

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Návrh zvedacího zařízení s navíjecím bubnem

Autor: **Miroslav BĚLE**

Vedoucí práce: **Ing. Lukáš BARTOŇ Ph.D.**

Akademický rok 2012/2013

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2012/2013

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Miroslav BĚLE**  
Osobní číslo: **S12B0016P**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Název tématu: **Návrh zvedacího zařízení s navíjecím bubnem**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

#### Základní požadavky:

Navrhněte zvedací zařízení pro zvedání břemen do 500 kg rychlostí cca 0,5m/s do výšky 3 metry. Zařízení bude sestaveno ze šnekové převodovky, elektromotoru a navíjecího ústrojí a bude vyhovovat platným normám pro zdvihací zařízení.

#### Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.


#### Osnova bakalářské práce:

1. Úvod
2. Rešerže stávajících navijáků
3. Varianty řešení
4. Výpočty a konstrukční návrh
5. Použitá literatura

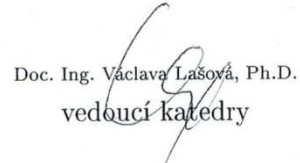
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Lukáš Bartoň**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Lukáš Bartoň**  
Katedra konstruování strojů  
Datum zadání bakalářské práce: **24. září 2012**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. června 2013**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



  
Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 24. září 2012

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne: .....

.....

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Běle	Jméno Miroslav		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	„Stavba výrobních strojů a zařízení“			
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bartoň Ph.D.	Jméno Lukáš		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se škrtněte	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh zvedacího zařízení s navíjecím bubnem			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	68	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	62	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	6
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Bakalářská práce obsahuje zmapování trhu zdvihacích zařízení, zvolení tří variant a výběr nejvhodnější varianty. Hlavní částí jsou výpočty vybraných variant zkontrolované v programu Autodesk Inventor, model varianty zpracovaný v témže programu. Součástí práce je výkres sestavy a výkres převodovky zařízení.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p>	<p style="text-align: center;">zdvihací zařízení, šneková převodovka, navíjecí buben</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Běle	Name Miroslav	
<b>FIELD OF STUDY</b>	“ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Bartoň Ph.D.	Name Lukáš	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<del>DIPLOMA</del>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	A design of lifting equipment with a winding drum		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	68	<b>TEXT PART</b>	62	<b>GRAPHICAL PART</b>	6
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>  <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	In its first part the bachelor work deals with mapping market of lifting equipment. On the phasis of the research free types of the lifting equipment were selected and then the best type was described. The main parts are concerned with calculations of the type, necking the results using the program Inventor and a model of the type in the same program fallows. A drawing of the equipment as well as a drawing of the gear box are attached.
<b>KEY WORDS</b>	the lifting equipment, the worm gear, the winding drum

## **Poděkování**

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu práce Ing. Lukáši Bartoňovi Ph.D. za ochotu a vstřícné poskytování informací potřebných k vypracování bakalářské práce.

**OBSAH:**

<b>1. Úvod.....</b>	<b>10</b>
<b>2. Rešerže stávajících navijáků .....</b>	<b>10</b>
Dělení podle možnosti pojezdu .....	10
Dělení podle typu převodu .....	11
Dělení podle typu pohonu .....	12
Dělení podle nosných průřezů lan .....	12
Dělení podle místa použití navijáku.....	13
<b>3. Varianty.....</b>	<b>13</b>
Varianta A .....	13
Varianta B .....	14
Varianta C .....	15
Výběr vhodné varianty .....	16
<b>4. Výpočty a konstrukční návrh.....</b>	<b>18</b>
Návrh průměru lana.....	18
Návrh průměru navíjecího bubnu.....	18
Návrh délky navíjecího bubnu .....	19
Výpočet požadovaných výstupních otáček převodovky .....	20
Výpočet požadovaného výstupního krouťícího momentu převodovky.....	20
Převodový poměr .....	21
Výpočet potřebného výkonu elektromotoru.....	21
Výpočet ozubení.....	22
Výpočet skutečných momentů s uvažováním tření.....	25
Porovnání cen elektromotorů .....	26
Silový rozklad ozubení.....	28
Pevnostní výpočet ozubení.....	30
Opravný výpočet parametrů ozubení .....	32
Silový rozklad ozubení (opravný) .....	34
Pevnostní výpočet ozubení (opravný) .....	35
Softwarová kontrola výpočtů ozubení.....	36
Výpočet hřídelí.....	42
Pevnostní analýza hřídelí .....	45
Výpočet bezpečností hřídelí .....	45



Výpočet těsných per hřídelí.....	46
Výpočet šroubů šnekového kola .....	48
Volba ložisek převodovky.....	49
Kontrola zatížení hřídelí.....	56
Konstrukční návrh .....	58
<b>5. Závěr.....</b>	<b>66</b>
<b>6. Použitá literatura.....</b>	<b>67</b>
<b>7. Internetové odkazy .....</b>	<b>67</b>

## 1. Úvod

Cílem této práce je návrh zvedacího zařízení břemene, s navíjecím bubnem o hmotnosti 500Kg, zvedací rychlostí cca 0,5 m/s a musí být schopno zvedat do výšky 3m. Zařízení bude poháněno elektromotorem. Bude složeno z elektromotoru, šnekové převodovky, navíjecího bubnu, lana a háku pro ukotvení břemene. Zařízení bude vyhovovat platným normám pro zdvihací zařízení.

**Zvedací zařízení** slouží k svislé dopravě břemene, k dosažení a následnému držení v požadované výšce.

Hlavní parametry těchto zařízení jsou:

- Výška zvedání břemene.
- Pracovní rychlost zvedání.
- Největší přípustná hmotnost břemene.

Zvedací zařízení obecně dělíme na:

- Zdvihadla.
- Pojízdná zdvihadla.
- Zvedáky.

## 2. Rešerže stávajících navijáků

Existuje spousta hledisek, podle kterých lze stávající navijáky dělit:

### Dělení podle možnosti pojezdu

- Pevná: zdvihadla pevně připevněna ke konstrukci, se kterou lze někdy pohybovat. Patří sem navíjecí zařízení jeřábů a lanové navijáky různých typů.
- Pojízdná: zdvihadla se mohou pohybovat ve vodorovném směru v rovině dané tvarem pojezdové dráhy. Patří sem jeřábové kočky a pojízdné lanové navijáky



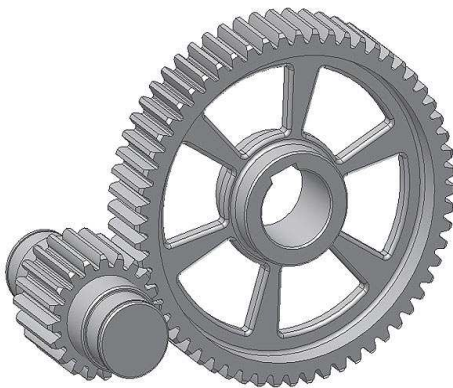
Obrázek 2.1 Pevné zdvihací zařízení [1]



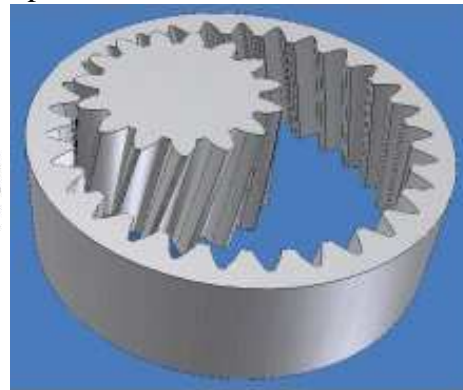
Obrázek 2.2 Pohyblivé zdvihací zařízení [2]

### Dělení podle typu převodu

- S čelními koly: nevýhodou je, že k udržení břemene ve výšce musí být na zařízení použita brzda.
- S vnitřním ozubením: velkou výhodou jsou malé rozměry převodu, ale stejně jako u čelních soukolí musí být na zařízení použita brzda.

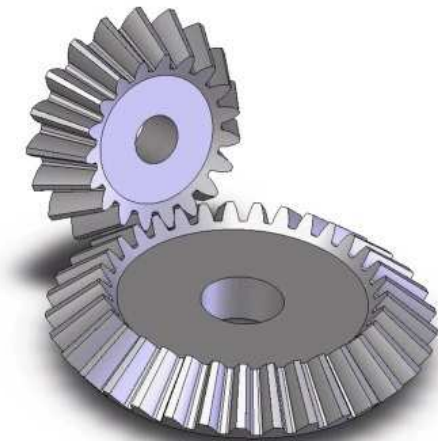


Obrázek 2.3 Čelní soukolí [3]

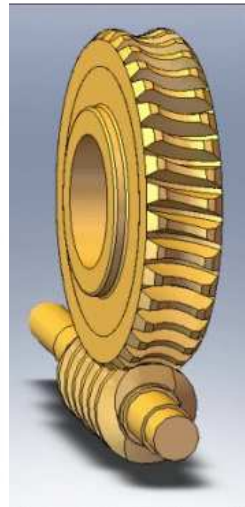


Obrázek 2.4 Vnitřní ozubení[5]

- S kuželovými koly: tato varianta umožňuje vyosení hnacího hřídele v případě jiného konstrukčního uspořádání. Stejně jako u čelních soukolí musí být na zařízení použita brzda.
- Se šnekovým převodem: nevýhodou jsou větší rozměry převodu, oproti tomu je šnekový převod samosvorný a není třeba zařízení opatřovat brzdou.



Obrázek 2.5 Kuželové soukolí [4]



Obrázek 2.6 Šnekové soukolí [6]

### Dělení podle typu pohonu

- Ruční: pro menší břemena a menší zdvihové rychlosti.
- Pneumatické: poháněné rotačním pneumotorem.
- Hydraulické: poháněné rotačním hydrotorem.
- Elektrické: nejčastěji používané, poháněny elektromotorem.



Obrázek 2.7 Ruční naviják [7]



Obrázek 2.8 Elektromotor [8]

### Dělení podle nosných průřezů lan

- S jedním nosným průřezem.
- S dvěma nosnými průřezy.



Obrázek 2.9 Více nosných průřezů lana [9]



Obrázek 2.10 Jeden nosný průřez lana [10]

### Dělení podle místa použití navijáku

- Navijáky pro automobily a dopravní techniku.
- Dílenské navijáky: pro zvedání různých břemen při výrobě, montáži. Naviják spojen s pohyblivou konstrukcí nebo připevněn na mostové konstrukci.
- Stavební navijáky: navijáky jsou součástí jeřábových konstrukcí.

## 3. Varianty

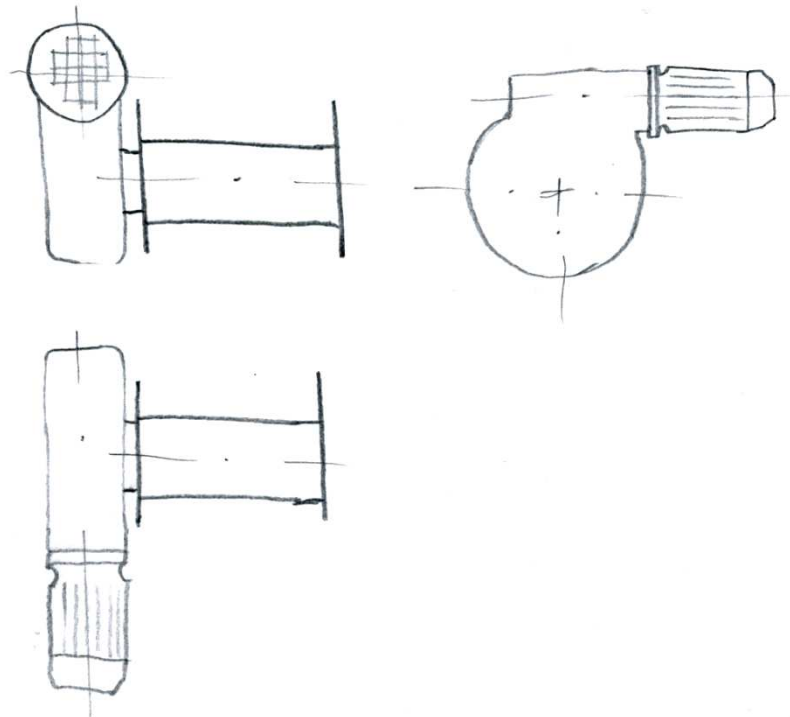
### Varianta A

Nosným členem je převodovka, na které je dále uchycen elektromotor a navíjecí buben.

