....	15
1.1.1 Základní vlastnosti převodů.....	15
Převodový poměr.....	15
Účinnost.....	15
1.1.2 Ozubené převody.....	16
1.2 Typy ozubených převodů.....	16
1.2.1 Šnekové soukolí	16
1.2.2 Řemenový převod	18
1.3 Ložiska.....	19
1.3.1 Výpočet únosnosti ložisek.....	20
1.4 Zpětné odměřování.....	20
1.5 Pohon.....	21
1.5.1 Krokový motor	21
1.5.2 Stejnoseměrný motor	21
1.6 Konstrukce/existující zařízení.....	22
1.6.1 PT-7900 pan tilt “80–100 kg load” [7]	22
1.6.2 MSO-2/B - Pan and Tilt Positioner	23
1.7 Typy konstrukcí.....	24
1.7.1 Konstrukce 1	24
1.7.2 Konstrukce 2	24
1.7.3 Konstrukce 3	25
2. Konstrukční návrh mechanismu.....	26
2.1 Upřesnění zadání.....	26
2.2 Varianty řešení.....	26
2.2.1 Varianta A.....	26
2.2.2 Varianta B.....	27
2.2.3 Varianta C.....	27

2.2.4	Varianta D – Finální řešení	28
2.3	Mechanismus horizontální osy	29
2.3.1	Převodový poměr soustavy	29
2.3.2	Návrh šnekového ústrojí	29
2.3.3	Návrh rozvodného řemene	33
2.3.4	Návrh přítlačné pružiny.....	35
2.3.5	Návrh a kontrola hřídele primárního šneku.....	37
2.3.6	Návrh a kontrola ložisek hřídele primárního šneku	38
2.3.7	Návrh a kontrola hřídele sekundárního šneku.....	39
2.3.8	Návrh a kontrola ložisek hřídele sekundárního šneku	40
2.3.9	Návrh a kontrola hřídele šnekového kola.....	41
2.3.10	Návrh a kontrola ložisek hřídele šnekového kola.....	42
2.3.11	Návrh pevné spojky	42
2.3.12	Návrh svěrného pouzdra	43
2.3.13	Zpětné odměřování	44
2.4	Vertikální osa	44
2.4.1	Kontrola hřídele šnekového kola.....	44
2.4.2	Návrh a kontrola axiálního ložiska hřídele šnekového kola	45
3.	Závěr a zhodnocení dosažených výsledků	46
	Použitá literatura	49
	Seznam příloh.....	51

Seznam zkratek a symbolů

Označení	Jednotka	Význam
a_w	[mm]	osová vzdálenost šnekového soukolí
C	[kN]	základní dynamická únosnost
c	[N·mm ⁻¹]	tuhost pružiny
d	[mm]	průměr roztečné kružnice
F_a	[N]	axiální síla
F_{ac}	[N]	axiální síla
F_{ak}	[N]	axiální síla kola
F_{as}	[N]	axiální síla šneku
F_{max}	[N]	maximální síla
F_{pmin}	[N]	minimální síla pružiny
F_{pprac}	[N]	síla pružiny při pracovní délce
F_r	[N]	radiální síla
F_{r1}	[N]	zatížení hřídele řemenice
F_{r2}	[N]	zatížení hřídele řemenice
F_{r3}	[N]	zatížení hřídele řemenice
F_{r4}	[N]	zatížení hřídele řemenice
F_{rsk}	[N]	Radiální síla ve šnekovém soukolí
f_{sk}	[-]	součinitel smykového tření mezi šnekem a kolem
F_{tk}	[N]	obvodová síla kola
$F_{tř}$	[N]	síla předeprnutí řemene
F_{ts}	[N]	obvodová síla šneku
F_{v1}	[N]	výsledná radiální síla
i	[-]	převodový poměr
i_c	[-]	celkový převodový poměr

i_s	[-]	převodový poměr soustavy
k	[-]	koeficient bezpečnosti
L_0	[mm]	délka pružiny v nezatíženém stavu
L_{10}	[ot]	základní dynamická únosnost
L_{max}	[mm]	délka pružiny při maximálním zatížení
L_p	[mm]	délka pružiny v zatíženém stavu
m_b	[kg]	hmotnost břemene
m_c	[kg]	hmotnost celého zařízení bez zátěže
M_n	[N·m]	nominální moment motoru
M_z	[N·m]	moment zatěžující výstupní hřídel
n_m	[ot·min ⁻¹]	otáčky motoru
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení
p	[-]	exponent Wöhlerovy křivky
R_e	[MPa]	mez kluzu
x	[-]	výpočtový součinitel
y	[-]	výpočtový součinitel
α_n	[°]	úhel profilu
α_z	[°]	základní krok motoru
γ	[°]	úhel stoupání šneku
η	[-]	účinnost
η_c	[-]	celková účinnost
η_{sk}	[-]	účinnost šnekového soukolí
σ_D	[MPa]	dovolené napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_{red1}	[MPa]	redukované napětí
φ	[rad]	Úhel zkroucení

φ_d	[rad]	dovolené zkroucení
φ'	[°]	redukovaný třecí úhel

Úvod

Polohovací systémy jsou užitečný nástroj v dnešním světě techniky. Pomáhají nám ve výrobě, zabezpečení našich domovů, zajišťují stabilní obraz našeho oblíbeného filmu nebo pomáhají objevovat nové planety. Jak už název napovídá, jedná se o zařízení jejichž smyslem je pohybovat (polohovat) s různými předměty. Polohovací zařízení typu pan and tilt, jenž se dá volně přeložit jako otočení a naklopení (dále jen PT.), se nejčastěji využívají ve spojení s optickými zařízeními. Typickým představitelem mohou být motorizované bezpečnostní kamery které vidíme téměř na každém rohu. PT však mohou být osazena různou senzorovou technikou či dokonce zbraňovými systémy. Určení zařízení je dáno různými parametry např.: nosnost, opakovaná přesnost, provozní teploty, certifikace IP, možnost gyroskopické stabilizace atd... Tyto parametry definují nejen určení a cenu zařízení, ale i jeho konstrukci, která může být kompaktní (polohovací systémy bezpečnostních kamer, gimbaly atd.) ale taktéž masivní jako nosiče solárních panelů, stativy teleskopů apod...

Úkolem mé práce je navrhnout mechanismus pro PT, který by měl operovat s nákladem o hmotnosti až 80 kg. Na mechanismus jsou kladeny poměrně vysoké nároky na opakovanou přesnost a to 5" (úhlových vteřin). Tento požadavek se budu snažit splnit pomocí šnekového převodu mezi motorem a výstupní hřídelí. Systém bude disponovat regulací zubové vůle tak aby koncová přesnost splnila požadavky zadavatele.

1. Teoretická rešerše

V této kapitole jsou shrnuty důležité informace a pojmy nutné k porozumění problematice této práce.

1.1 Mechanické převody

Mechanické převody jsou mechanismy umožňující přenos energie z hnacího na hnaný člen. Během přenosu jsou schopné s energií manipulovat a tím docílit rozdílných vstupních a výstupních hodnot. Díky tomu lze měnit například kroutící moment nebo otáčky na výstupní hřídeli. Lze rovněž měnit i smysl otáčení, či vzájemnou polohu vstupní a výstupní hřídele dle konkrétního zadání.

Mechanické převody se dělí na:

- a) Přímé – soukolí se přímo dotýkají
- b) Nepřímé - soukolí jsou spojena skrze mezičlen (řetěz, řemen,...)

1.1.1 Základní vlastnosti převodů

Mezi základní vlastnosti převodů (obecně) patří převodový poměr a účinnost.

Převodový poměr

Jedná se o základní parametr převodů, který nám udává poměr změny veličin mezi hnacím a hnaným členem. Značí se i [-]

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} [-] \quad (1.1)$$

$$i_c = i_1 \cdot i_2 \cdots i_n [-] \quad (1.2)$$

Účinnost

Je míra efektivity práce daného zařízení. Značí se η [-] a nabývá hodnot od 0 do 1. Obecně platí, čím vyšší účinnost je, tím je dané zařízení lepší, jelikož má menší ztráty. Ty mohou být způsobené např. třením či valivým odporem. Celková účinnost je rovna součinu dílčích účinností např. ložisek či typem převodu.

$$\eta_c = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \eta_n [-] \quad (1.3)$$

Přenesený výkon je pak roven:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{celková} [W] \quad (1.4)$$

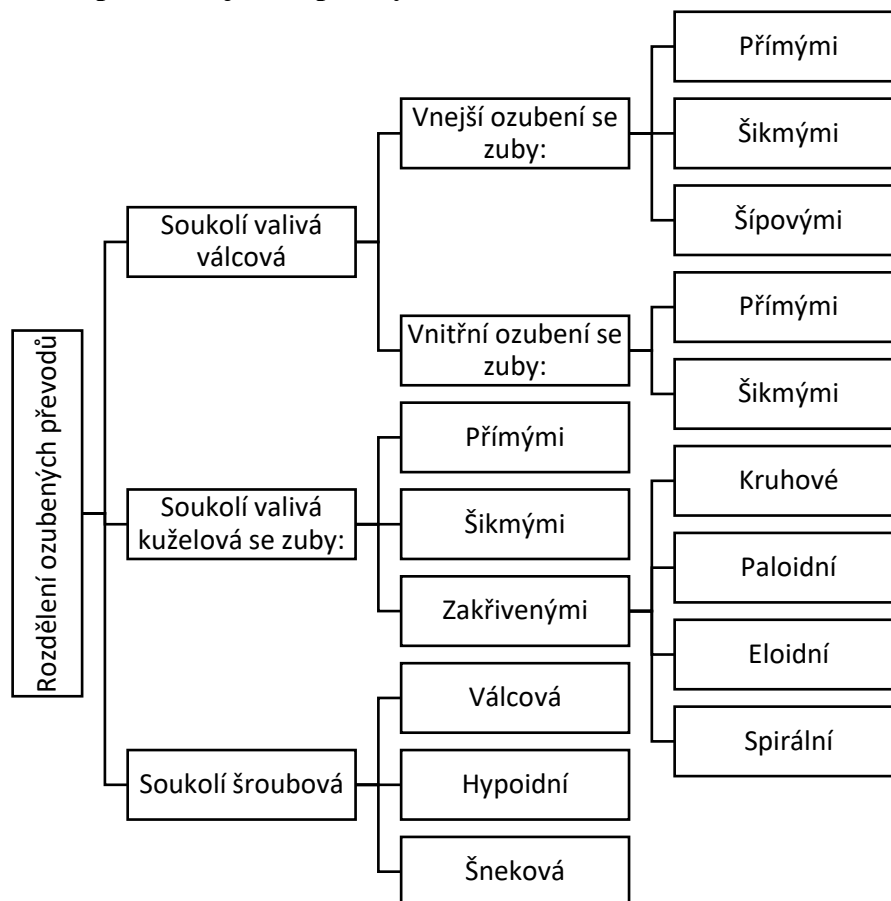
Obecně pak platí:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} [-] \quad (1.5)$$

1.1.2 Ozubené převody

Jedná se o nejrozšířenější způsob převodů pomocí tvarového přenosu. Ozubené soukolí se skládá z hnacího a hnaného členu, které jsou opatřeny rovnoměrně rozprostřenými zuby, pomocí kterých je přenášen silový účinek.