Navíjecí buben na jedné straně spojen s převodovkou, na druhé straně volný.

Nejlevnější varianta vzhledem k množství použitého materiálu.

Vyšší namáhání ložisek, nerovnoměrné namáhání ložisek a malá pevnost a tuhost uchycení navíjecího bubnu.



Obrázek 3.1 Návrh varianty A

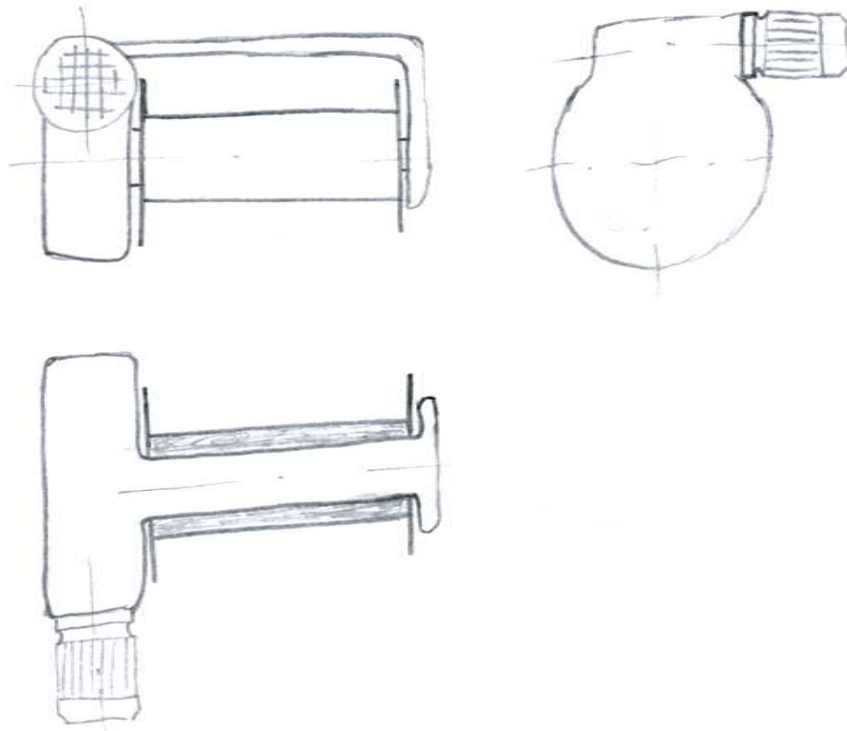
## Varianta B

Nosným členem je převodovka, na kterou je dále uchycen elektromotor a navíjecí buben.

Navíjecí buben na jedné straně spojen s převodovkou, na druhé straně uchycen a podepřen ložiskem.

Složitější a dražší varianta.

Menší namáhání ložisek, rovnoměrné rozložení namáhání ložisek a zvýšení pevnosti a tuhosti uchycení bubnu.



Obrázek 3.2 Návrh varianty B

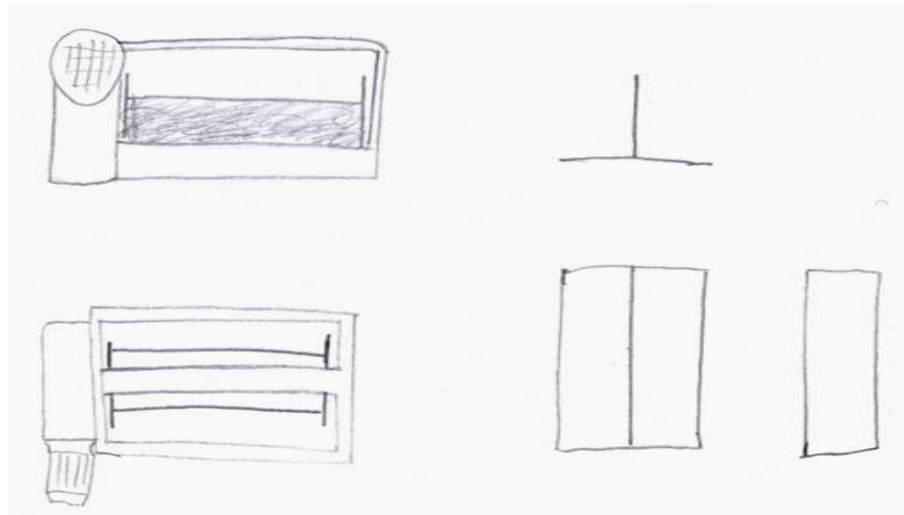
### Varianta C

Nosným členem je rám, ve kterém je uchycen navíjecí buben, na rámu dále uchycena převodovka s elektromotorem.

Navíjecí buben uchycen v rámu a spojen s převodovkou. Po obou koncích buben uchycen v ložiskách.

Nejdražší varianta.

Rovnoměrně rozložené namáhání ložisek, vyšší tuhost a pevnost uchycení navíjecího bubnu.



Obrázek 3.3 Návrh varianty C

## Výběr vhodné varianty

Při výběru varianty bylo rozhodováno podle různých hledisek. Jedno z hlavních hledisek byla životnost zařízení, která je ovlivněna životností všech členů, především však ložisek. Životnost ložisek závisí na jejich správném namáhání.

Dalším důležitým hlediskem byla tuhost konstrukce. S velkou tuhostí konstrukce souvisí únosnost konstrukce. U zařízení požadujeme vysokou tuhost konstrukce tak, aby v případě menšího přetížení nedošlo k destrukci zařízení a tím k případnému úrazu.

Oproti těmto hlavním hlediskům byly méně rozhodující hlediska například hmotnost zařízení, neboť zařízení bude pevně ukotveno na pracovišti a nepředpokládá se jeho časté přemisťování.

Pro výběr správné varianty byly sestaveny velmi jednoduché rozhodovací tabulky, ve kterých byly každému hledisku přiděleny body dle důležitosti kritéria.

Nejvyšší důležitost a je přikládána životnosti a tuhosti zařízení.

Byla sestavena rozhodovací tabulka z hlediska technologických kritérií, která stanoví variantu s nevhodnějšími požadovanými vlastnostmi.

Druhá rozhodující tabulka byla postavena podle ekonomických kritérií, stanoví tedy, která z variant je cenově nejvýhodnější.

Hodnocení kritérií:

4 ... nejlepší vlastnosti

1 ... nejhorší vlastnosti



Výběr vhodné varianty				
Technologická kritéria	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Ideální varianta
Celková tuhost zařízení	2	3	4	4
Tuhost uložení bubnu	1	2	4	4
Životnost ložisek	1	3	4	4
Spolehlivost zařízení	2	3	3	4
Bezpečnost proti přetížení	1	2	3	4

$\Sigma$	7	13	18	20
Celkové zhodnocení	0,35	0,65	0,9	1

Ekonomická kritéria	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Ideální varianta
Využitelnost materiálu	4	3	2	4
Pracnost výroby	4	3	1	4
Montáž	4	3	2	4
Hmotnost	4	2	1	4

$\Sigma$	16	11	6	16
Celkové zhodnocení	1	0,6875	0,375	1

Z rozhodovací tabulky technologických kritérií je vidět, že z hlediska tuhosti a životnosti zařízení, které byly při rozhodování upřednostněny, vyhovuje nejvíce varianta C.

Z rozhodovací tabulky ekonomických kritérií je zřejmé, že nejvýhodnější bude varianta A kde je využito nejméně materiálu výrobního i spotřebního.

Varianta C byla vybrána za vhodnou i přes její vysoké výrobní náklady, neboť upřednostňující vlastnosti byli především životnost a tuhost zařízení a tyto vlastnosti splňuje nejlépe.

## 4. Výpočty a konstrukční návrh

### Návrh průměru lana

Podle normy ČSN EN 14492 musí být lana pro zdvihací zařízení využívaná ve stavebnictví nebo v montážních provozech, navrhována nejméně s bezpečností  $k = 5$ .

Dále je podle normy zatížení určeno silou držení břemene v klidu v určité výšce.

Zařízení je navrhováno pro zdvihání břemene 500 kg.

Podle těchto předpokladů je tedy síla  $F$  zatěžující lano rovna:

$$F = m \cdot g \cdot k$$

$m$ ... tíha zdvihaného břemene včetně hmotnosti háku

$g$ ... gravitační zrychlení na zemi (ve výpočtech zaokrouhlo  
 $g = 10 \text{ m/s}^2$ )

$k$ ... bezpečnost

$$m = m_h + m_b$$

$$m = 500 + 0,25 = 500,25 \text{ kg}$$

$m_b$  ... hmotnost zdvihaného břemene

$m_h$  ... hmotnost háku

$$F = (m_h + m_b) \cdot g \cdot k$$

$$F = (500 + 0,25) \cdot 10 \cdot 5$$

$$F = 25013 \text{ N}$$

Dle vypočítané zatěžující síly lana bylo zvoleno ocelové lano šestiramenné ze 114 drátů, stejnosměrně vinutá.

Podle normy ČSN 02 4322 bylo zvoleno lano jmenovitého průměru 6,3 mm se jmenovitou pevností drátu 1770 MPa.

**LANO 6,3 ČSN 02 4322.23**

### Návrh průměru navíjecího bubnu

Dle normy ČSN 27 1820 je průměr bubnu navrhován podle průměru lana.

$$D = d \cdot \alpha$$

d... jmenovitý průměr lana

$\alpha$ ... součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábů

Podle normy ČSN 27 1820 je součinitel  $\alpha$  pro elektrické zdvihací zařízení a kladkostroje volen ze skupiny I nebo II.

Lano v tomto případě nepřebíhá přes žádnou kladku, jediným členem je navíjecí buben. Proto volím  $\alpha = 20$ .

$$D = 20 \cdot 6,3$$

$$D = 126\text{mm}$$

Podle normy ČSN 27 1820 byl z tabulky podle vypočtené hodnoty a jmenovitého průměru lana zvolen nejbližší průměr bubnu  $D = 125\text{ mm}$ .

### Návrh délky navíjecího bubnu

Požadovaná výška zvedání břemene je 3 m. Pro délku bubnu je rozhodující kolik lana se na buben navine při jednom otočení bubnu o  $360^\circ$ , kterou označím  $l_{360}$ .

$$l_{360} = \pi \cdot D = \pi \cdot 0,125 = 0,393\text{m}$$

D... průměr navíjecího bubnu v [m]

Při otočení bubnu o  $360^\circ$  se tedy navine 0,393 m lana.

Dva návinů lana na buben připočteme pro jeho bezpečné ukotvení stanovené normou ČSN EN 14492.

K požadované výšce zvedání břemene bude dále připočítána rezerva 0,5 m.

Počet návinů lana poté bude  $n_l$ .

$$n_l = (l_l / l_{360}) + 2$$

$l_l$  ... délka lana včetně rezervy

$$n_l = (3,5 / 0,393) + 2$$

$$n_l = 11$$

Dále je pro délku bubnu rozhodující, v kolika vrstvách bude lano na buben navinuto.

Lano bude na bubnu navinuto v jednom návínu. Délka navíjecího bubnu  $L_b$  poté bude:

$$L_b = 11 \cdot d = 11 \cdot 6,3 = 69,3 \text{ mm}$$

Délka bubnu tedy bude po zaokrouhlení  $L_b = 80 \text{ mm}$

### Výpočet požadovaných výstupních otáček převodovky

Výstupní otáčky převodovky vycházejí z požadované rychlosti zdvihání břemene a dále ze zvoleného průměru lanového bubnu.

Obvod lanového bubnu:

$$O = \pi \cdot D$$

$$O = \pi \cdot 0,125 = 0,3927 \text{ m}$$

Při navíjení jedné otáčky za sekundu tedy břemeno urazí vzdálenost obvodu bubnu. Rychlost navíjení je tedy 0,3927 m/s.