Základní rozdělení podle vzájemné polohy os:



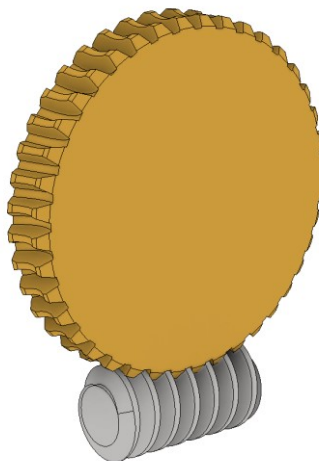
Obrázek 1: Rozdělení ozubených převodů [1]

1.2 Typy ozubených převodů

V této kapitole jsou blíže vysvětleny ozubené převody, které jsou využity v praktické části.

1.2.1 Šnekové soukolí

Šnekové soukolí je zvláštní typ ozubeného převodu, který je realizován za pomoci šneku a ozubeného kola jež jsou umístěny na vzájemně mimoběžných hřídelích. Při použití této soustavy jsme schopni realizovat převodové poměry $i=1$ až 100. Šnekové soukolí se vyznačují tichým a plynulým chodem i při vyšších otáčkách, a jsou schopné přenést velké výkony až 200kW.



Obrázek 2: Šnekové soukolí

Šneková soukolí se dají rozdělit do několika skupin:

Válcovým šnekem a válcovým kolem: Tato varianta je vhodná pro ruční pohon jednoduchých soustav např. ruční naviják.

Válcový šnek a globoidní kolo: Jedná se o nejpoužívanější variantu.

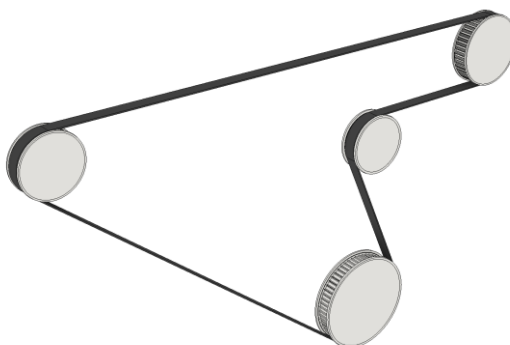
Globoidní šnek a globoidní kolo: Vhodné pro náročnější aplikace. Toto soukolí je schopné přenést až trojnásobný výkon oproti soukolí s válcovým šnekem a globoidním kolem. Výroba je dražší než v předchozích variantách

Šneky mohou být jednochodé až dvanáctichodé se stoupáním pravým či levým. Mezi hlavní nevýhody patří menší účinnost 0,5 až 0,95. Ta závisí hlavně na úhlu stoupání γ [°], přesnosti výroby, použitých materiálech a mazivu. Pomocí šnekového převodu jsme schopni docílit samosvornosti.

Rozdělení dle typu šneku:

- a) **Šneky spirální** (Archimédovy) mají křivku boku zubu v čelní rovině má tvar Archimédovy spirály Spirální šneky se používají hlavně při menších úhlech stoupání $\gamma \leq 6^\circ$
- b) **Šneky obecné** mají křivku boku zubu v čelní rovině tvaru obecně vypuklém
- c) **Šneky evolventní**, křivka boku zubu v čelní rovině je evolventa.
- d) **Šneky konkávní**, křivka boku zubu je konkávní (vydutá), tvar spolu zabírajícího zubu šnekového kola je pak konvexní (vypuklý). Konkávní šneky mají oproti jiným nižší ztráty třením, menší opotřebení a větší odolnost proti lomu.
- e) **Soukolí s duplexním šnekem** je významné v rozdílném stoupáním na pravém a levém boku. Pomocí osového posunutí šneku vůči kolu můžeme seřizovat zubovou vůli beze změny osové vzdálenosti.

1.2.2 Řemenový převod



Obrázek 3: Ozubený řemenový převod

Řemenové převody se řadí mezi nepřímé převody, které umožňují přenášet mechanickou energii mezi dvěma či více hřídeli. Jsou vhodné pro větší osové vzdálenosti i rychlosti. Dle typu řemene se dají uplatnit v široké škále aplikací od pohybu vřetena obráběcích strojů po jemnou mechaniku. Řemenové převody jsou vhodné pro přenos malých až středních výkonů. Vyznačují se tichým a klidným chodem. Díky skluzu lze využít jako bezpečnostní pojistka při zaseknutí hnaného zařízení. Řemenové převody jsou snadné na údržbu i pro montáž, a proto se řadí mezi levnější způsoby převodů. Nevýhodou je citivost řemene na vyšší teploty. Nutnost předeprnutí zvyšuje namáhání hřídelí a ložisek. Pro zlepšení vlastností mohou být vyztuženy tkaninou či upravenou stykovou vrstvou pro snížení opotřebení. [1]

Typy řemenů:

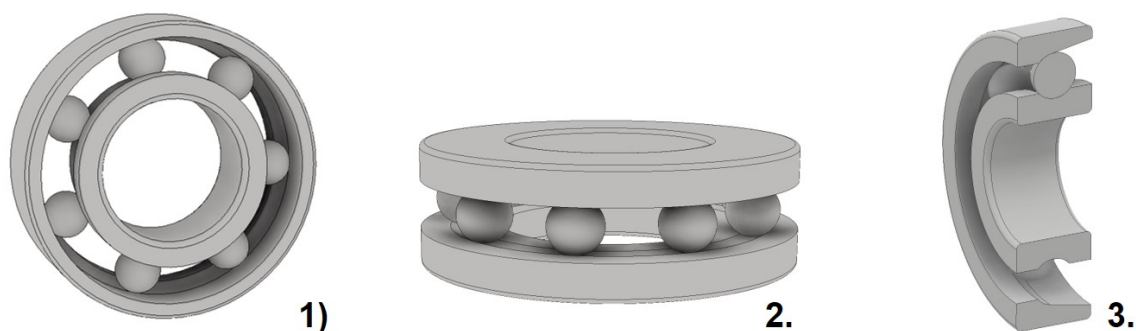
- **Ploché řemeny** patří k těm nejstarším a nejrozšířenějším, vyznačují se jednoduchou výrobou a možností přenosu na velké osové vzdálenosti.
- **Kruhové řemeny** jsou vhodné pro malé výkony. Oproti ostatním je ohebný ve všech směrech.
- **Klínové řemeny** mají normalizovaný profil s vrcholovým úhlem $\beta=38^\circ\pm 1^\circ$. Mechanická energie je přenášena třením skrze boky řemene. Vysoká přilnavost umožňuje přenášet vysoké kroutící momenty. Díky tomu je hojně využíván v pohonech strojů.
- **Ozubené (synchronní) řemeny** mají vysokou účinnost $\eta=0,99[-]$ a jsou schopné přenést nejvyšší výkony. Oproti předchozím typům nevyžadují vysoké předeprnutí, a tak méně namáhají ložiska a hřídele. Standardní řemeny mají lichoběžníkový tvar zubu, vyrábí v jednostranném nebo oboustranném provedení a v 6 normalizovaných velikostech (MXL, XL, L, H, XH, XXH). Modernější řemeny mají zuby obloukového tvaru a jsou schopny přenést výkony až do 1000 kW.

1.3 Ložiska

Jsou strojní části sloužící k uložení hřídelů či hřídelových čepů při zachování možnosti rotačního pohybu s co nejvyšší účinností.

Rozdělení ložisek: [1]

- a) Dle dotyku:
 - Ložiska s bodovým stykem (kuličková)
 - Ložiska s čárovým stykem (válečková, soudečková, ...)
- b) Dle směru přenášené síly
 - Radiální ložiska
 - Axiální ložiska
- c) Dle valivých těles
 - Kuličková
 - Válečková
 - Soudečková
 - Kuželíková
 - Jehlová



Obrázek 4: Ložiska, 1 - jednořadé radiální ložisko, 2 - jednořadé axiální ložisko, 3- ložisko s kosoúhlým stykem (řez)

1.3.1 Výpočet únosnosti ložisek

Pomocí výpočtu únosnosti jsme schopni kontrolovat životnost ložiska. Základní dynamická únosnost $C[N]$ je zatížení které je schopné ložisko při základní trvanlivosti jednoho milionu otáček. Trvanlivost ložiska je množství otáček při stanoveném zatížení, které ložisko vydrží než se u něj projeví únava. Typickým projevem únavy ložisek je pitting. [1] [2]

Základní dynamická únosnost v otáčkách:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 \text{ [ot]} \quad (1.6)$$

Kde C je základní dynamická únosnost, $p = 3[-]$ pro ložiska s bodovým stykem, $p=10/3[-]$ pro ložiska s čárovým stykem. P je ekvivalentní dynamické zatížení $[N]$.

Základní dynamická únosnost v hodinách:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ [hod]} \quad (1.7)$$

Kde n jsou otáčky $[ot]$.

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P = x \cdot Fr + y \cdot Fa \quad (1.8)$$

Kde x a y jsou výpočtové součinitele, jsou k nalezení v katalogu výrobce.