Počet výstupních otáček převodovky pro dosažení požadované zdvihací rychlosti 0,5 m/s tedy vypočteme.

$$n_2 = \frac{v_P}{v_S}$$

$$n_2 = \frac{0,5}{0,3927} = 1,2733 \text{ ot/s}$$

$v_P$  ... požadovaná rychlost zvedání břemene

$v_S$  ... skutečná rychlost zvedání břemene při  $n = 1 \text{ ot/s}$

$n_2$  ... požadované výstupní otáčky převodovky potřebné k zajištění zdvihací rychlosti  $v = 0,5 \text{ m/s}$

Pro dosažení požadované rychlosti zdvihání břemene tedy musí být výstupní otáčky převodovky přibližně  $n_2 = 1,2733 \text{ ot/s}$ . Rychlost zdvihání břemene bude konstantní, neboť je lano navinuto na bubnu pouze v jednom návínu.

### Výpočet požadovaného výstupního kroutícího momentu převodovky

Požadovaný výstupní kroutící moment převodovky dostaneme opět z průměru lanového bubnu  $D$  a dále ze síly zatěžující lano  $F^*$ . Budeme uvažovat maximální možnou sílu působící na lano při zvedání břemene společně s hákem.

$$M_{k2} = F^* \cdot \frac{D}{2}$$

$$M_{k2} = 5002,6 \cdot \frac{0,125}{2} = 312,66 Nm$$

Požadovaný výstupní moment převodovky bude tedy  $M_{k2} = 312,66 Nm$ .

Nyní známe všechny výstupní parametry převodovky, a proto můžeme přejít k výpočtu převodovky.

### Převodový poměr

Převodový poměr šnekové převodovky by se měl z empirických poznatků pohybovat v rozmezí 17-100.

Pro výpočet převodového poměru potřebujeme vstupní a výstupní otáčky převodovky.

Vstupní otáčky převodovky zjistíme u zvoleného typu motoru v katalogu výrobce.

Otáčky zvoleného elektromotoru jsou  $n_1 = 1420 \text{ ot/min}$  což je  $n_1 = 23,67 \text{ ot/s}$ .

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

$n_1$  ... otáčky zvoleného elektromotoru

$n_2$  ... výstupní otáčky převodovky potřebné k dodržení zdvihací rychlosti

$$i = \frac{23,67}{1,27} = 18,58$$

Byl zvolen převodový poměr  $i = 19$

### Výpočet potřebného výkonu elektromotoru

Výpočet výkonu elektromotoru bude vycházet z potřebného kroutícího momentu ke zdvihání břemene.

$$P = M_{k1} \cdot \omega$$

P ... výkon elektromotoru

$\omega$  ... úhlová rychlost elektromotoru v rad/s

$M_{k1}$  ... kroutící moment na vstupu převodovky

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

n ... otáčky elektromotoru min/s

Kroutící moment potřebný na vstupu převodovky  $M_{k1}$  bude vypočten z kroutícího momentu na výstupu převodovky. Vycházíme při tom z poznatku, že výstupní moment převodovky je vstupní moment přenásobený převodovým poměrem. Tento poznatek nepočítá se ztrátami v ložiscích převodovky ani se ztrátami třením mezi zuby převodovky.

$$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i}$$

$$P = \frac{M_{k2}}{i} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$P = \frac{312,66}{19} \cdot \frac{\pi \cdot 1420}{30} = 2447W$$

Výkon motoru byl volen vzhledem k neuvažování tření mezi zuby převodovky, ani ztrátami v ložiscích. Byl proto zvolen výkon motoru **P = 3 kW**.

Pro zařízení byl tedy zvolen čtyřpólový asynchronní motor nakrátko **1LA7 107-4AA** velikosti **100L**.

Dále bude zkontrolováno, zda motor vyhovuje s uvažováním ztrát v převodovce.

## Výpočet ozubení

Výpočty ozubení budou provedeny nejprve ručně a poté budou porovnány se softwarovými výpočty v programu Autodesk Inventor, abych byl ujištěn, že výpočty jsou správné. Bude se jednat jak o rozměrové tak pevnostní výpočty ozubení.

### Ruční výpočty:

Výpočet ozubení začneme převodovým poměrem a volbou součinitele průměru šneku.

Vzhledem k tomu, že je požadována co nejmenší možná hmotnost zařízení a tím pádem i převodovky, bude zvolen pouze jeden závit na šneku, čímž dojde ke zmenšení počtu zubů šnekového kola a tím také ke snížení hmotnosti převodovky.

Dále byl zvolen normalizovaný úhel záběru  $\alpha_n = 20^\circ$

Bylo zvoleno:  $z_1 = 1$        $q = 10$        $\alpha_n = 20^\circ$

Z předchozích výpočtů máme spočítán potřebný převodový poměr, poté počet zubů šnekového kola bude roven:

$$z_2 = \frac{i}{z_1} = \frac{19}{1} = 19$$

Známe tedy počty zubů a součinitel průměru šneku  $z_1 = 1$ ,  $z_2 = 19$ ,  $q = 10$

Pro zvolení vhodného modulu pro výpočet převodu bude použit Bachův vzorec, který nám pomůže zjistit přibližný modul potřebný pro výpočty rozměrů. Ozubení bude dále zkontrolováno pevnostní analýzou dle ČSN 01 4780.

**Bachův vzorec:**

$$m_n = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k2m} \cdot \cos \gamma}{z_2 \cdot \psi \cdot c}}$$

$c$  ... materiálová konstanta pro šnek

zvoleno  $c = 7,5$  MPa pro šnek z oceli

$\psi$  ... poměrná šířka ozubeného věnce šnekového kola

zvoleno  $\psi = 10$

$\gamma$  ... úhel stoupání šneku

$m_n$  ... modul v normální rovině ozubení

**Úhel stoupání šneku:**

Pro výpočet modulu pomocí Bachova vzorce potřebujeme dále úhel stoupání šneku

$$\sin \gamma = \frac{z_1}{q}$$

$$\sin \gamma = \frac{1}{10} = 0,1$$

$$\gamma = 5,73917^\circ$$

Poté modul vypočtený pomocí Bachova vzorce je:

$$m_n = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{383,235 \cdot \cos 5,73917^\circ}{19 \cdot 10 \cdot 7,5}}$$

$$m_n = 4,83$$

Byl tedy zvolen modul v normální rovině  $m_n = 5$

**Výpočet roztečných kružnic:**

$$d_1 = q \cdot m_n = 10 \cdot 5 = 50mm$$

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \gamma} = \frac{19 \cdot 5}{\cos 5,73917^\circ} = 95,47860mm$$

**Valivá vzdálenost ozubení:**

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50 + 95,47860}{2} = 72,73930mm$$

Vzhledem ke snadnější a levnější výrobě převodové skříně valivou vzdálenost zaokrouhlíme na přijatelné celé číslo a provedeme korekci šnekového kola. Valivá vzdálenost  $a_w = 75 \text{ mm}$

**Výpočet korekce:**

U šnekové převodovky provádíme korekci pouze u šnekového kola, neboť šneky jsou vyráběny v normalizovaných řadách.

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} + m_n \cdot x_2$$

$$x_2 = \frac{a_w - 0,5 \cdot (d_1 + d_2)}{m_n} = \frac{75 - 0,5 \cdot (50 + 95,47860)}{5} = 0,45214mm$$

**Výpočet hlavových kružnic:**

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n \cdot h_a^* = 50 + 2 \cdot 5 \cdot 1 = 60mm$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n \cdot h_a^* + 2 \cdot x_2 \cdot m_n = 95,47860 + 2 \cdot 5 \cdot 1 + 2 \cdot 0,45214 \cdot 5 = 110mm$$

$h_a^*$  ... koeficient výšky hlavy zubu

**Výpočet patních kružnic:**

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_n \cdot (h_a^* + c_a^*) = 50 - 2 \cdot 5 \cdot (1 + 0,25) = 37,5mm$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_n \cdot (h_a^* + c_a^*) + 2 \cdot x_2 \cdot m_n = 87,5$$

**Tloušťka zubů na roztečné kružnici:**

$$s_{n1} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n = 0,5 \cdot \pi \cdot 5 = 7,85398mm$$

$$s_{n2} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n + 2 \cdot x_2 \cdot m_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = 9,49964mm$$



**Výpočet minimální délky šneku:**

$$l_1 = (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m_n = 71,05mm$$

Délka šneku zaokrouhlena  $l_1 = 72mm$

**Výpočet šířky šnekového kola:**

$$b_2 = 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_1 = 40,2mm$$

Šířka šnekového kola zaokrouhlena  $b_2 = 42mm$

**Určení třecího úhlu:**

Uvažujeme součinitel tření mezi bronzovým šnekovým kolem a ocelovým šnekem  $f = 0,15$

$$tg\varphi = f = 0,15$$

$$\varphi = 8,53077$$

Třecí úhel  $\phi$  je větší než úhel stoupání šneku  $\gamma$ , z čehož vyplývá, že převodovka bude samosvorná.

**Účinnost šnekové převodovky:**

$$\eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma+\varphi)} = 0,39516$$

**Výpočet skutečných momentů s uvažováním tření**

Výpočet momentů zatěžující hřídele převodovky

Nyní, když známe výkon přivedený elektromotorem, spočítáme skutečné momenty na vstupním a výstupním hřídeli převodovky vyvozené elektromotorem.

Výpočet momentu vstupního hřídele převodovky:

$$M_{k1m} = \frac{P}{\omega}$$

$$M_{k1m} = \frac{P}{\frac{\pi \cdot n}{30}}$$

$$M_{k1m} = \frac{3000}{\frac{\pi \cdot 1420}{30}} = 20,175 Nm$$

$M_{k1m}$ ... kroutící moment na šneku od zvoleného elektromotoru

Výpočet momentu výstupního hřídele převodovky:

Pro výstupní průměr převodovky bude použit kroutící moment od elektromotoru  $M_{k1}$  přenásobený převodovým poměrem a účinností, která byla zjištěna z výpočtů převodovky.

$$M_{k2m} = M_{k1m} \cdot i \cdot \eta$$

$$M_{k2m} = 20,175 \cdot 19 \cdot 0,39516 = 151,475 Nm$$

$M_{k2m}$ ... kroutící moment na šnekovém kole od zvoleného elektromotoru

Potřebný kroutící moment na výstupním hřídeli  $M_{k2} = 312,66 Nm$ . Z toho vyplývá, že motor je po uvažování tření v převodovce nevyhovující. Bude tedy zvolen silnější motor a parametry budou přepočítány.

Výpočet momentu vstupního hřídele s uvažováním tření:

$$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i \cdot \eta} = \frac{312,66}{19 \cdot 0,39516} = 41,64 Nm$$

Potřebný výkon elektromotoru s uvažováním tření v převodovce:

$$P = M_{k1} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$P = 41,64 \cdot \frac{\pi \cdot 1420}{30} = 6192 W$$

Motor by tedy při zachování stejných otáček musel mít výkon **6192 W**

## Porovnání cen elektromotorů

Z hlediska ceny elektromotoru je zřejmý poměr mezi cenou elektromotoru a otáčkami elektromotoru při stejném výkonu. S rostoucími otáčkami cena elektromotoru klesá. Při vyšších otáčkách elektromotoru by docházelo k násobení průměru šnekového kola a tím by samozřejmě rostla i hmotnost převodovky. Je však požadavek na nízkou hmotnost zařízení a z tohoto důvodu volím motor s nižšími otáčkami na úkor vyšší pořizovací ceny.

Přírubový elektromotor Siemens 7,5 kW	
Otáčky elektromotoru	Pořizovací cena
2930 ot/min	12 160 Kč
<b>1450 ot/min</b>	<b>13 100 Kč</b>
960 ot/min	18 200 Kč
715 ot/min	27 920 Kč

Na základě toho byl zvolen čtyřpólový asynchronní motor nakrátko **1LA7 133-4AA** velikosti **132M** s výkonem **P = 7,5 kW** a otáčkami **n = 1450 ot/min**. Motor je zvolen s dostatečně velkou rezervou pro ztráty v ložiskách.

Všechny parametry budou znovu přepočítány pro nově zvolený elektromotor.