Pro radiální ložiska platí:

$$P = Fr \quad (1.9)$$

pro axiální ložiska platí:

$$P = Fa \quad (1.10)$$

1.4 Zpětné odměřování

Zpětné odměřování je nedílnou součástí polohovacího zařízení. Slouží k určení aktuální polohy zkoumané součásti. V praxi se můžeme setkat se systémy lineárními či rotačními. Způsoby snímání lze též dělit podle typu výstupního signálu na analogové a číslicové. [3]

Analogové snímače pracují na principu změny elektrického odporu, měření kapacity, popřípadě elektromagnetické indukce.

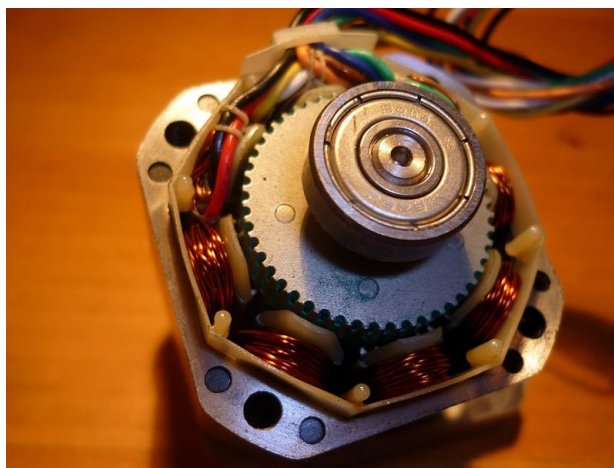
Číslicové snímání se dělí na inkrementální a absolutní. Při inkrementálním snímání jsou počítány impulzy, díky tomu lze rozeznat rozdíl počáteční a koncové polohy. Na počátku měření je třeba určit počáteční polohu tzv. referenční polohu. Při absolutním odměřování je snímač schopen rozeznat aktuální polohu.

1.5 Pohon

Pohonem se rozumí soubor dílčích členů určených k přeměně energie tak, aby byl zajištěn správný chod pracovního stroje. Obecně se jedná motor, řízení/měnič, převodovku, spojku, brzdu, atd..

Pozn. Definice pochází z hodin předmětu Výrobní stroje.

1.5.1 Krokový motor



Obrázek 5: Krokový motor [4]

Jedná se o synchronní stejnosměrný motor, který pracuje na základě rozdělení otáčky do určitého počtu základních kroků. Toto umožňuje řídit polohu výstupní hřídele bez nutnosti zpětného odměřování. Krokový motor není samostatně funkční, ke svému chodu potřebuje driver (budič). Ten má na starosti řízení jednotlivých vinutí ve statoru motoru pomocí elektrických impulzů. [3] [5]

1.5.2 Stejnosměrný motor



Obrázek 6: Stejnosměrný motor [6]

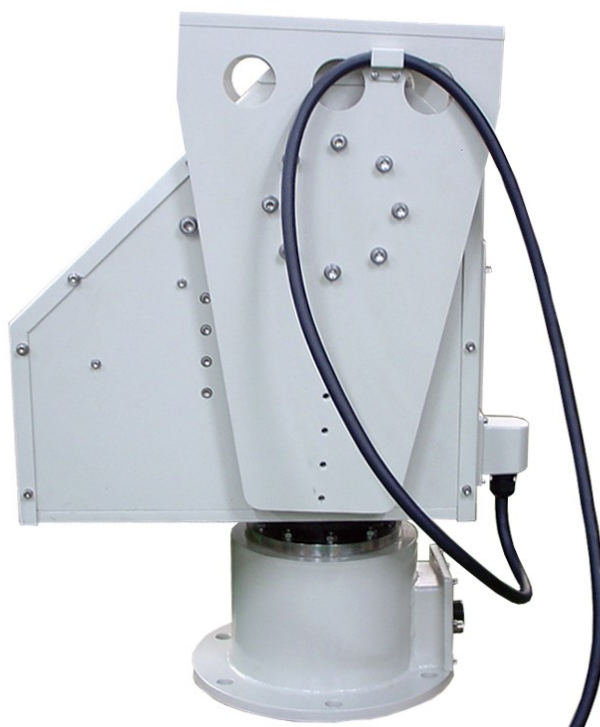
Stejnosměrný motor se řadí k nejjednodušším vůbec. Pro svůj chod využívá princip elektromagnetické indukce, díky které dojde k vybuzení magnetického pole v okolí cívky. Malé stejnosměrné motory mívají ve statoru umístěné permanentní magnety. Větší motory mají

ale ve statoru zabudovanou cívku, která po připojení ke zdroji vyvozuje elektromagnetické pole s neměnnou polaritou. Toto pole vytvoří silový účinek s cívkami umístěnými v rotoru díky vzájemnému přitažení/odpuzení magnetických pólů. Konstantní otáčivý pohyb pak zajišťuje větší množství cívek na rotoru a přepólování cívek. To proběhne díky komutátoru, jenž převrátí směr proudu v cívkách a tím obrátí elektromagnetický tok cívky. Tento děj se opakuje dvakrát za otáčku postupně na všech cívkách, které prochází rovinou siločar magnetického pole statoru.

1.6 Konstrukce/existující zařízení

1.6.1 PT-7900 pan tilt “80–100 kg load” [7]

Zařízení PT-7900 pan tilt “80–100 kg load” je vyráběno společností 2B Security systems Aps se sídlem v Dánsku. Toto zařízení je poháněno stejnosměrnými motory skrze šnekovou převodovku.



Obrázek 7:PT-7900 pan tilt [8]

Obrázek 8:Základní parametry [8]

Stupeň krytí IP	IP55(možnost i IP66)
Nosnost	80 až 100 kg Vertikální otočný moment 95,32 Nm Horizontální naklápěcí moment 119 Nm
Rozsah vertikální osy	0° až 355° (možnost n x 360°)
Rozsah horizontální osy	±30° (možnost -60° až +45°)
Celková hmotnost	110 kg
Rozměry (šířka x výška x hloubka)	529 x 738 x 400 mm
Rychlost horizontálního naklápění osy	0,1 až 8°/s

Rychlost vertikálního otáčení	0,1 až 13°/s
Přesnost	0,1° + vůle
Opakovaná přesnost	0,1° + vůle
Vůle	0,15 až 0,3° (možnost 0,06 až 0,1°)
Provozní teplota	-10 °C až +60 °C (-25 °C až +60 °C s přídavným výhřevem)

1.6.2 MSO-2/B - Pan and Tilt Positioner

„MSO-2/B je servem řízené dvouosé polohovací zařízení (manipulátor, pan tilt). Je navrženo speciálně pro systémy na krátké a střední vzdálenosti, které vyžadují pohyb v azimutu a elevaci s dobrou přesností a úhlovou rychlostí.

Pan tilt MSO-2/B může být vybaveno až pěti senzory – denní kamerou, chlazenou nebo nechlazenou termovizní (IR) kamerou, laserovým dálkoměrem, GPS a DMC.“ [9]



Obrázek 9:MSO-2/B - Pan and Tilt Positioner [9]

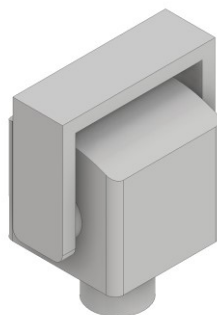
Obrázek 10:Základní parametry [9]

Stupeň krytí IP	IP66
Nosnost	Max 2 x 17 kg (po stranách)
Rozsah vertikální osy	n x 360°
Rozsah horizontální osy	±35°
Celková hmotnost	18,5 kg
Rozměry (šířka x výška x hloubka)	708 x 275 x 331 mm
Rychlost horizontálního naklápění osy	0,03 až 70°/s
Rychlost vertikálního otáčení	0,03 až 30°/s
Přesnost polohování	±0,5 mrad (0.028648°)
Provozní teplota	-32 °C až +70 °C

1.7 Typy konstrukcí

Pro realizaci polohovacích zařízení se nejčastěji využívají následující typy konstrukcí. Definování typu konstrukce je nezbytné pro návrh mechanismu.

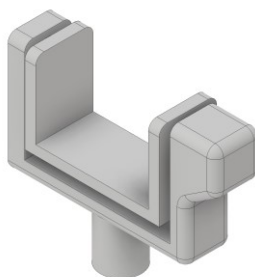
1.7.1 Konstrukce 1.



Obrázek 11: Konstrukce 1

Hlavní výhodou této konstrukce je její kompaktnost a schopnost uchycení i prostorově objemnějších břemen. Horizontální osa je však díky vyložení břemene hodně namáhána, což vyžaduje vyšší výstupní moment na hřídeli pohonu. Tato konstrukce je vhodná pro střední velikosti a hmotnosti břemen.

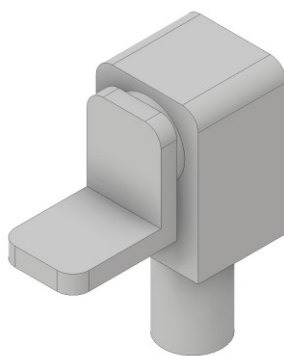
1.7.2 Konstrukce 2.



Obrázek 12: Konstrukce 2

Tento typ konstrukce je rozšířený mezi PT určenými pro břemena větších hmotností. Díky umístění těžiště nákladu co nejbližší k horizontální ose, se značně zmenšují jeho momentové účinky na pohonnou soustavu. Celá váha je pak přenášena skrze postranní podpěry a pohon je určený pouze k naklápění břemene a nenesení jeho váhu. Nevýhodou tohoto řešení je limitovaný prostor pro upevnění nákladu čímž se stává tato varianta nevhodná pro univerzální použití. Rovněž jsou výraznější i zástavbové rozměry celého zařízení.

1.7.3 Konstrukce 3.



Obrázek 13: Konstrukce 3

Tento typ konstrukce je vhodný především pro menší až střední břemena. Výhodou jsou malé zástavbové rozměry zařízení spolu s jednostranně neomezeným prostorem. Často je tato konstrukce opatřena druhým protilehlým ramenem viz. 1.6.2..

2. Konstrukční návrh mechanismu

Cílem práce je navrhnout mechanismus pro dvou-osého polohovací zařízení a tento návrh podpořit potřebnými výpočty. Pro návrh volím konstrukci zmíněnou v bodě 1.7.2. Celková konstrukce kompletního polohovacího zařízení není předmětem této práce.

2.1 Upřesnění zadání

Požadavky na navrhované zařízení:

- Nosnost: 80 kg
- Břemeno: tvaru kvádra o rozměrech 300 x 500 x 700 (V x Š x H [mm])
- Opakovatelná přesnost: 5'' (0,00138°)
- Rozsah os
 - Elevace: $\pm 60^\circ$ vůči horizontu
 - Azimut: n-krát 360°
- K realizaci použít motor – 23H2051

2.2 Varianty řešení

Při návrhu mechanismu vzniklo postupně několik variant přístupu ke konstrukčnímu řešení a vyřešení celého mechanismu, přičemž poslední varianta je finální řešení.

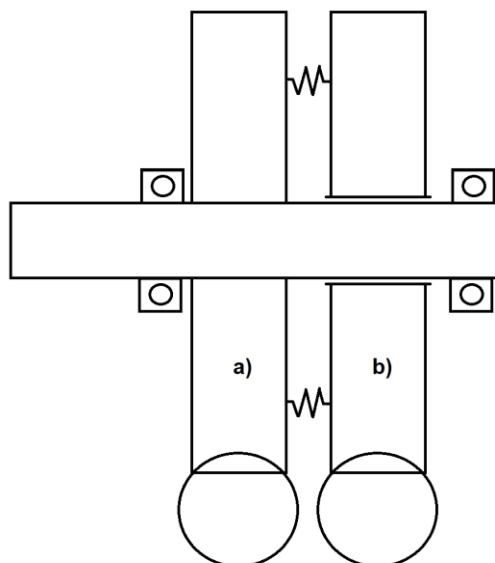
2.2.1 Varianta A

Primární návrh spoléhal na vymezení zubové vůle pomocí osového posunutí šneku vůči šnekovému kolu. Tato varianta již z principu není vhodná pro řešení této soustavy. Realizace pružného prvku kompenzující dynamické namáhání soustavy při zachování požadované přesnosti je příliš složitá, z tohoto důvodu byla tato varianta opuštěna před bližším výpočetním návrhem.

Nevýhody

- Způsob vymezení zubové vůle není schopen snášet dynamické zatížení
- Neschopnost vyvození předepnutí

2.2.2 Varianta B



Obrázek 14:schéma – varianta B

Je složena ze dvou šnekových soukolí. Primární soukolí (a) je doplnění regulaci zubové vůle pomocí sekundárního šnekového soukolí (b). Toto kolo je volně uloženo na výstupní hřídeli tak, aby mu byl zabráněn osový pohyb a umožněn pohyb otáčivý. Šneková kola by byla spojena pružinou vyvolující předpětí v mechanismu, Toto předpětí by způsobilo přitlačení boku zubu kola ke šneku což by mělo za následek vymezení vůle v tomto soukolí. Snímání předpětí by bylo realizováno měřením odběru proudu sekundárního motoru.

Výhody

- Regulace zubové vůle během chodu.

Nevýhody

- Složitost řešení
- Prostorová náročnost

2.2.3 Varianta C

Při návrhu bylo odebráno sekundární kolo z předchozí varianty a sekundární šnek byl přesunut na primární kolo. Sekundární šnek je poté uložen na hřídeli tak, že je uvolněn v axiálním směru a pomocí pera je na něj přenášen točivý pohyb z hřídele. V axiálním směru je sekundární šnek tlačěn pružinou, která vyvoluje předpětí v soukolí. Uložení hřídele sekundárního šneku je pak identické s uložením šneku primárního. Mechanismus je poháněn dvěma krokovými motory, které mají navzájem opačný smysl otáčení. Toho se dá snadno docílit řízením, či prepólováním sekundárního motoru. K regulaci přepětí pružiny pak dochází skrze fázové posunutí krokových motorů.

Výhody

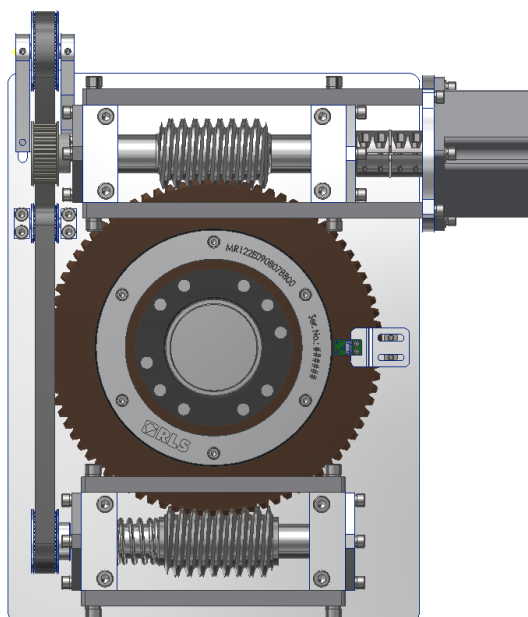
- Jednodušší konstrukce oproti předchozím řešením
- Regulace zubové vůle během chodu
- Menší rozměry oproti předchozím variantám

Nevýhody

- Složitější řízení
- Vznik kmitavého členu

2.2.4 Varianta D – Finální řešení

Finální řešení vychází z varianty C přičemž sekundární motor byl nahrazen oboustranným ozubeným řemenem. Ten přenáší točivý pohyb na hřídel sekundárního šneku s opačným směrem otáčení. Předpětí celého mechanismu je pak určeno při montáži stlačením tlačné pružiny.



Obrázek 15: Finální řešení

Výhody

- Regulace zubové vůle předepnutím pružiny
- Snazší řízení díky jednomu motoru

Nevýhody

- Vznik kmitavého členu

2.3 Mechanismus horizontální osy

Tato kapitola se věnuje konstrukčnímu řešení mechanismu pro horizontální osu polohovacího zařízení.

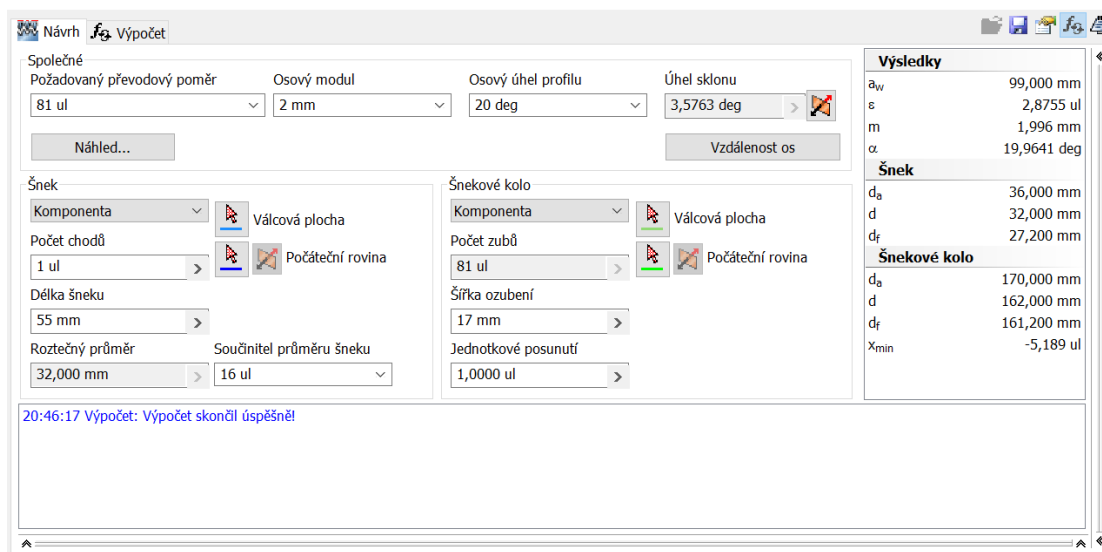
2.3.1 Převodový poměr soustavy

Pro výpočet převodového poměru soustavy vycházím ze zadaných parametrů motoru a koncové přesnosti. Poměr mezi těmito hodnotami odpovídá požadovanému převodovému poměru soustavy. Krokový motor má základní krok $\alpha_n=1,8[^\circ]$, pomocí řízení jej můžeme interpolovat na menší kroky, a to až na 32 mikrokroků na základní krok. Pro docílení přesnosti uvažuji konečný požadovaný krok na výstupní hřídeli mechanismu 2,5'' (0,0006945°). Ve výsledku to znamená, že dva kroky motoru odpovídají koncové přesnosti.

$$i_{soustavy} = \frac{\frac{\text{základní krok}}{\text{interpolace}}}{\text{koncová přesnost}} = \frac{\frac{1,8}{32}}{\frac{2,5}{3600}} = 81 \quad (2.1)$$

2.3.2 Návrh šnekového ústrojí

Pro návrh šnekového ústrojí byly využity možnosti CAD softwaru Inventor od společnosti Autodesk, tento software disponuje funkcí generování různých strojních částí a převodů, včetně potřebných výpočtů.