Převodový poměr:

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

$n_1$  ... otáčky zvoleného elektromotoru

$n_2$  ... výstupní otáčky převodovky potřebné k dodržení zdvihací rychlosti

$$i = \frac{24,28}{1,27} = 19,09$$

Mírným zvýšením vstupních otáček a zachováním výstupních otáček došlo ke změně převodového poměru v řádu přibližně jedné desetiny, tato změna bude zanedbána, neboť má velmi malý vliv na změnu zdvihací rychlosti. Dále je zřejmé, že zdvihací rychlost bude v průběhu navíjení lana konstantní, neboť bude lano navinuto pouze v jedné vrstvě a nebude tak docházet ke změně průměru. Volím proto převodový poměr **i = 19**

Moment na vstupním hřídeli převodovky:

$$M_{k1m} = \frac{P}{\omega}$$

$$M_{k1m} = \frac{P}{\frac{\pi \cdot n}{30}}$$

$$M_{k1m} = \frac{7500}{\frac{\pi \cdot 1450}{30}} = 49,39 Nm$$

$M_{k1m}$ ... kroutící moment na šneku od zvoleného elektromotoru

Moment na výstupním hřídeli převodovky:

$$M_{k2m} = M_{k1m} \cdot i \cdot \eta$$

$$M_{k2m} = 49,39 \cdot 19 \cdot 0,39516 = 370,84 Nm$$

$M_{k2m}$  ... kroučící moment na šnekovém kole od zvoleného elektromotoru

Kontrola navržené převodovky:

Navržená převodovka bude zkontrolována pro nově navržený elektromotor. Nejprve provedeme kontrolu modulu ozubení pomocí Bachova vzorce

Bachův vzorec:

$$m_n = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k2m} \cdot \cos \gamma}{z_2 \cdot \psi \cdot c}} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{370,84 \cdot \cos 5,73917}{19 \cdot 10 \cdot 7,5}} = 4,78$$

I po změně výkonu elektromotoru je modul ozubení  $m = 5$  stále vyhovující, výpočty převodovky tedy zůstanou stejné, neboť se nemění ani modul ani převodový poměr.

Převodovka bude tedy dále zkontrolována pomocí pevnostní analýzy dle ČSN 01 4780

## Silový rozklad ozubení

Další významnou složkou, která bude převodovku, především hřídele a ložiska namáhat, jsou síly od šnekového převodu. Tyto složky budou mít především vliv na ložiska a na ohybové napětí hřídelí.

Silový rozklad na šneku:

Obvodové složky vypočítáme z kroučícího momentu na vstupním hřídeli (šneku):

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot M_{k1m}}{d_1} = \frac{2 \cdot 49,39}{0,050} = 1975,6 N$$

Radiální složka vypočítaná z obvodové složky síly na šneku:

$$F_{r1} = F_{o1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \phi}$$

$$F_{r1} = 1975,6 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20}{\sin 5,73917 + \cos 5,73917 \cdot \operatorname{tg} 8,53076} = 2884,9 N$$

$f$  ... součinitel tření mezi zuby

$\gamma$  ... stoupání šneku

$\phi$  ... třecí úhel

$\alpha_n$  ... úhel záběru obecného ozubení

$\alpha_x$  ... úhel záběru šnekového ozubení

Axiální složka vypočítaná z obvodové složky síly na šneku:

$$F_{ax1} = \frac{F_{o1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{1975,6}{\operatorname{tg}5,73917 + \operatorname{tg}8,53076} = 7886,5N$$

Silový rozklad na šnekovém kole:

Obvodové složky vypočítáme z kroutícího momentu na výstupním hřídeli (šnekovém kole):

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot M_{k2m}}{d_2} = \frac{2 \cdot 370,84}{0,09547860} = 7768N$$

Radiální složka vypočítaná z obvodové složky síly na šnekovém kole:

$$F_{r2} = F_{o2} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\gamma + \sin\gamma \cdot \operatorname{tg}\varphi}$$

$$F_{r2} = 7768 \cdot \frac{\operatorname{tg}20}{\cos5,73917 + \sin5,73917 \cdot \operatorname{tg}8,53076} = 2799,4N$$

Uvažujeme součinitel tření mezi zuby  $f = 0,15$

$$\operatorname{tg}\varphi = f$$

$\gamma$  ... stoupání šneku

$\phi$  ... třecí úhel

$\alpha_n$  ... úhl záběru obecného ozubení

$\alpha_x$  ... úhel záběru šnekového ozubení

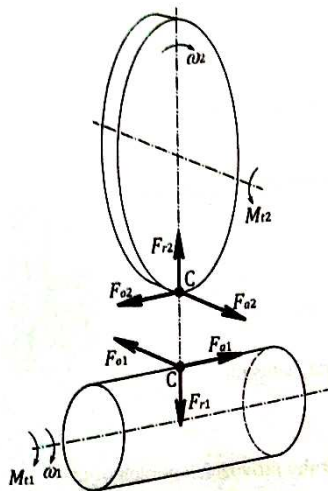
Axiální složka vypočítaná z obvodové složky síly na šnekovém kole:

$$F_{ax2} = F_{o2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) = 7768 \cdot \operatorname{tg}(5,73917 + 8,53076) = 1975,7N$$

Výsledná síla namáhající ozubení:

$$F_v = \sqrt{F_{o1}^2 + F_{r1}^2 + F_{ax1}^2} = \sqrt{F_{o2}^2 + F_{r2}^2 + F_{ax2}^2}$$

$$8626,85 = 8489,98N$$



Obrázek 4.1 Silový rozklad [11]

Výsledná síla namáhající ozubení od šneku i od šnekového kola musí být stejná, hodnoty se nepatrně liší, což je způsobeno zaokrouhlováním používaných výsledků.

Z obrázku rozkladu sil je zřejmé, že  $\mathbf{F}_{o1} = \mathbf{F}_{a2}$  a  $\mathbf{F}_{a1} = \mathbf{F}_{o2}$ , hodnoty se nepatrně liší, k čemuž došlo v důsledku předchozího zaokrouhlování používaných výsledků.

Tyto dvě podmínky dokazují, že výpočty rozkladu sil na šnekovém ozubení jsou správné.

Radiální síly  $F_{r1}$  a  $F_{r2}$  působí na hřídel a to tak, že ji namáhají na ohyb. Budou proto započítány do pevnostní kontroly hřídeli dle pevnostní analýzy.

## Pevnostní výpočet ozubení

Pro pevnostní výpočet ozubení podle ČSN 01 4780 je třeba zjistit pevnostní parametry materiálu šneku i šnekového kola.

Šnek bude vyroben z uhlíkové oceli s pevností v tahu 550 MPa.

Šnekové kolo bude vyrobeno z bronzu s pevností v tahu 300 MPa.

Z tabulky 2.9-4 (zdroj: [1] str.:154) byly odečteny poté tyto pevnostní parametry:

$$K_{mo1} = 260 \text{ MPa}$$

$$K_{mo2} = 90 \text{ MPa}$$

$$K_{md1} = 29,2 \text{ MPa}$$

$$K_{md2} = 9,6 \text{ MPa}$$

Z tabulky 2.9-5 (zdroj: [1] str.:154) rychlostní součinitele pro ohyb:

Byly zjištěny podle otáček šneku a šnekového kola

$$\begin{aligned} n_1 &= 1450 \text{ ot/min} & n_2 &= 76,32 \text{ ot/min} \\ r_{o1} &= 0,25 & r_{o2} &= 0,43 \end{aligned}$$

Z tabulky 2.9-6 (zdroj: [1] str.:155) rychlostní součinitele pro dotyk:

Pro zjištění rychlostních součinitelů pro dotyk je třeba vypočítat kluznou rychlost na šneku a na šnekovém kole.

$$\begin{aligned} v_{k1} &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma} = 3,82 \text{ m/s} & v_{k2} &= \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot \cos \gamma} = 0,38 \text{ m/s} \\ r_{d1} &= 0,12 & r_{d2} &= 0,35 \end{aligned}$$

Dále bude uvažován provoz zařízení 12 hodin denně.

$$\chi_o = \chi_d = 1$$

Výpočtová šířka na ohyb:

$$\begin{aligned} \cos \delta &= \frac{d_{a1} - 2 \cdot m_n}{d_{a1}} \\ \delta &= 33,55731^\circ = 0,58569 \text{ rad} \end{aligned}$$

$$b_o = (d_{a1} + 2 \cdot c_a) \cdot \delta [\text{rad}] = \left( d_{a1} + 2 \cdot \frac{1}{6} \cdot m_n \right) \cdot \delta [\text{rad}] = 36,11755 \text{ mm}$$

Výpočtová šířka na dotyk:

$$b_d = d_{a1} \cdot \sin \delta = 33,16625 \text{ mm}$$

Pak dovolené síly v ozubení budou:

$$\begin{aligned} F_{o1D} &= \frac{1}{\chi_o} \cdot m_n \cdot b_o \cdot K_{mo1} \cdot r_{o1} = 11738,2 \text{ N} \\ F_{o2D} &= \frac{1}{\chi_o} \cdot m_n \cdot b_o \cdot K_{mo2} \cdot r_{o2} = 5590 \text{ N} \\ F_{d1D} &= \frac{1}{\chi_d} \cdot d_2^{0,8} \cdot b_d \cdot K_{md1} \cdot r_{d1} = 4458,2 \text{ N} \\ F_{d2D} &= \frac{1}{\chi_d} \cdot d_2^{0,8} \cdot b_d \cdot K_{md2} \cdot r_{d2} = 4275,2 \text{ N} \end{aligned}$$

Z výsledků je zřejmé, že nejvyšší možná dovolená obvodová síla šnekového kola je menší, než obvodová síla vzniklá na šnekovém kole. Z tohoto důvodu navržený převod nevyhovuje pevnostně.

Provedeme tedy procentuelní vyhodnocení, to znamená, o kolik procent daný převod nevyhovuje. Následně o tento procentuelní rozdíl zvětším modul ozubení převodu a výpočet opakují.

Procentuelní vyjádření :

$$\begin{array}{ll} F_{o2} & \dots 100\% \\ F_{o2D} & \dots x \end{array}$$

$$x = \frac{F_{o2D}}{F_{o2}} \cdot 100 = \frac{5590}{7768} \cdot 100 = 0,72$$

Daný zvolený modul tedy vyhovuje pouze na 72 % namáhání ozubení. Provedeme tedy přepočet modulu.

**Potřebný modul:**

$$m_n^* = \frac{m_n}{0,72} \cdot 100 = \frac{5}{0,72} \cdot 100 = 6,94$$

Potřebný modul převodovky bude tedy  $m_n = 7$

### Opravný výpočet parametrů ozubení

Šnekový převod bude přepočítán a bude provedena kontrola jako v předchozím případě.

Převodový poměr i počty zubů budou zachovány, stejně tak bude zachován koeficient rozměru šneku.

$$z_1 = 1 \quad z_2 = 19 \quad q = 10$$

**Výpočet roztečných kružnic:**

$$d_1 = q \cdot m_n = 10 \cdot 7 = 70\text{mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \gamma} = \frac{19 \cdot 7}{\cos 5,73917^\circ} = 133,67003\text{mm}$$

**Valivá vzdálenost ozubení:**

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{70 + 133,67003}{2} = 101,83501\text{mm}$$



Vzhledem ke snadnější a levnější výrobě převodové skříně valivou vzdálenost zaokrouhlíme na přijatelné celé číslo a provedeme korekci šnekového kola. Valivá vzdálenost  $a_w = 102 \text{ mm}$

### Výpočet korekce:

U šnekové převodovky provádíme korekci pouze u šnekového kola, neboť šneky jsou vyráběny v normalizovaných řadách.