Obrázek 16: Návrh šnekového soukolí – a

Metoda pevnostního výpočtu: CSN

Zatížení

Hnací část: Šnek Šnekové kolo

Výkon: P 0,052 kW / 0,023 kW

Otáčky: n 500 rpm / 6,17 rpm

Krouticí moment: T 1 N m / 34,830 N m

Účinnost η 0,43 ul

Materiálové hodnoty

Šnek: Tvrzená ocel

Šnekové kolo: cínový bronz CuSn12

Mez únavy v ohybu σ_{Flim} 110,0 MPa

Mez únavy v dotyku σ_{Hlim} 170,0 MPa

Modul pružnosti v tahu E 206000 MPa / 104000 MPa

Poissonova konstanta μ 0,300 ul / 0,310 ul

Koeficient materiálu šneku k_{mat} 1,000 ul

Požadovaná životnost L_h 10000 hr

20:47:19 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Výsledky

F_r 139,835 N

F_n 454,182 N

v_k 0,839 mps

Šnek

F_t 55,556 N

F_a 430,000 N

Šnekové kolo

F_t 430,000 N

F_a 55,556 N

S_H 3,353 ul

S_F 24,910 ul

Obrázek 17: Návrh šnekového soukolí – b

Výstup z programu Inventor:

Společné parametry

Tabulka 1: Společné parametry šnekového soukolí

Převodový poměr	i	81,0000 ul
Modul	m	1,996 mm
Osový modul	m_x	2,000 mm
Úhel sklonu	γ	3,5763 deg
Úhel profilu	α	19,9641 deg
Součinitel průměru šneku	q	16,0000 ul
Vzdálenost os	a_w	99,000 mm
Osová rozteč zubů	p_x	6,2832 mm
Rozteč zubů	p_n	6,2709 mm
Základní rozteč	p_b	5,904 mm
Stoupání šroubovice	p_z	6,283 mm
Délka šneku	b_1	55,000 mm
Šířka kola	b_2	17,000 mm
Osový úhel profilu	α_x	20,0000 deg
Základní úhel sklonu	β_b	3,3612 deg
Součinitel trvání záběru	ϵ	2,8755 ul
Součinitel záběru profilu	ϵ_α	2,7064 ul
Součinitel záběru kroku	ϵ_β	0,1691 ul
Mezní úchylka úhlu os	F_β	0,0090 mm
Zaručená boční vůle	j_{nmin}	0,054 mm
Mezní úchylka vzdálenosti os	f_a	0,032 mm

Rozměry soukolí

Tabulka 2: Rozměry soukolí

		Šnek	Šnekové kolo
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet chodů	z	1,000 ul	
Počet zubů	z		81 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	1,0000 ul
Průměr roztečné kružnice	d	32,000 mm	162,000 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	36,000 mm	170,000 mm
Průměr patní kružnice	d _f	27,200 mm	161,200 mm
Vnější průměr věnce	d _{ae}		172,000 mm
Průměr základní kružnice	d _b	30,070 mm	152,230 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	36,000 mm	162,000 mm
Úhel zkosení věnce kola	δ		28,18 deg
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2000 ul	0,2000 ul
Zaoblení paty	r _f *	0,3000 ul	0,3000 ul
Tloušťka zubu	s	3,135 mm	4,589 mm
Osová tloušťka zubu	s _x	3,142 mm	4,597 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F _r	0,0130 mm	0,0360 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f _{pt}	0,0075 mm	0,0110 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f _{pb}	0,0070 mm	0,0100 mm
Náhradní počet zubů	Z _v		81,475 ul
Min. doporučená korekce	X _{min}		-5,189 ul

Zatížení

Tabulka 3: Zatížení

		Šnek	Šnekové kolo
Výkon	P	0,052 kW	0,023 kW
Otáčky	n	500,00 rpm	6,17 rpm
Krouticí moment	T	1,000 N m	34,830 N m
Účinnost	η	0,430 ul	
Radiální síla	F _{rsk}	139,835 N	
Obvodová síla	F _t	55,556 N	430,000 N
Axiální síla	F _a	430,000 N	55,556 N
Normální síla	F _n	454,182 N	
Obvodová rychlost	v	0,838 mps	0,052 mps
Kluzná rychlost	v _k	0,839 mps	

Výpočet účinnosti – hnací člen je šnek [10]

$$\eta_z = \frac{tg \gamma}{tg (\gamma + \varphi')} \quad (2.2)$$

Kde γ [°] je úhel stoupání a φ' [°] je redukovaný třecí úhel.

Kde f_{sk} [-] je součinitel smykového tření a α_n [°] je úhel profilu

$$\varphi' = arc \, tg \left(\frac{f_{sk}}{\cos \alpha_n} \right) \quad (2.3)$$

$f_{sk}=0,12$ [-] suché [11]

Dosazení do předchozích vztahů:

$$\varphi' = arc \, tg \left(\frac{0,12}{\cos 20} \right) = 7,2774^\circ \quad (2.4)$$

$$\eta_z = \frac{tg 5,7106}{tg (5,7106 + 7,2774)} = 0,4335 = 43,4 \% \quad (2.5)$$

Podmínka samosvornosti

Aby byl šnek samosvorný musí platit v následující podmínka:

$$\gamma < \varphi' \quad (2.6)$$

$\gamma=5,7106^\circ$

$\varphi'=7,2774^\circ$

$\gamma < \varphi' \Rightarrow$ šnekové soukolí je samosvorné

Je třeba dát pozor při mazání, vlivem působení pohybů může dojít ke snížení součinitele tření až na $f_{sk}=0,01$ [-], toto způsobí ztrátu samosvornosti a zvýšení účinnosti až na 90 %. Zvýšená účinnost zapříčiní i zvýšení sil ve šnekovém soukolí.

Správný chod zařízení je podmíněn splněním podmínky samosvornosti, v případě nesplnění musí být zařízení doplněno o elektromagnetickou brzdu.

2.3.3 Návrh rozvodného řemene

Pro návrh řemene byly využity CAD softwaru Inventor od společnosti Autodesk.

Parametry řemenového převodu:

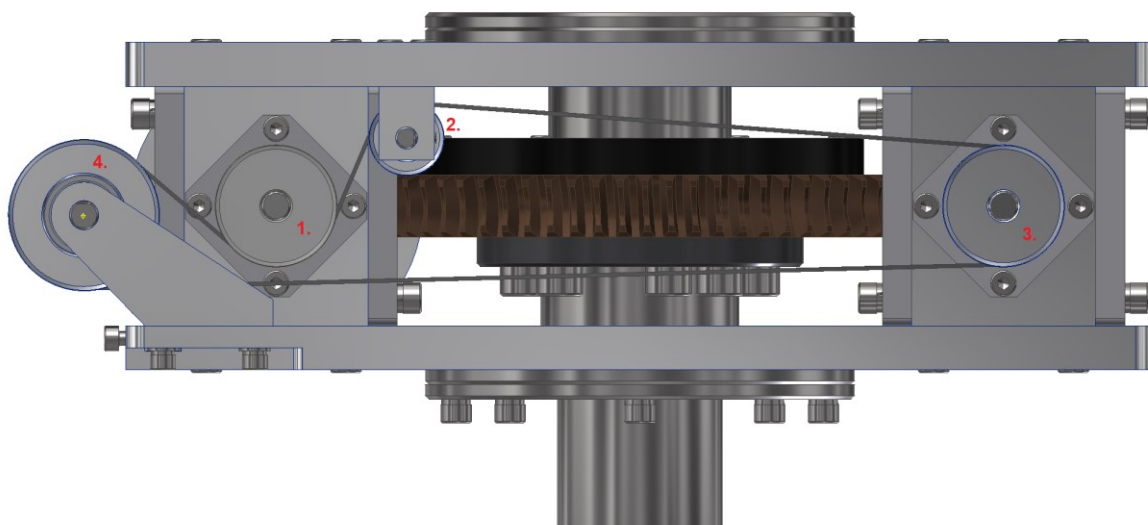
Tabulka 4: Parametry řemenového převodu

Zobrazovaný název		Ozubený řemen
Velikost		10T5 x 650 D
Rozteč zubů	p_b	5,000 mm
Počet zubů	z	130,000 ul
Roztečná délka	L	650,000 mm
Šířka	B	10,000 mm
Výška	H	3,400 mm
Šířka zubu	S	2,650 mm
Úhel zubu	β	20,00 deg
Výška zubu	h_t	1,200 mm
Poloměr zaoblení paty	r_r	0,400 mm
Poloměr zaoblení hlavy zubu	r_a	0,400 mm
Minimální roztečný průměr řemenice	D_{min}	15,000 mm
Maximální dovolené pracovní zatížení	T_a	307,862 N
Maximální frekvence ohybů	f_{max}	60,000 Hz
Maximální rychlost řemenu	v_{max}	80,000 mps
Měrná hmotnost	m	0,025 kg/m

Pevnostní kontrola

Tabulka 5: Pevnostní kontrola řemene

Výkon	P	0,052 kW
Krouticí moment	T	1,000 N m
Otáčky	n	500,000 rpm
Účinnost	η	0,970 ul
Provozní součinitel	C_p	1,200 ul
Výsledný provozní součinitel	C_{PR}	4,900 ul
Rychlost řemenu	v	0,833 mps
Obvodová síla	F_p	62,832 N
Odstředivá síla	F_c	0,017 N
Předpětí řemenu bez zatížení	F_t	44,000 N
Maximální zatížení větve řemenu	F_{tmax}	75,416 N
Souč. počtu zabírajících zubů	k_z	1,000 ul
Součinitel předpětí	k_t	1,200 ul



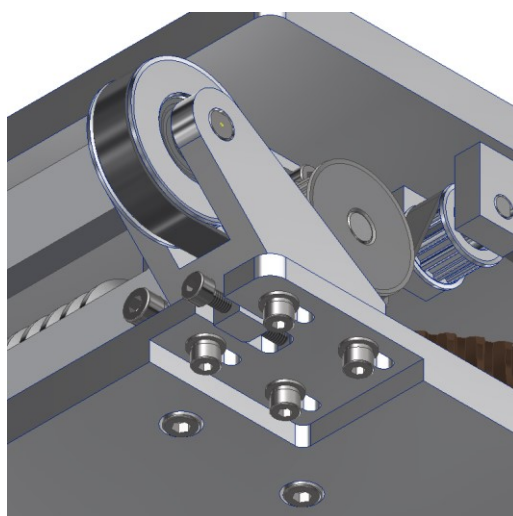
Obrázek 18: Realizace rozvodného řemene

Řemenový převode je proveden pomocí čtyř řemenic 5T a oboustranně ozubeného řemene 10T5-650D. Řemenice 1. a 3. jsou shodné a umístěné na hřídelích primárního a sekundárního šneku. Řemenice 2. slouží k vedení řemene mimo šnekové soukolí. Řemenice 4. slouží k dopínání řemene, detail způsobu dopnutí je vyobrazen níže.

Získané radiální zatížení hřídelů jednotlivých řemenic:

- $F_{r1} = 80,089$ [N]
- $F_{r2} = 14,667$ [N]
- $F_{r3} = 87,945$ [N]
- $F_{r4} = 140,869$ [N]

Způsob dopínání řemene



Obrázek 19: Detail dopínání řemene

Řemen je předeptnut silou $F_{t1} = 44$ [N] prostřednictvím šroubu, následně je poloha konzoly zajištěna čtyřmi šrouby M4 x 16.

Ložiska vodící kladky a napínací kladky

Zatížení ložiska řemenice č.2: $F_{r2} = 18,782$ [N]

Parametry ložiska W 617/6: [12]

- Vnitřní průměr = 6 [mm]
- Vnější průměr = 10 [mm]
- Šířka = 2,5 [mm]
- Základní dynamická únosnost $C = 0,286$ [kN]

$$L_{10} = \left(\frac{286}{18,782} \right)^3 \cdot 10^6 = 3,53 \cdot 10^9 \text{ ot} \quad (2.7)$$

Dosazení do rovnice 1.6.

Zatížení ložiska řemenice č.4: $F_{r4} = 140,869$ [N]

Parametry ložiska 630/8-2RS1: [12]

- Vnitřní průměr = 8 [mm]
- Vnější průměr = 22 [mm]
- Šířka = 11 [mm]
- Základní dynamická únosnost $C = 3,45$ [kN]

$$L_{10} = \left(\frac{3450}{140,869} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,46 \cdot 10^{10} \text{ ot} \quad (2.8)$$

Dosazení do rovnice 1.6.

Ložiska obou kladek mají díky malým silám vysokou životnost. Byla vybrána na základě jejich rozměrů.

2.3.4 Návrh přitlačné pružiny

Tlačná pružina umístěná na hřídeli sekundárního šneku, je určena k přetlačení setrvačných sil na výstupní hřídeli tak, aby nedošlo k oddělení dotyku boku zubu primárního šneku od zubu šnekového kola. Setrvačné síly jsou vyjádřeny výstupním momentem $M_z = 10$ [N·m] viz. zadání práce. Pružina se z jedné strany opírá o osazení na hřídeli, druhou stranou tlačí na sekundární šnek.

Parametry pro volbu pružiny

- Zatěžující moment $M_z = 10$ [N·m]
- Pracovní délka: $L_p = 24$ mm
- Vnitřní průměr: 18,5 mm

Výpočet minimální potřebné síly:

$$F_{p_{min}} = \frac{M_z}{a_w} = \frac{10}{0,091455} = 109,34 \text{ [N]} \quad (2.9)$$

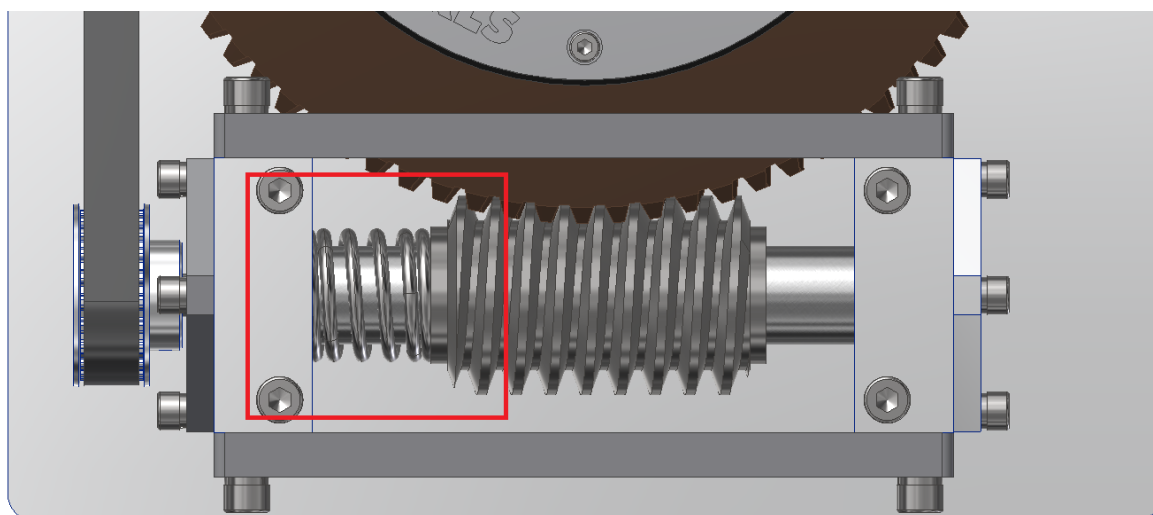
Parametry vybrané pružiny: [13]

- Průměr drátu = 2,5 [mm]
- Středový průměr = 25 [mm]
- Délka při nezatíženém stavu $L_0 = 49$ [mm]
- Délka při maximálním zatížení $L_{max} = 16,8$ [mm]
- Síla při maximálním zatížení $F_{max} = 233,4$ [N]
- Tuhost pružiny $c = 7,29$ [N·mm⁻¹]

Výpočet síly pružiny při požadované pracovní délce:

$$F_{p_{prac}} = (L_0 - L_p) \cdot c = (49 - 24) \cdot 7,29 = 182,25 \text{ [N]} \quad (2.10)$$

$F_{p_{min}} \leq F_{p_{prac}} \Rightarrow$ Pružina vyhovuje



Obrázek 20: Detail tlačné pružiny

2.3.5 Návrh a kontrola hřídele primárního šneku

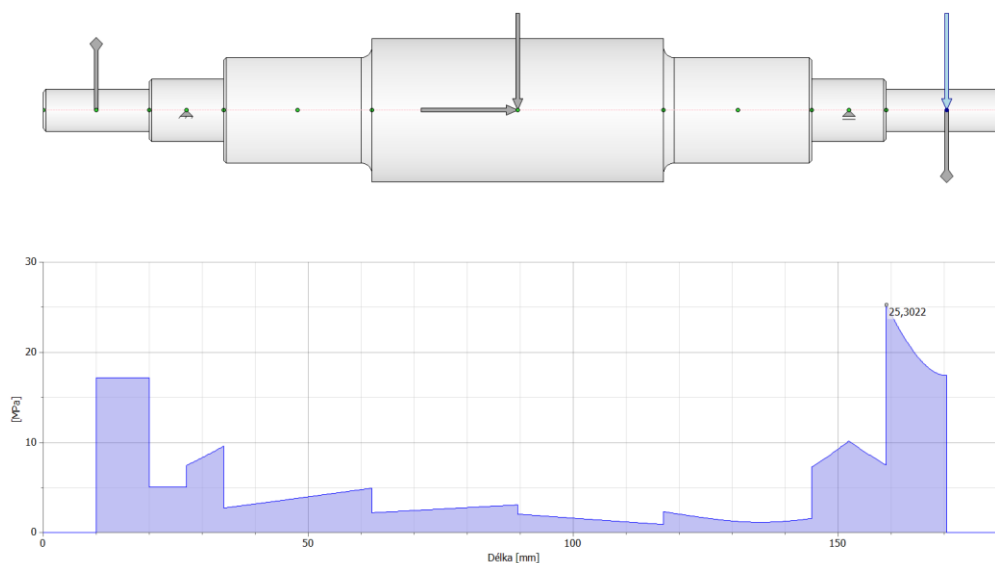
Hřídel je zatížena kroutícím momentem z motoru M_n . Ve svém středu je pak namáhána radiálními silami vyvozenými šnekovým soukolím F_{rsk} a F_{ts} mající výslednici F_{v1} . Dále pak axiální silou F_{as} a silou vyvozenou přitlačnou pružinou F_{pprac} . Na konci je pak namáhána vlivem působení rozvodného řemene silou F_{r1} . Výpočet byl proveden pomocí Inventuru.

$$F_{v1} = \sqrt{F_{rsk}^2 + F_{ts}^2} = \sqrt{139.835^2 + 55.556^2} = 150,5 \text{ [N]} \quad (2.11)$$

Dáno:

- $M_n = 1$
- $F_{v1} = 150,5 \text{ [N]}$
- $F_{as} = 430 \text{ [N]}$
- $F_{pprac} = 182,25 \text{ [N]}$
- $F_{r1} = 80,089 \text{ [N]}$

Výsledné maximální redukované napětí $\sigma_{red1} = 25,3022 \text{ [MPa]}$



Obrázek 21: Redukované napětí hřídel prim. šnek

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D \quad (2.12)$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} \text{ [Mpa]} \quad (2.13)$$

Kde σ_{red} [MPa] je redukované napětí, σ_D [MPa] je dovolené napětí, k [-] je koeficient bezpečnosti, Re [MPa] mez kluzu materiálu.

Pro ocel 11 523 je $Re=333 \text{ MPa}$ [11]

$$\sigma_D = \frac{333}{2} = 165 \text{ [Mpa]} \quad (2.14)$$

$\sigma_{red1} \leq \sigma_D \Rightarrow$ Pevnostní podmínka je splněna, hřídel vyhovuje

2.3.6 Návrh a kontrola ložisek hřídele primárního šneku

Při návrhu byl použit online katalog společnosti SKF, kde byla vybráno ložisko na základě průměru hřídele.

Zatížení ložiska

Ložisko je zatíženo reakcemi, které byly vypočteny při kontrole hřídele. Maximální radiální zatížení $F_r = 169,167 \text{ [N]}$ a axiální $F_a = 612,25 \text{ [N]}$

1. podpora	
F_z	612,250 N
F_y	65,500 N
F_x	0,000 N
Y_y	0,000 microm/N
f_y	-0,000 microm
f_x	0,000 microm
2. podpora	
F_z	0,000 N
F_y	169,197 N
F_x	0,000 N
Y_y	0,000 microm/N
f_y	-0,000 microm
f_x	0,000 microm

Obrázek 22: reakce v podporách, hřídel prim šneku

Parametry ložiska 7200 BECBP: [12]

- Vnitřní průměr = 10 [mm]
- Vnější průměr = 30 [mm]
- Šířka = 9 [mm]
- Základní dynamická únosnost $C = 7,02 \text{ [kN]}$
- Součinitel dynamického radiálního zatížení $x = 0,57 \text{ [-]}$
- Součinitel dynamického axiálního zatížení $y = 0,55 \text{ [-]}$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a \quad (2.15)$$

Po dosazení

$$P = 0,35 \cdot 169.167 + 0,57 \cdot 612.25 = 408,19 \text{ [N]} \quad (2.16)$$

$$L_{10} = \left(\frac{7020}{408,16} \right)^3 \cdot 10^6 = 5,09 \cdot 10^9 \text{ ot} \quad (2.17)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{7020}{408,16} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 500} = 169589,42 \text{ [hod]} \quad (2.18)$$

Ložisko VYHOVUJE.