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} + m_n \cdot x_2$$

$$x_2 = \frac{a_w - 0,5 \cdot (d_1 + d_2)}{m_n} = \frac{102 - 0,5 \cdot (70 + 133,67003)}{7} = 0,02357 \text{ mm}$$

### Výpočet hlavových kružnic:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n \cdot h_a^* = 70 + 2 \cdot 7 \cdot 1 = 84 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n \cdot h_a^* + 2 \cdot x_2 \cdot m_n = 133,67003 + 2 \cdot 7 \cdot 1 + 2 \cdot 0,02357 \cdot 7 = 148 \text{ mm}$$

$h_a^*$  ... koeficient výšky hlavy zubu

### Výpočet patních kružnic:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_n \cdot (h_a^* + c_a^*) = 70 - 2 \cdot 7 \cdot (1 + 0,25) = 52,5 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_n \cdot (h_a^* + c_a^*) + 2 \cdot x_2 \cdot m_n = 116,50001 \text{ mm}$$

$c_a^*$  ... koeficient výšky paty zubu

### Tloušťka zubů na roztečné kružnici:

$$s_{n1} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n = 0,5 \cdot \pi \cdot 7 = 10,99557 \text{ mm}$$

$$s_{n2} = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n + 2 \cdot x_2 \cdot m_n \cdot \text{tg} \alpha_n = 11,11568 \text{ mm}$$

### Výpočet minimální délky šneku:

$$l_1 = (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m_n = 88,697 \text{ mm}$$

Délka šneku zaokrouhlena  $l_1 = 90 \text{ mm}$

### Výpočet šířky šnekového kola:

$$b_2 = 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_1 = 56,28 \text{ mm}$$

Šířka šnekového kola zaokrouhlena  $b_2 = 58\text{mm}$

### Silový rozklad ozubení (opravný)

Silový rozklad na šneku:

Obvodové složky vypočítáme z kroutícího momentu na vstupním hřídeli (šneku):

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot M_{k1m}}{d_1} = \frac{2 \cdot 49,39}{0,070} = 1411\text{N}$$

Radiální složka vypočítaná z obvodové složky síly na šneku:

$$F_{r1} = F_{o1} \cdot \frac{\text{tg}\alpha_n}{\sin\gamma + \cos\gamma \cdot \text{tg}\varphi}$$

$$F_{r1} = 1411 \cdot \frac{\text{tg}20}{\sin 5,73917 + \cos 5,73917 \cdot \text{tg} 8,53076} = 2060,5\text{N}$$

Axiální složka vypočítaná z obvodové složky síly na šneku:

$$F_{ax1} = \frac{F_{o1}}{\text{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{1411}{\text{tg} 5,73917 + \text{tg} 8,53076} = 5547,7\text{N}$$

Silový rozklad na šnekovém kole:

Obvodové složky vypočítáme z kroutícího momentu na výstupním hřídeli (šnekovém kole):

$$F_{o2} = \frac{2 \cdot M_{k2m}}{d_2} = \frac{2 \cdot 370,84}{0,13367003} = 5548\text{N}$$

Radiální složka vypočítaná z obvodové složky síly na šnekovém kole:

$$F_{r2} = F_{o2} \cdot \frac{\text{tg}\alpha_n}{\cos\gamma + \sin\gamma \cdot \text{tg}\varphi}$$

$$F_{r2} = 5548 \cdot \frac{\text{tg}20}{\cos 5,73917 + \sin 5,73917 \cdot \text{tg} 8,53076} = 1999,4\text{N}$$

Axiální složka vypočítaná z obvodové složky síly na šnekovém kole:

$$F_{ax2} = F_{o2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi) = 5548 \cdot \text{tg}(5,73917 + 8,53076) = 1411\text{N}$$

Z obrázku 4.1 rozkladu sil je zřejmé, že  $F_{o1} = F_{a2}$  a  $F_{a1} = F_{o2}$ , hodnoty se nepatrně liší, k čemuž došlo v důsledku předchozího zaokrouhlování používaných výsledků.

## Pevnostní výpočet ozubení (opravný)

Pro pevnostní výpočet ozubení podle ČSN 01 4780 bude třeba zjistit pevnostní parametry materiálu šneku i šnekového kola.

Šnek bude vyroben z uhlíkové oceli s pevností v tahu 950 MPa

Šnekové kolo bude vyrobeno z bronzu s pevností v tahu 300 MPa

Materiál šneku: uhlíková ocel 16 240

Materiál šnekového kola: bronz ČSN 42 3123

Z tabulky 2.9-4 (zdroj: [1] str.:154) budou poté odečteny tyto pevnostní parametry:

$$K_{mo1} = 260 \text{ MPa}$$

$$K_{mo2} = 90 \text{ MPa}$$

$$K_{md1} = 29,2 \text{ MPa}$$

$$K_{md2} = 9,6 \text{ MPa}$$

Z tabulky 2.9-5 (zdroj: [1] str.:154) rychlostní součinitele pro ohyb:

Byly zjištěny podle otáček šneku a šnekového kola

$$n_1 = 1450 \text{ ot/min}$$

$$n_2 = 76,32 \text{ ot/min}$$

$$r_{o1} = 0,25$$

$$r_{o2} = 0,43$$

Z tabulky 2.9-6 (zdroj: [1] str.:155) rychlostní součinitele pro dotyk:

Pro zjištění rychlostních součinitelů pro dotyk je třeba vypočítat kluznou rychlost na šneku a na šnekovém kole

$$v_{k1} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma} = 5,34 \text{ m/s}$$

$$v_{k2} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot \cos \gamma} = 0,54 \text{ m/s}$$

$$r_{d1} = 0,11$$

$$r_{d2} = 0,35$$

Dále bude uvažován provoz zařízení 12 hodin denně.

$$\chi_o = \chi_d = 1$$

Výpočtová šířka na ohyb:

$$\cos \delta = \frac{d_{a1} - 2 \cdot m_n}{d_{a1}}$$

$$\delta = 33,55731^\circ = 0,58569 \text{ rad}$$

$$b_o = (d_{a1} + 2 \cdot c_a) \cdot \delta [\text{rad}] = \left( d_{a1} + 2 \cdot \frac{1}{6} \cdot m_n \right) \cdot \delta [\text{rad}] = 50,56457 \text{ mm}$$

Výpočtová šířka na dotyk:

$$b_d = d_{a1} \cdot \sin \delta = 46,43275 \text{ mm}$$

Pak dovolené síly v ozubení jsou:

$$F_{o1D} = \frac{1}{\chi_o} \cdot m_n \cdot b_o \cdot K_{mo1} \cdot r_{o1} = 23006,8 \text{ N}$$

$$F_{o2D} = \frac{1}{\chi_o} \cdot m_n \cdot b_o \cdot K_{mo2} \cdot r_{o2} = 10958,4 \text{ N}$$

$$F_{d1D} = \frac{1}{\chi_d} \cdot d_2^{0,8} \cdot b_d \cdot K_{md1} \cdot r_{d1} = 7489 \text{ N}$$

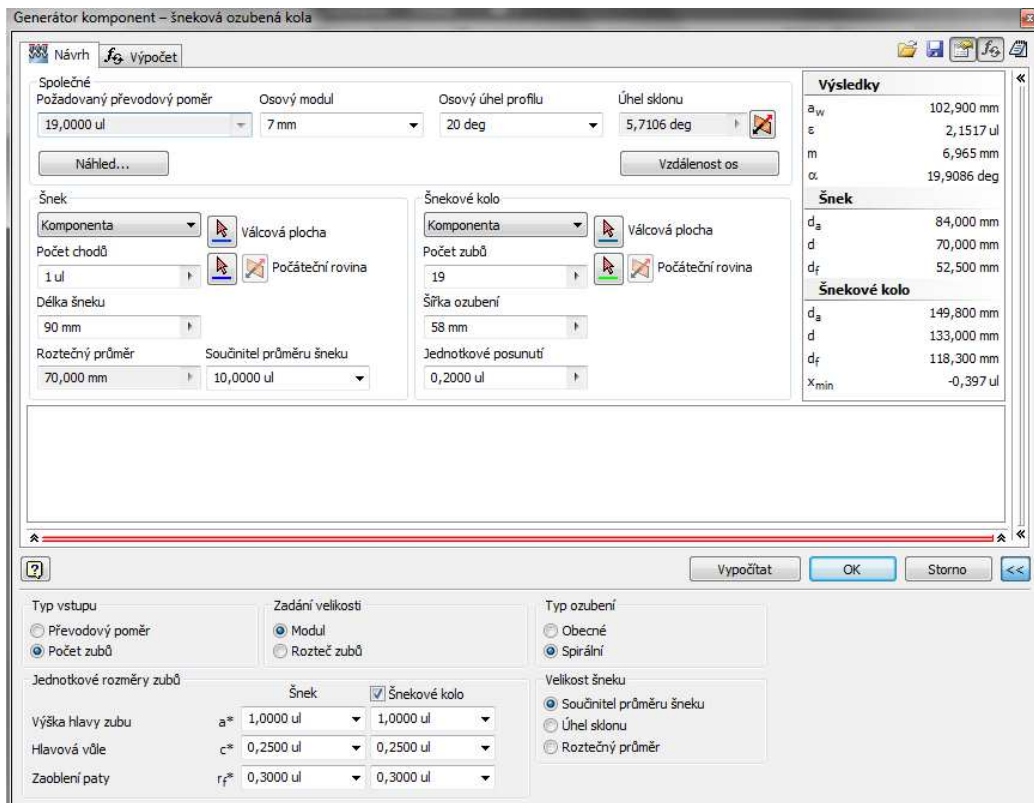
$$F_{d2D} = \frac{1}{\chi_d} \cdot d_2^{0,8} \cdot b_d \cdot K_{md2} \cdot r_{d2} = 7834 \text{ N}$$

Jelikož všechny obvodové i axiální síly jsou menší než nejmenší ze všech dovolených sil, navržený šnekový **převod vyhovuje z pevnostního hlediska**.

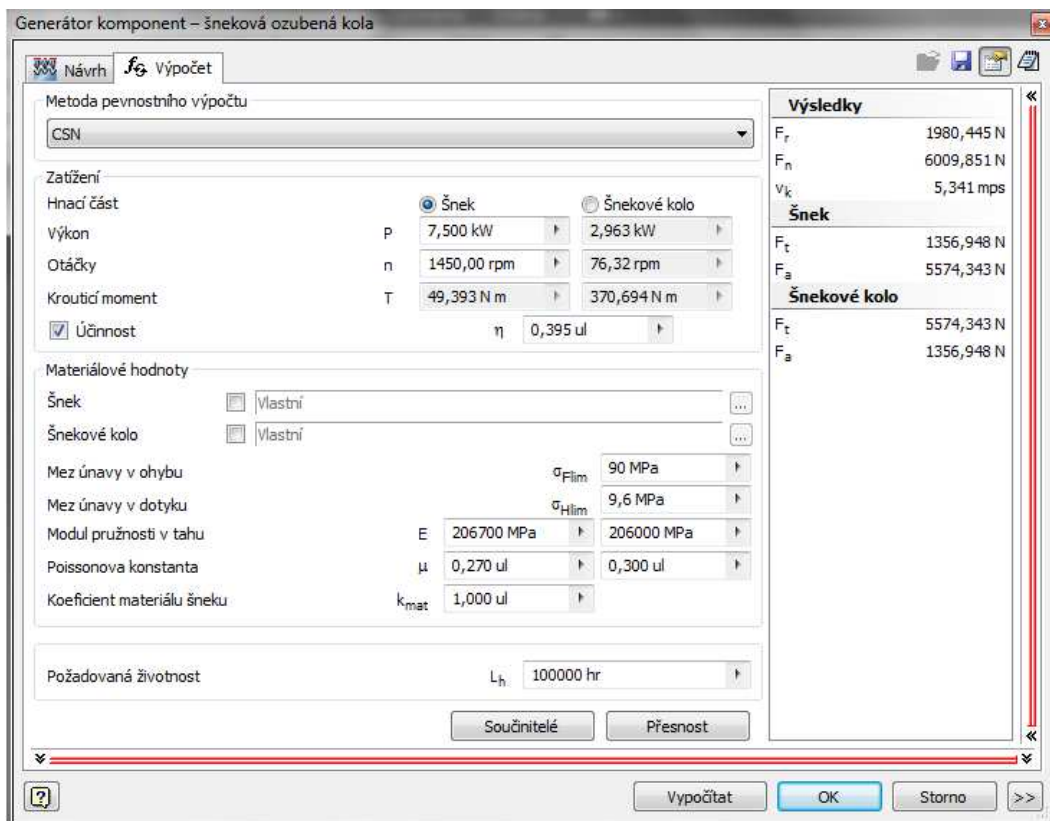
Radiální složky sil mají vliv na průměr hřídelí, neboť na ně působí ohybovým napětím.

### Softwarová kontrola výpočtů ozubení

Výpočty ozubení byly provedeny i výpočetním softwarem Autodesk Inventor, aby byla ověřena jejich správnost.