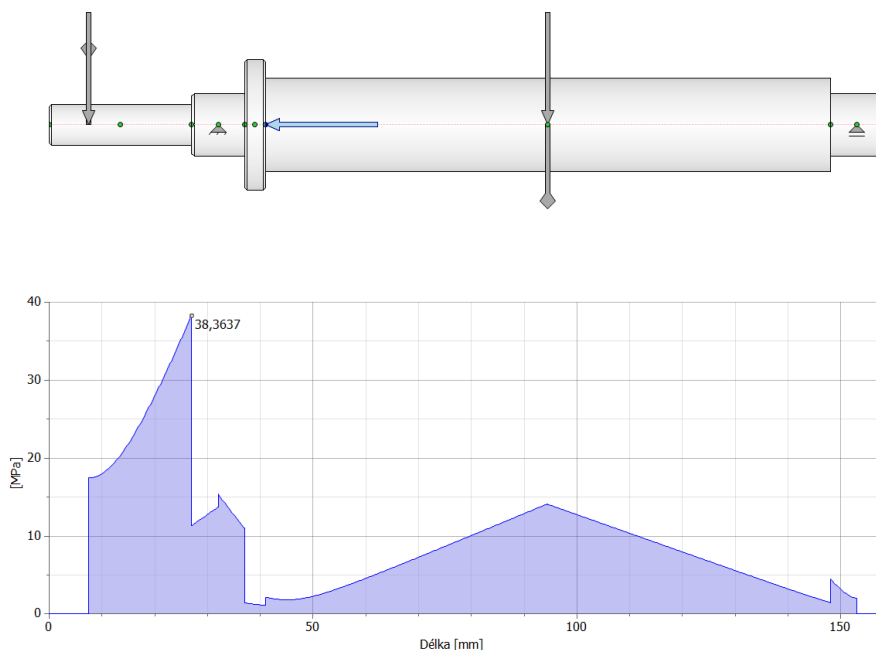
2.3.7 Návrh a kontrola hřídele sekundárního šneku

Hřídel je zatížena silou F_{r3} a momentem M_n od řemenice č.3. Ve svém středu je pak namáhána totožnou výslednou silou jako hřídel primárního šneku F_{v1} , vyvozenými šnekovým soukolím. V axiálním směru na osazení působí síla přítlačné pružiny F_{pprac} spolu s axiální silou šneku F_{as}

Dáno:

- $M_n = 1 \text{ [N}\cdot\text{m]}$
- $F_{v1} = 150,5 \text{ [N]}$
- $F_{as} = 430 \text{ [N]}$
- $F_{pprac} = 182,25 \text{ [N]}$
- $F_{r3} = 87,945 \text{ [N]}$

Výsledné maximální redukované napětí $\sigma_{red1} = 38,3637 \text{ [MPa]}$



Obrázek 23: Redukované napětí hřídele sec šneku

Pevnostní podmínka:

Pevnostní podmínka (2.12) je splněna => Hřídel vyhovuje

2.3.8 Návrh a kontrola ložisek hřídele sekundárního šneku

Při návrhu byl použit online katalog společnosti SKF, kde byla vybráno ložisko na základě průměru hřídele.

Zatížení ložiska

Ložisko je zatíženo reakcemi, které byly vypočteny při kontrole hřídele. Maximální radiální zatížení $F_r = 252,158$ [N] a axiální $F_a = 182,250$ [N].

1. podpora	
F_z	-182,250 N
F_y	252,158 N
F_x	0,000 N
Y_y	0,000 microm/N
f_y	0,000 microm
f_x	0,000 microm
2. podpora	
F_z	0,000 N
F_y	138,316 N
F_x	0,000 N
Y_y	0,000 microm/N
f_y	-0,000 microm
f_x	0,000 microm

Obrázek 24: reakce v podporách, hřídel prim šneku

Parametry ložiska 7201 BECBP: [12]

- Vnitřní průměr = 12 [mm]
- Vnější průměr = 32 [mm]
- Šířka = 10 [mm]
- Základní dynamická únosnost $C = 7,61$ [kN]
- Součinitel dynamického radiálního zatížení $x = 0,57$ [-]
- Součinitel dynamického axiálního zatížení $y = 0,55$ [-]

Ekvivalentní dynamické zatížení

Po dosazení:

$$P = 0,55 \cdot 252,158 + 0,57 \cdot 182,25 = 242,56 \text{ [N]} \quad (2.19)$$

$$L_{10} = \left(\frac{7610}{242,56} \right)^3 \cdot 10^6 = 3,09 \cdot 10^{10} \text{ ot} \quad (2.20)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{7610}{242,56} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 500} = 1029378,667 \text{ hod} \quad (2.21)$$

Ložisko VYHOVUJE.

2.3.9 Návrh a kontrola hřídele šnekového kola

Hřídel šnekového kola je důležitým elementem celého zařízení. Aby byla splněna podmínka výstupní upakované přesnosti, musí platit, že zkrut hřídele je menší než stanovená přesnost.

Minimální průměr z dovoleného zkrutu

$$\varphi = \frac{M_{k2} \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{M_z \cdot l}{G \cdot \frac{\pi}{32} \cdot d^4} \quad [rad] \quad (2.22)$$

$$\varphi \leq \varphi_D \quad (2.23)$$

$$d_{min} \geq \sqrt[4]{\frac{M_z \cdot l}{G \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \varphi_D}} \quad (2.24)$$

$$\varphi_D = 0,00138^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 2,41 \cdot 10^{-5} \quad [rad] \quad (2.25)$$

$$d_{min} \geq \sqrt[4]{\frac{10 \cdot 0,09}{81 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot 2,41 \cdot 10^{-5}}} \rightarrow d_{min} \geq 0,04655 \quad m \quad (2.26)$$

Kde M_z [N·m] je požadovaný výstupní moment, l [mm] je vzdálenost délka hřídele od středu šnekového kola po její okraj.

Vypočtený minimální průměr platí pro případ, že by hřídel měla celou zatíženou vzdálenost konstantní průměr. Vzhledem k nutnosti výskytu osazení sloužící pro uložení a ustavení hřídele, je možné využít i menšího průměru. Podmínka je, aby celkový zkrut hřídele nepřesáhl stanovenou mez.

2.3.10 Návrh a kontrola ložisek hřídele šnekového kola

Zatížení ložisek:

Ložiska, v nichž je uložena výstupní hřídel jsou zatížena primárně vlivem působení břemene, druhotné zatížení je vyvozeno šnekovým mechanismem. Vzhledem k velikosti namáhajících sil, únosnosti ložiska a počtu ložisek je patrné, že ložisko je značně předimenzované. Shledávám tedy ložisko vyhovující.

Parametry ložiska 16009: [12]

- Vnitřní průměr =45 [mm]
- Vnější průměr=75 [mm]
- šířka=10 [mm]
- Základní dynamická únosnost $C=16,5$ [kN]
- Základní statická únosnost $C_0=10,8$ [kN]

2.3.11 Návrh pevné spojky

Pro spojení hřídele šneku s hřídelí motoru volím spojení pomocí pevné spojky, která zajistí bezvůlový chod.



Obrázek 25: Pevná spojka

Parametry pro výběr svěrného pouzdra:

- Průměr hřídele: 8 [mm]
- Přenášený moment ≥ 1 [Nm]

Parametry volené spojky MCLX-8-8-A [14]

- Průměr hřídele: 8 [mm]
- Vnější průměr: 24 [mm]
- Délka: 35 [mm]
- Čistý průměr: 27,1 [mm]
- Přenášený moment: 45 [Nm]
- Maximální otáčky: 4000 [ot·min⁻¹]
- Materiál: Hliník 2024-T351

2.3.12 Návrh svěrného pouzdra



Obrázek 26: Svěrné pouzdro [15]

Pro spojení hřídele a šnekového kola volím spojení pomocí svěrného pouzdra.

Výhody:

- Snadná montáž a demontáž
- Bezvůlový chod
- Rovnoměrné rozložení zatížení
- Schopnost přenášet radiální i axiální zatížení
- Schopnost přenášet vysoké kroutící momenty
- Samostředící vlastnosti

Parametry pro výběr svěrného pouzdra:

- Průměr hřídele: 50 mm
- Přenášený moment – Přenášené momenty jsou výrazně vyšší, než je pro tuto aplikaci potřeba. Přenášený moment není hlavní parametr výběru.

Parametry voleného svěrného pouzdra RCK15-50x80 [15]

- Průměr díry = průměr hřídele: 50 mm
- Vnější průměr = průměr díry v náboji: 80 mm
- Přenášený moment: 2700 Nm
- Šrouby pro utažení: 10ks M8x25
- Utahovací moment: 41 Nm

Svěrné pouzdro RCK15-50x80 je vhodné vzhledem k přenášenému momentu, snadné montáži.

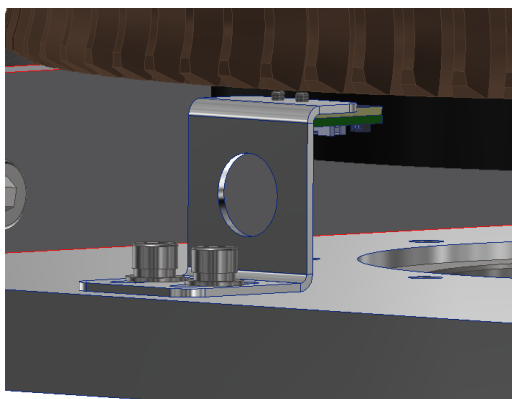
2.3.13 Zpětné odměřování

Minimální počet pulzů na otáčku:

$$\frac{360^\circ}{5''} = 259200 [-] \quad (2.27)$$

Zvolené zpětné odměřování: [16]

- Magnetický kroužek: MR122E-13B (397312 pulzů na otáčku)
- Snímač: RLB



Obrázek 27: Konzola snímače

Pro montáž snímače je využit nemagnetický (hliníkový) plech s otvorem pro vedení kabeláže. Tolerance posunutí snímače v axiálním směru je ± 2 mm.