Obrázek 4.2 Výpočty rozměrů ozubení



Obrázek 4.3 Silové rozložení v ozubení

Hodnoty vygenerované softwarem:

### Generátor komponent – šneková ozubená kola (Verze: 2013 (Build 170138000, 138))

---

#### ☒ Informace o projektu

##### ☒ Scénář

Typ výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - CSN

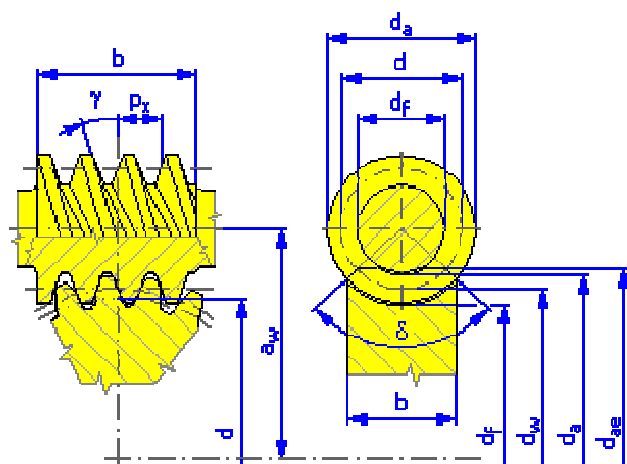
##### ☒ Společné parametry

Převodový poměr	$i$	19,0000 ul
Modul	$m$	6,965 mm
Osový modul	$m_x$	7,000 mm
Úhel sklonu	$\gamma$	5,7106 deg
Úhel profilu	$\alpha$	19,9086 deg
Součinitel průměru šneku	$q$	10,0000 ul
Vzdálenost os	$a_w$	102,900 mm
Osová rozteč zubů	$p_x$	21,9911 mm
Rozteč zubů	$p_n$	21,8820 mm
Základní rozteč	$p_b$	20,665 mm
Stoupání šroubovice	$p_z$	21,991 mm
Délka šneku	$b_1$	90,000 mm
Šířka kola	$b_2$	58,000 mm
Osový úhel profilu	$\alpha_x$	20,0000 deg
Základní úhel sklonu	$\beta_b$	5,3683 deg
Součinitel trvání záběru	$\varepsilon$	2,1517 ul
Součinitel záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	1,8880 ul
Součinitel záběru kroku	$\varepsilon_\beta$	0,2637 ul

Mezní úchylka úhlu os	$F_{\beta}$	0,0090 mm
Zaručená boční vůle	$j_{nmin}$	0,054 mm
Mezní úchylka vzdálenosti os $f_a$		0,032 mm

## ☐ Kola

Typ modelu		Šnek	Šnekové kolo
		Komponenta	Komponenta
Počet chodů	$z$	1 ul	
Počet zubů	$z$		19 ul
Jednotkové posunutí	$x$	0,0000 ul	0,2000 ul
Průměr roztečné kružnice	$d$	70,000 mm	133,000 mm
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	84,000 mm	149,800 mm
Průměr patní kružnice	$d_f$	52,500 mm	118,300 mm
Vnější průměr věnce	$d_{ae}$		156,800 mm
Průměr základní kružnice	$d_b$	65,778 mm	124,979 mm
Pracovní roztečný průměr	$d_w$	72,800 mm	133,000 mm
Úhel zkosení věnce kola	$\delta$		43,67 deg
Výška hlavy zubu	$a^*$	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	$c^*$	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	$r_f^*$	0,3000 ul	0,3000 ul
Tloušťka zubu	$s$	10,941 mm	11,955 mm
Osová tloušťka zubu	$s_x$	10,996 mm	12,015 mm
Mezní obvodové házení ozubení	$F_r$	0,0140 mm	0,0450 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	$f_{pt}$	0,0120 mm	0,0160 mm
Mezní úchylka základní rozteče	$f_{pb}$	0,0110 mm	0,0150 mm
Náhradní počet zubů	$z_v$		19,286 ul
Min. doporučená korekce	$x_{min}$		-0,397 ul



### ☐ Zatížení

		Šnek	Šnekové kolo
Výkon	P	7,500 kW	2,963 kW
Otáčky	n	1450,00 rpm	76,32 rpm
Krouticí moment	T	49,393 N m	370,694 N m
Účinnost	$\eta$	0,395 ul	
Radiální síla	$F_r$	1980,445 N	
Obvodová síla	$F_t$	1356,948 N	5574,343 N
Axiální síla	$F_a$	5574,343 N	1356,948 N
Normální síla	$F_n$	6009,851 N	
Obvodová rychlost v		5,315 mps	0,531 mps
Kluzná rychlost $v_k$		5,341 mps	

### ☐ Materiál

		Šnek	Šnekové kolo
		Vlastní materiál	Vlastní materiál
Mez pevnosti v tahu	$S_u$		500 MPa
Mez kluzu v tahu	$S_y$		180 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206700 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	$\mu$	0,270 ul	0,300 ul



Mezní napětí v ohybu	$S_n$	165,0 MPa
Mezní napětí v dotyku	$K_w$	0,6 MPa
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flim}$	90,0 MPa
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim}$	9,6 MPa
Tvrdoost na boku zubu	VHV	110 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	$N_{Flim}$	250000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	$N_{Hlim}$	250000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	$q_F$	9,000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	$q_H$	8,000 ul
Max. kluzná rychlost	$v_{max}$	12,000 mps

### ☐ Výpočet pevnosti

#### ☐ Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A$	1,200 ul
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_{Hv}$	1,000 ul 1,000 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,001 ul 1,001 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	0,706 ul 0,706 ul
Součinitel jednorázového přetížení	$K_{AS}$	1,000 ul

#### ☐ Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	$Z_E$	189,088 ul
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	$Z_H$	2,493 ul
Součinitel délky dotyku	$Z_e$	0,726 ul
Součinitel životnosti	$Z_N$	1,000 ul
Součinitel maziva	$Z_L$	1,000 ul
Součinitel obvodové rychlosti	$Z_v$	1,000 ul

#### ☐ Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	$Y_{Fa}$	1,945 ul
-----------------------	----------	----------

Součinitel sklonu zubu	$Y_\beta$	0,987 ul
Součinitel délky dotyku	$Y_\epsilon$	0,624 ul
Součinitel střídavého zatížení	$Y_A$	1,000 ul
Součinitel životnosti	$Y_N$	1,000 ul
Součinitel velikosti	$Y_X$	1,000 ul

#### ☐ Výsledky

Průhyb hřídele šneku  $y$  0,0023 mm

Ztrátový výkon  $P_z$  4,763 kW

Max. odvedené teplo  $Q$  1,009 kW

Podle vygenerovaných hodnot je zřejmé, že výpočty ozubení byly provedeny správně s výjimkou drobných odchylek vzniklých zaokrouhlováním hodnot.

### Výpočet hřídelí

Nejprve budou vypočítány nejmenší možné průměry hřídelí převodovky. Tyto průměry budou stanoveny pouze ze smykových napětí vyvozených kroutícími momenty. Po zvolení průměrů hřídelí budou hřídele zkontrolovány pevnostní analýzou společně s ohybovými napětími hřídelí od převodu.

Pro hřídele byla uznána za vhodný materiál ocel třídy 11 500.0, jejíž svařitelnost je obtížná, ale v tomto případě nehraje svařitelnost žádnou roli.

#### Vstupní hřídel převodovky:

Nejmenší průměr vstupního hřídele převodovky bude zpětně spočítán z výkonu zvoleného elektromotoru, neboť tento výkon bude do převodovky dodáván. Průměry budou předběžně spočítány pouze z namáhání krutem, neboť toto namáhání má na hřídel největší vliv, poté budou pevnostní analýzou zkontrolovány i na ohyb.

Smykové napětí v hřídeli je:

$$\tau_D = \frac{M_{k1m}}{W_k} \quad W_k = \frac{\pi \cdot D_1^3}{16}$$

Průměr hřídele tedy bude:

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{k1m} \cdot 16}{\tau_D \cdot \pi}}$$

$D_1$ ... průměr vstupního hřídele

$\tau_D$ ... dovolené smykové napětí

Pro předběžně stanovení průměru hřídele bude použito dovolené smykové napětí  $\tau_D$ .

Pro hřídele byla volena ocel **11 500.0** s mezí pevnosti  $R_m = 500 \text{ MPa}$  a mezí kluzu  $R_e = 245 \text{ MPa}$

Průměr hřídele budeme navrhovat vůči mezi kluzu, tak aby při jeho zatížení nedošlo k žádné trvalé deformaci.

$$\tau_D = 0,75 \cdot \sigma_{Re} = 0,75 \cdot 245 = 183,75 \text{ MPa}$$

$\sigma_{Re}$ ... napětí meze kluzu v tahu

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{k1m} \cdot 16}{0,75 \cdot \sigma_{Re} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{49,39 \cdot 16}{183,75 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,01110 \text{ m}$$

### Výstupní hřídel převodovky:

Smykové napětí v hřídeli je:

$$\tau_D = \frac{M_{k2m}}{W_k} \quad W_k = \frac{\pi \cdot D_2^3}{16}$$

Průměr hřídele tedy bude:

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{k2m} \cdot 16}{\tau_D \cdot \pi}}$$

$D_2$ ... průměr vstupního hřídele

$\tau_D$ ... dovolené smykové napětí

Pro předběžně stanovení průměru hřídele bude použito dovolené smykové napětí  $\tau_D$ .

Pro hřídele byla volena ocel **11 500.0**s mezí pevnosti  $R_m = 500 \text{ MPa}$  a mezí kluzu  $R_e = 245 \text{ MPa}$

Průměr hřídele budeme navrhovat vůči mezi kluzu, tak aby při jeho zatížení nedošlo k žádné trvalé deformaci.

$$\tau_D = 0,75 * \sigma_{Re} = 0,75 \cdot 245 = 183,75 \text{ MPa}$$

$\sigma_{Re}$ ... napětí meze kluzu v tahu

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{k1m} * 16}{0,75 * \sigma_{RM} * \pi}} = \sqrt[3]{\frac{370,94 * 16}{183,75 * 10^6 * \pi}} = 0,02174 \text{ m}$$

Byly tedy stanoveny předběžné průměry hřídelí převodovky  $D_1 = 15 \text{ mm}$  a  $D_2 = 20 \text{ mm}$

### Ohybové napětí zatěžující hřídele:

Ohybové napětí vzniklo od šnekového ozubení a silovým rozkladem byly zjištěny složky, které hřídele zatěžují.

Ohybový moment vstupního hřídele:

Délka  $l_1$  byla předběžně navrhnutá podle délky šneku a přídatku na ložiska. Ve skutečnosti dojde k zvětšení průměru hřídele šnekem, a proto by hřídel měla mít větší pevnost v ohybu, než je uvedeno výpočtem.

$$M_{o1} = F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} = 2060,5 \cdot \frac{0,055}{2} = 56,66 \text{ Nm}$$

$l_1$ ... délka vstupní hřídele od ložiska k ložisku

Ohybové napětí vstupního hřídele:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2}}{\frac{\pi \cdot D_1^3}{32}} = \frac{56,66 \cdot 10^2}{331,34} = 17,10 \text{ MPa} \quad W_{o1} = \frac{\pi \cdot D_1^3}{32} = 331,34 \text{ mm}^3$$

Smykové napětí vstupní hřídele:

$$\tau_1 = \frac{M_{k2m}}{W_{k1}} = \frac{M_{k2m}}{\frac{\pi \cdot D_1^3}{16}} = \frac{370,94 \cdot 10^2}{662,68} = 55,98 \text{ MPa} \quad W_{k1} = \frac{\pi \cdot D_1^3}{16} = 662,68 \text{ mm}^3$$

Ohybový moment výstupního hřídele:

$$M_{o2} = F_{r2} \cdot \frac{l_2}{2} = 1999,4 \cdot \frac{0,05}{2} = 49,99 \text{ Nm}$$

$l_2$ ... délka výstupní hřídele

Ohybové napětí výstupního hřídele:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{F_{r2} \cdot \frac{l_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{49,99 \cdot 10^2}{785,40} = 6,37 \text{ MPa} \quad W_{o2} = \frac{\pi \cdot D_2^3}{32} = 785,40 \text{ mm}^3$$

Smykové napětí vstupní hřídele:

$$\tau_2 = \frac{M_{k2m}}{W_{k2}} = \frac{M_{k2m}}{\frac{\pi \cdot D_2^3}{16}} = \frac{370,94 \cdot 10^2}{1570,80} = 23,62 \text{ MPa} \quad W_{k2} = \frac{\pi \cdot D_2^3}{16} = 1570,80 \text{ mm}^3$$

## Pevnostní analýza hřídelí

Pevnostní analýza vstupního hřídele

$$\sigma_{RED1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 * \tau_1^2} = 98,46 \text{ MPa}$$

Pevnostní analýza výstupního hřídele

$$\sigma_{RED2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 * \tau_2^2} = 41,41 \text{ MPa}$$

Neboť je požadované, aby hřídele při tomto napětí nebyly poškozeny obě z redukovaných napětí, musí být menší než napětí meze kluzu zvoleného materiálu. Vzhledem k tomu, že mez kluzu materiálu 11 500.0 je  $Re = 245 \text{ MPa}$ , je zřejmé, že obě z navržených hřídelí vyhovují.