2.4 Vertikální osa

Vertikální osa se od horizontální liší způsobem zatížení a rozsahem $n \times 360^\circ$. Díky rozsahu bude nutno vést kabeláž skrze dutou hřídel. Vzhledem k tomu, že nejsou známy parametry rámu polohovacího zařízení bude uvažována teoretická hmotnost zařízení zatěžující vertikální osu $m_c = 150$ kg. Volený typ konstrukce počítá s umístěním těžiště břemene v ose vertikální osy, radiální síly na uložení jsou tedy minimální.

$$F_{ac} = m_b + m_c \cdot g \cdot k = 150 \cdot 9,81 \cdot 2 = 2943 \text{ N} \quad (2.28)$$

Kde $k=2[-]$ je koeficient bezpečnosti.

2.4.1 Kontrola hřídele šnekového kola

Aby bylo zachováno co nejvíce sodných komponent uvažují maximální průměr hřídele totožný s vnitřním průměrem svěrného pouzdra (50 mm).

Minimální průměr z dovoleného zkroucení

$$\varphi = \frac{M_{k2} \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{M_z \cdot l}{G \cdot \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4)} \quad (2.29)$$

$$d_{omax} \geq \sqrt[4]{D^4 - \frac{M_z \cdot l}{G \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \varphi_D}} \quad (2.30)$$

$$d_{omax} \geq \sqrt[4]{50^4 - \frac{10 \cdot 0,1}{81 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot 2,41 \cdot 10^{-5}}} \quad (2.31)$$

$$d_{omax} \geq 0,0321 \text{ m}$$

2.4.2 Návrh a kontrola axiálního ložiska hřídele šnekového kola

Vzhledem k neznalosti parametrů rámu, volím zatěžující axiální sílu volím $F_{ac}=3000$ [N].

Parametry ložiska 7200 BECBP: [12]

- Vnitřní průměr=40 [mm]
- Vnější průměr=78 [mm]
- Výška celková=39 [mm]
- Výška středního kroužku =9 [mm]
- Základní dynamická únosnost $C=49,4$ [kN]
- Základní statická únosnost $C_0=116$ [kN]

$$L_{10} = \left(\frac{49400}{2943}\right)^3 \cdot 10^6 = 4,73 \cdot 10^9 \text{ ot} \quad (2.32)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{49400}{2943}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 500} = 157648,12 \text{ hod} \quad (2.33)$$

Ložisko vyhovuje

3. Závěr a zhodnocení dosažených výsledků

Cílem této práce bylo navrhnout mechanismus pro přesné dvouosé polohovací zařízení. Během návrhu bylo posouzeno několik typů konstrukcí, z nichž byla vybrána nejvhodnější varianta. Dále bylo vytvořeno několik možných variant přístupů k finálnímu řešení. Během konstrukční činnosti byly ověřeny silné a slabé stránky které měly za následek výběr nejvhodnější varianty z hlediska konstrukčního.

Prvním návrhem bylo řešení pomocí axiálního posunutí šneku, to bylo zavrhnuto z důvodů absence pružného elementu, který by kompenzoval dynamické namáhání. Další variantou bylo doplnění systém o sekundární kolo. To by bylo volně uloženo na hřídeli a spojeno s primárním kolem pomocí pružiny. Problém této varianty byly velké vnější rozměry, a přítomnost množství dílů. Předposlední varianta počítala se snížením vnějších rozměrů pomocí odebrání druhého kola a přesunutím jeho šneku na obvod jednoho kola. O pohon této soustavy by se staraly dva krokové motory. Při návrhu další a poslední verze byl druhý motor odstraněn a otáčivý pohyb druhého šneku je zapříčiněn ozubeným řemenem. Tím došlo k zjednodušení řízení celého mechanismu.

Výsledkem práce jsou návrhy mechanismu pro dvě osy polohovacího zařízení. Tato zařízení jsou navržena tak, aby bylo možno co nejvíce komponentů zaměnit čímž došlo ke snížení celkového počtu dílů. Zařízení jsou složena ze dvou jednotek s uloženými šneky, které jsou připojeny k bočnicím. Mezi těmito šneky je realizováno uložení výstupní hřídele osazené šnekovým kolem. Uložení jsou geometricky uzpůsobena tak, že je lze vzájemně zaměnit. Celé zařízení je tvořeno primárně z dílů s deskovým polotovarem. Takto zkonstruované díly jsou snadno vyrobitelné pomocí plošného řezání laserem či tlakovou vodou a obsahují minimum obráběných prvků.

Navržené díly jsou kontrolovány, avšak vzhledem k vybranému typu celkové konstrukce, jsou zatížení mechanismu minimální, veškeré vnější zatížení budou přenášena skrze rám a mimo samotný převodový mechanismus.

Výsledky této práce budou dále použity k návrhu zbytku polohovacího zařízení. Po-té bude následovat výroba prototypu.

Seznam obrázků

Obrázek 1: Rozdělení ozubených převodů [1]	16
Obrázek 2: Šnekové soukolí	17
Obrázek 3: Ozubený řemenový převod	18
Obrázek 4: Ložiska, 1 - jednořadé radiální ložisko, 2 - jednořadé axiální ložisko, 3- ložisko s kosoháhlým stykem (řez)	19
Obrázek 5: Krokový motor [4]	21
Obrázek 6: Stejnoseměrný motor [6]	21
Obrázek 7: PT-7900 pan tilt [8].....	22
Obrázek 8: Základní parametry [8].....	22
Obrázek 9: MSO-2/B - Pan and Tilt Positioner [9]	23
Obrázek 10: Základní parametry [9].....	23
Obrázek 11: Konstrukce 1	24
Obrázek 12: Konstrukce 2	24
Obrázek 13: Konstrukce 3	25
Obrázek 14: schéma – varianta B	27
Obrázek 15: Finální řešení.....	28
Obrázek 16: Návrh šnekového soukolí – a	29
Obrázek 17: Návrh šnekového soukolí – b.....	30
Obrázek 18: Realizace rozvodného řemene.....	34
Obrázek 19: Detail dopínání řemene	34
Obrázek 20: Detail tlačné pružiny	36
Obrázek 21: Redukované napětí hřídel prim. šnek	37
Obrázek 22: reakce v podporách, hřídel prim šneku	38
Obrázek 23: Redukované napětí hřídele sec šneku.....	39
Obrázek 24: reakce v podporách, hřídel prim šneku	40
Obrázek 25: Pevná spojka	42
Obrázek 26: Svěrné pouzdro [15]	43
Obrázek 27: Konzola snímače	44

Seznam Tabulek

Tabulka 1: Společné parametry šnekového soukolí	30
Tabulka 2: Rozměry soukolí.....	31
Tabulka 3: Zatížení	31
Tabulka 4: Parametry řemenového převodu.....	33
Tabulka 5: Pevnosti kontrola řemene	33

Použitá literatura

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů: pro 2. a 3. ročník bakalářského studia*. Ostrava, 2015.
- [2] 5. Určení velikosti ložiska. *ZKL Group* [online]. Brno: ZKL, a.s, 2012 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska#53>
- [3] TŮMA, Jiří, Reanata WAGNEROVÁ, Radim FARANA a Lenka LANDRYOVÁ. *Základy automatizace: učební text*. První. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2007. ISBN 978-80-248-1523-7.
- [4] Krokový motor MICROCON SX17-1705; 1.8°; 0,5Nm; 1,7A; 0,35kg. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2011 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:Stepper_motor.jpg
- [5] Stepper Motor – Types, Advantages & Applications. *Elprocus* [online]. Hyderabad: ElProCus Technologies, c2013-2020 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://www.elprocus.com/stepper-motor-types-advantages-applications/>
- [6] Stejnosměrný motor Motraxx 7.2 V/DC 6.683 A 33.16 Nmm 9252 ot./min Průměr hřídele: 3.175 mm. *Conrad* [online]. Praha: Conrad Electronic Česká republika, s.r.o., 2020 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.conrad.cz/stejnosmerny-motor-motraxx-7-2-v-dc-6-683-a-33-16-nmm-9252-ot-min-prumer-hridele-3-175-mm.k1711501>
- [7] PT-7900 pan tilt “80 – 100 kg load”. *2B Security Systems* [online]. Roskilde: 2B Security Systems ApS, 2015 [cit. 2020-03-04]. Dostupné z: <https://www.2bsecurity.com/product/pt-7900-very-large-size-pan-tilt/>
- [8] 2B Security Systems. *Pan/tilt 30-150 kg load* [online]. Roskilde: 2B Security Systems ApS, 2015 [cit. 2020-03-04]. Dostupné z: <https://www.2bsecurity.com/>
- [9] MSO-2/B - Pan and Tilt Positioner. *EVPÚ Defence* [online]. Uherské Hradiště: EVPÚ Defence, 2020 [cit. 2020-03-04]. Dostupné z: <https://evpudefence.com/p-mso-2-b-pan-and-tilt-positioner>

- [10] BÁŠA, František. Šnekové soukolí. ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 12. přepr. vyd. Praha: SNTL, 1968, s. 846-862. Řada strojírenské literatury.
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Druhé doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 978-80-7361-011-6.
- [12] SKF [online]. Göteborg: SKF Group Headquarters, 2020 [cit. 2020-05-13]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group>
- [13] Pružiny tlačné. *Mateza* [online]. Havlíčkův Brod: Mateza spol s.r.o., c1991-2020 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <http://obrazky-mateza.l01v10.komtesa.com/pdf/136502.pdf>
- [14] MCLX-8-8-A. *Ruland* [online]. Marlborough: Ruland Manufacturing Co., Inc., 2020 [cit. 2020-05-10]. Dostupné z: <https://www.ruland.com/mclx-8-8-a.html>
- [15] Upínací pouzdra: Katalog pouzder. *TYMA: řemeny, převody a dopravní pásy* [online]. Trmice: TYMA CZ s.r.o., c2004-2020 [cit. 2020-05-10]. Dostupné z: https://www.tyma.cz/files/katalogy/tyma_pouzdra.pdf
- [16] RADIAL MAGNETIC RINGS. *RLS* [online]. Komenda: RLS merilna tehnika d.o.o., 2020 [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://www.rls.si/en/radial-magnetic-rings>

Použité programy

Autodesk Inventor Professional 2019

Seznam příloh

S01_ulozeni_prim_sneku

S02_ulozeni_sec_sneku

S03_vertikalni_osa

S04_horizontalni_osa