## Výpočet bezpečností hřídelí

U hřídelí zkontrolujeme bezpečnost proti přetížení vůči mezi kluzu. Což znamená do doby, kdy se začnou hřídele trvale deformovat.

Bezpečnost vstupní hřídele:

$$k_1 = \frac{\sigma_{Re}}{\sigma_{RED1}} = \frac{245}{98,46} = 2,49$$

Bezpečnost vstupní hřídele  $k_1 = 2,49$  bude dostatečná, neboť podle normy ČSN EN 14492 pro zdvihací zařízení musí bezpečnost odpovídat nejméně bezpečnosti mechanismů která je stanovena  $k = 2$ .

Bezpečnost výstupní hřídele:

$$k_1 = \frac{\sigma_{Re}}{\sigma_{RED1}} = \frac{245}{41,41} = 5,92$$

Bezpečnost vstupní hřídele  $k_2 = 5,92$  bude dostatečná, neboť podle normy ČSN EN 14492 pro zdvihací zařízení musí bezpečnost odpovídat nejméně bezpečnosti mechanismů, která je stanovena  $k = 2$ . U výstupního hřídele je patrné, že bezpečnost je velmi vysoká.

U výstupního hřídele dojde k přenosu namáhání také od tíhové síly břemene, tato síla je vzhledem k vysoké bezpečnosti navrhovaného hřídele zanedbána.

Obě z hřídelí jsou tedy vyhovující pro zvolenou převodovku z hlediska pevnosti i z hlediska bezpečnosti.

## Výpočet těsných per hřídelí

### Výpočet per hnacího hřídele:

Pero propojení vstupního hřídele a elektromotoru:

Na vstupním hřídeli působí moment od elektromotoru  $M_{k1m}$ , který musí být přenesen těsným perem na hřídeli.

Materiál per je dle normy ČSN 02 2562 ocel 11 600.0 s mezí pevnosti  $\sigma_{Rm} = 600MPa$

Délka per bude vypočítána z kritického tlaku na otačení hřídele z důvodu, aby nedošlo k překročení dovoleného tlaku mezi perem a hřídelí a tím i k postupnému otačování hřídele a k případné destrukci hřídele.

Síla pro otačení pera je počítána z části pera vyčnívající nad hřídel, neboť tato část má menší plochu přenášející tlak.

Síla otačení pera:

$$F_{D1} = \frac{M_{k1m}}{\frac{D_1 + t_1}{2}} = \frac{49,39}{\frac{0,02 + 0,0025}{2}} = 4390,22N$$

Tlak na stěně pera je tedy:

$$p_1 = \frac{F_{D1}}{l_1 \cdot t_1} < p_{D1}$$

$p_{D1}$  ... dovolený tlak pro ocelový náboj ( $p_{D1} = 100 - 150 MPa$ )

$l$  ... potřebná nosná délka pera

Potřebná nosná délka pera pro přenesení momentu je tedy:

$$l_1 = \frac{F_{D1}}{p_{D1} \cdot t_1} = \frac{4390,22}{100 \cdot 2,5} = 17,56mm$$

Nosná délka pera bude zaokrouhlena na  **$l = 20 mm$** .

Celková délka pera poté bude:

$$l_{c1} = l_1 + 2 \cdot R = l_1 + b = 20 + 6 = 26mm$$

Celková minimální délka pera potřebná pro přenesení momentu na vstupním hřídeli tedy podle ČSN 02 2562 bude  $l_{c1} = 28 \text{ mm}$ .

### Pero šneku vstupního hřídele:

Síla otláčení pera:

$$F_{D1š} = \frac{M_{k1m}}{\frac{D_{1š} + t_1}{2}} = \frac{49,39}{\frac{0,025 + 0,0029}{2}} = 3540,5N$$

Tlak na stěně pera je tedy:

$$p_{1š} = \frac{F_{D1}}{l_{1š} \cdot t_1} < p_{D1}$$

$p_{D1}$  ... dovolený tlak pro ocelový náboj ( $p_{D1} = 100 - 150 \text{ MPa}$ )

$l$  ... potřebná nosná délka pera

Potřebná nosná délka pera pro přenesení momentu je tedy:

$$l_{1š} = \frac{F_{D1š}}{p_{D1} \cdot t_1} = \frac{3540,5}{100 \cdot 2,9} = 12,21 \text{ mm}$$

Nosná délka pera bude zaokrouhlena na  $l = 15 \text{ mm}$ .

Celková délka pera poté bude:

$$l_{c1š} = l_{1š} + 2 \cdot R = l_{1š} + b = 20 + 8 = 23 \text{ mm}$$

Celková minimální délka pera potřebná pro přenesení momentu na vstupním hřídeli tedy podle ČSN 02 2562 bude  $l_{c1š} = 25 \text{ mm}$ .

### Pero navíjecího bubnu:

Síla otláčení pera:

$$F_{D2} = \frac{M_{k2m}}{\frac{D_2 + t_1}{2}} = \frac{370,84}{\frac{0,025 + 0,0029}{2}} = 26583,52N$$

Tlak na stěně pera je tedy:

$$p_2 = \frac{F_{D2}}{l_2 \cdot t_1} < p_{D1}$$

$p_{D1}$  ... dovolený tlak pro ocelový náboj ( $p_{D1} = 100 - 150 \text{ MPa}$ )

$l$  ... potřebná nosná délka pera

Potřebná nosná délka pera pro přenesení momentu je tedy:

$$l_2 = \frac{F_{D2}}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{26583,52}{100 \cdot 2,9} = 91,67 \text{ mm}$$

Nosná délka pera bude zaokrouhlena na **l = 95 mm**.

Celková délka pera poté bude:

$$l_{c2} = l_2 + 2 \cdot R = l_2 + b = 95 + 8 = 103 \text{ mm}$$

Celková minimální délka pera potřebná pro přenesení momentu na vstupním hřídeli tedy podle ČSN 02 2562 bude **l<sub>c2</sub> = 110 mm**. Vzhledem k délce bubnu budou použita dvě pera délky **l<sub>c2</sub> = 80 mm** přesazená o 120°, aby nedocházelo k tak razantnímu snížení únosnosti hřídele.

## Výpočet šroubů šnekového kola

Pro propojení bronzové části šnekového kola a ocelového náboje šnekového kola budou použity lícované šrouby. Tyto šrouby budou přenášet kroutící moment od elektromotoru převodovaný převodovkou. Tyto šrouby budou namáhány stříhem.

Vzhledem k tomu, že bude použito 6 šroubů bude střížná síla vydělena šesti.

Šrouby jsou vyrobeny z oceli 11 373.0 **σ<sub>Re</sub> = 180 MPa**

Střížná síla šroubů od kroutícího momentu:

$$F_S = \frac{M_{kzm}}{\frac{D_S}{2}} = \frac{370,84}{\frac{0,07}{2}} = 10595,43 \text{ N}$$

Dovolené smykové napětí v šroubu:

$$\tau_{DS} = 0,75 \cdot \sigma_{Re} = 0,75 \cdot 180 = 135 \text{ MPa}$$

Minimální potřebný průměr šroubu:

$$D_S = \sqrt{\frac{F_S \cdot 4}{\tau_{DS} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{10595,43 \cdot 4}{142,5 \cdot \pi}} = 4,08 \text{ mm}$$



S dostatečnou rezervou byly pro spojení šnekového kola zvoleny šrouby **M10x30** ČSN 02 1111-8.8.

## Volba ložisek převodovky

### Volba ložisek vstupního hřídele:

U vstupního hřídele budou použita kuželíková ložiska, neboť z výpočtů je patrné, že ložiska budou zatěžována jak radiální, tak axiální silou od ozubení.

$$F_{ax1} = 5547,7N \quad F_{o1} = 1975,6N \quad F_{r1} = 2060,5N$$

Vzhledem k tomu, že radiální síla bude působit v polovině hřídele je po nahrazení hřídele nosníkem na dvou podporách zřejmé, že každé z ložisek bude zatěžováno polovinou této síly. Radiální síla se bude skládat ze složky od obvodové a od radiální síly. Pokud obvodovou a radiální složku vektorově sečteme, dostaneme skutečnou radiální sílu namáhající ložisko.

V tabulkách podle ČSN 02 4720 tedy vyhledám ložiska, která budou zatížena těmito silami:

$$F_{ax} = 5547,7N \quad F_r = \frac{\sqrt{F_{r1}^2 + F_{o1}^2}}{2} = 1427,3N$$

Dále jsou rozhodující otázky, při kterých ložiska budou pracovat, a životnost ložisek:

Požadovaná minimální životnost ložisek bude 100 000hodin. Každé dva roky však bude provedena kontrola zařízení a ložisek. Obě ložiska uložení vstupního hřídele budu volit stejná, neboť zatížení těchto ložisek je po obou stranách hřídele stejné.

$$L_h = 100000h \quad n = 1450 \text{ ot/min}$$

$L_h$  ... životnost ložisek

Zjistíme poměr axiální a radiální síly:

$$\frac{F_{ax}}{F_r} = \frac{5547,7}{1427,3} = 3,89$$

Podle poměru axiálních a radiální síly v tabulkách odečteme vzoreček a koeficienty pro výpočet efektivní síly zatěžující ložisko podle ČSN 02 4720.

Bylo zvoleno kuželíkové ložisko ČSN 32308A:  $d = 40 \text{ mm}$   $D = 90 \text{ mm}$   $T = 35,25 \text{ mm}$ . Ložisko má větší rozměry kvůli velkému namáhání. Vzhledem k velkému rozměru šneku však nebude s těmito rozměry problém.

Pro zvolené ložisko ČSN 32308A byl odečten koeficient poměru axiálních a radiálních sil

$$e = 0,37 \quad y = 1,6$$

Pokud platí, že:  $\frac{F_{ax}}{F_r} > e$  pak se ekvivalentní síla zatěžující ložisko spočte jako :

$$F_e = 0,4 \cdot F_r + y \cdot F_a$$

$$F_e = 0,4 \cdot 1427,3 + 1,7 \cdot 5547,7 = 9447,24N$$

Podle ekvivalentní síly bude vybráno ložisko z tabulek. Síla působí dynamicky.

Pro vypočítanou ekvivalentní sílu je ložisko ČSN 32308 zcela vyhovující. Dále zkontrolujeme, zda ložisko vyhovuje i z hlediska životnosti.

Nyní z ekvivalentní síly vypočtu životnost ložiska. U kuželíkového ložiska je čárový styk valivých elementů s kroužky ložiska, platí proto pro výpočet vzorec:

$$L_n = \left(\frac{c}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16666}{n \cdot e}$$

$c$  ... maximální dynamická únosnost ložiska odečtená z tabulek

$$c = 114kN \text{ (ČSN 30302A)}$$

$p$  ... koeficient styku

$$\text{při bodovém styku elementů } p = 3$$

$$\text{při čárovém styku elementů } p = \frac{10}{3}$$

Pro zvolené ložisko bylo z tabulek (literatura [6]) odečteno maximální dynamické zatížení  $c = 94,4kN$

$$L_n = \left(\frac{114}{9,44724}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{16666}{1450 \cdot 0,35} = 132351 \text{ hod}$$

Z hlediska životnosti ložisko vyhovuje. Pro uložení šneku tedy budou požita dvě kuželíková ložiska **ČSN 32308A**.

**Volba ložisek výstupního hřídele:**

Na ložiska výstupního hřídele bude mít vliv namáhání od ozubení v podobě radiální a axiální síly, kde radiální síla bude opět složena z radiální a obvodové složky. Vzhledem k tomu, že na výstupním hřídeli bude uchycen i buben s lanem a na konci bude buben opět podepřen ložiskem, bude na namáhání ložisek mít vliv i síla od břemene. Hřídel v tomto případě nahradíme nosníkem a vyřešíme jednotlivé síly v uložení. Veškeré axiální síla bude vznikat pouze od ozubení, a proto tuto sílu budeme uvažovat pouze v namáhání ložisek převodovky, u podpěrného ložiska bubnu již axiální sílu neuvažujeme.

Pomocí nosníku tedy budeme řešit pouze radiální složky sil.

Od ozubení nám působí tyto složky sil:

$$F_{ax2} = 1411N \qquad F_{o2} = 5548N \qquad F_{r2} = 1999,4N$$

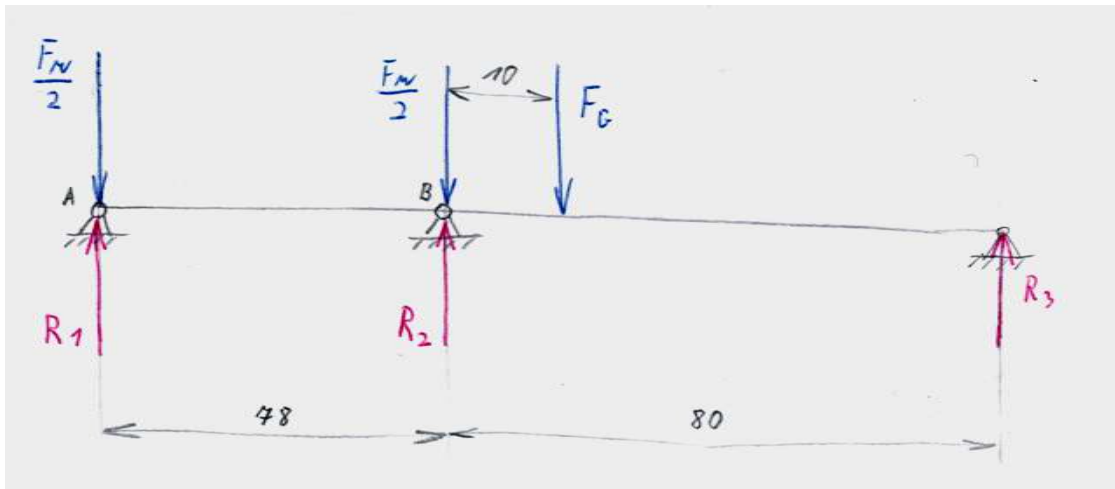
Radiální síla se bude skládat ze složky od obvodové a od radiální síly. Pokud obvodovou a radiální složku vektorově sečteme, dostaneme skutečnou radiální sílu namáhající ložisko. Jelikož radiální síla působí uprostřed části hřídele uložené v převodovce, působí na každé z ložisek polovina této síly. Síla od břemene  $F_g$  bude uvažována včetně bezpečnosti  $k = 5$ , neboť podle normy ČSN EN 14492 musí nosné části navijáku splňovat zvýšenou bezpečnost stejnou jako lano, ostatní části (převodovka) jsou navrhovány s bezpečností jako běžné mechanismy.

$$F_{ax} = 1411N \qquad F_r = \frac{\sqrt{F_{r2}^2 + F_{o1}^2}}{2} = 2948,64N$$

Navíjením lana na buben bude docházet ke změně polohy síly od břemene. Z tohoto důvodu budeme uvažovat dva stavy. Jeden stav bude, když lano bude nejbližší převodovce a tím pádem převážná část zatížení bude přenášena ložiskem převodovky. Druhý stav bude, když lano bude co nejdále od převodovky a tím bude nejvíce namáháno podpěrné ložisko bubnu. Ložiska budou namáhány silami velikosti reakcí na řešených nosnících.

Ve výpočtech ložisek bude uvažována síla  $F_g$ , která se bude rovnat síle zatěžující lano včetně bezpečnosti proti přetížení z důvodu, aby v případě přetížení zařízení nedošlo k poškození ložisek.

První případ (síla břemene v blízkosti převodovky):



Obrázek 4.4 Zatížení výstupní hřídele (zátěžná síla v blízkosti převodovky)

$$R_2 \cdot 78 = \frac{F_r}{2} \cdot 78 + F_g \cdot 88 - R_3 \cdot 158$$

$$R_1 + R_2 + R_3 = F_r + F_g$$

$$R_1 = F_r \quad \text{předpoklad v místě A}$$

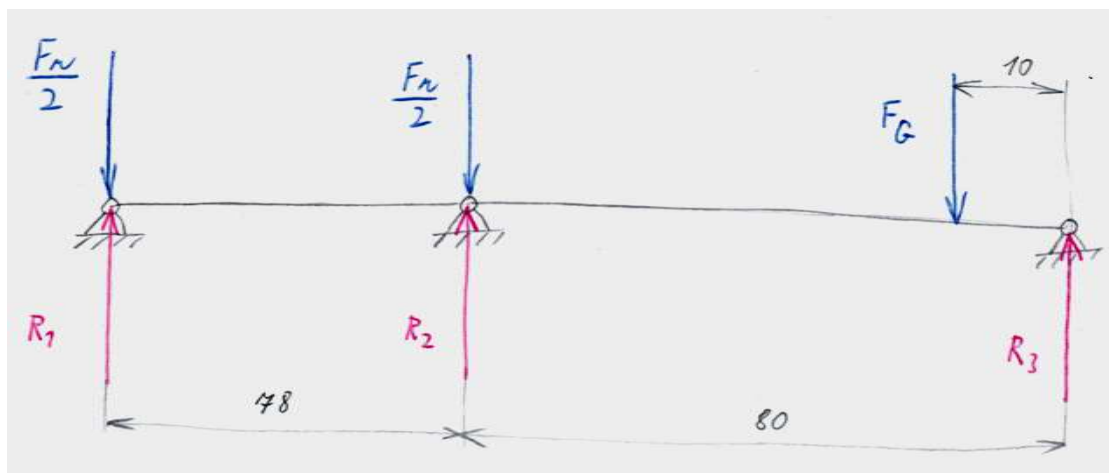
$$R_3 = F_g - R_2$$

$$R_2 \cdot 78 = \frac{F_r}{2} \cdot 78 + F_g \cdot 88 - F_g \cdot 158 - R_2 \cdot 158$$

$$R_2 = -\frac{\frac{F_r}{2} \cdot 78 + F_g \cdot 70}{78 + 158} = -7902,5N$$

Radiální síla v ložisku převodovky blíže bubnu tedy bude  $R_2 = 7902,5N$

Druhý případ (síla břemene v blízkosti opěrného ložiska bubnu):



Obrázek 4.5 Zatížení výstupní hřídele (zátěžná síla v blízkosti opěrného ložiska)

$$R_3 \cdot 158 = \frac{F_r}{2} \cdot 78 + F_g \cdot 148 - R_2 \cdot 78$$

$$R_3 = \frac{\frac{F_r}{2} \cdot 78 + F_g \cdot 148 - R_2 \cdot 78}{158} = 20244,32N$$

Radiální síla v opěrném ložisku bubnu tedy bude  $R_3 = 20244,32N$

### Ložiska výstupního hřídele:

Je zřejmé, že ložisko uložení výstupního hřídele, které je vzdálenější od bubnu, nebude namáháno tak velkou silou jako ložisko blíže k bubnu. Ložiska však přesto budou zvolena stejná. Provedu tedy pouze výpočet více namáhaného z ložisek, pokud toto ložisko bude vyhovovat je zřejmé, že i druhé ložisko bude vyhovující.

Síly zatěžující ložiska uložení výstupního hřídele tedy jsou:

$$F_{ax} = 1411N \quad F_r = 7902,5N$$

Dále jsou rozhodující otáčky, při kterých ložiska budou pracovat, a životnost ložisek:

Požadovaná minimální životnost ložisek bude 100 000 hodin. Každé dva roky však bude provedena kontrola zařízení a ložisek. Obě ložiska uložení vstupního hřídele budou volit stejná, neboť zatížení těchto ložisek je po obou stranách hřídele stejné.

$$L_h = 100000h \quad n = 76,32 \text{ ot/min}$$

$L_h$  ... životnost ložisek

Zjistíme poměr axiální a radiální síly:

$$\frac{F_{ax}}{F_r} = \frac{1411}{7902,5} = 0,18$$

Podle poměru axiálních a radiální síly v tabulkách odečteme vzoreček a koeficienty pro výpočet efektivní síly zatěžující ložisko podle ČSN 02 4720.

Bylo zvoleno kuželíkové ložisko ČSN 30305A:  $d = 25 \text{ mm}$   $D = 62 \text{ mm}$   $T = 18,25 \text{ mm}$ .

Pro zvolené ložisko ČSN 30305A byl odečten koeficient poměru axiálních a radiálních sil.

$$e = 0,30$$

Pokud platí, že:  $\frac{F_{ax}}{F_r} < e$  pak se ekvivalentní síla zatěžující ložisko spočte jako:

$$F_e = F_r$$

$$F_e = 7902,5N$$

Podle ekvivalentní síly bude vybráno ložisko z tabulek. Síla působí dynamicky.

Pro vypočítanou ekvivalentní sílu je ložisko ČSN 30305A zcela vyhovující. Dále zkontrolujeme, zda ložisko vyhovuje i z hlediska životnosti.

Nyní z ekvivalentní síly vypočtu životnost ložiska. U kuželíkového ložiska je čárový styk valivých elementů s kroužky ložiska, platí proto pro výpočet vzorec:

$$L_n = \left(\frac{c}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16666}{n \cdot e}$$

$c$  ... maximální dynamická únosnost ložiska odečtená z tabulek

$$c = 39,8kN \text{ (ČSN 30305A)}$$

$p$  ... koeficient styku

$$\text{při bodovém styku elementů } p = 3$$

$$\text{při čárovém styku elementů } p = \frac{10}{3}$$

Pro zvolené ložisko bylo z tabulek (literatura [6]) odečteno maximální dynamické zatížení  $c = 39,8kN$

$$L_n = \left(\frac{39,8}{7,9025}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{16666}{76,32 \cdot 0,30} = 159392,2hod$$

Z hlediska životnosti ložisko vyhovuje. Pro uložení šneku tedy budou použita dvě kuželíková ložiska **ČSN 30305A**

### Podpěrné ložisko bubnu:

Toto ložisko je namáháno pouze radiální silou  $R_3 = 16466,90N$ . Zde bude zvoleno soudečkové dvouřadé ložisko vzhledem k tomu, že soudečkové ložisko umožňuje mírné naklopení, toto naklopení (naklopení do  $2^\circ$ ) může vzniknout průhybem hřídele navíjecího bubnu. Vzhledem k tomu že je ložisko zatíženo pouze radiální silou, je tato síla rovna ekvivalentní síle zatěžující ložisko.

$$F_e = R_3 = 20244,32N$$

Podle ekvivalentní síly bude vybráno ložisko z tabulek. Síla působí dynamicky.

Dále jsou rozhodující otáčky, při kterých ložiska budou pracovat, a životnost ložisek:

Požadovaná minimální životnost ložisek bude 100 000 hodin. Každé dva roky však bude provedena kontrola zařízení a ložisek.

$$L_h = 100000h \qquad n = 76,32 \text{ ot/min}$$

Bylo zvoleno soudečkové dvouřadé ložisko ČSN 22310:  $d = 50 \text{ mm}$   $D = 110 \text{ mm}$   $T = 40 \text{ mm}$ . Pro vypočítanou ekvivalentní sílu je ložisko ČSN 22310 zcela vyhovující. Dále zkontrolujeme, zda ložisko vyhovuje i z hlediska životnosti.

Nyní z ekvivalentní síly vypočtu životnost ložiska. U válečkového ložiska je čárový styk valivých elementů s kroužky ložiska, platí proto pro výpočet vzorec:

$$L_n = \left(\frac{c}{F_e}\right)^p \cdot \frac{16666}{n}$$

$c$  ... maximální dynamická únosnost ložiska odečtená z tabulek

$$c = 134kN \text{ (ČSN 22310)}$$

$p$  ... koeficient styku

$$\text{při bodovém styku elementů } p = 3$$

$$\text{při čárovém styku elementů } p = \frac{10}{3}$$

Pro zvolené ložisko bylo z tabulek (literatura [6]) odečteno maximální dynamické zatížení  $c = 134kN$

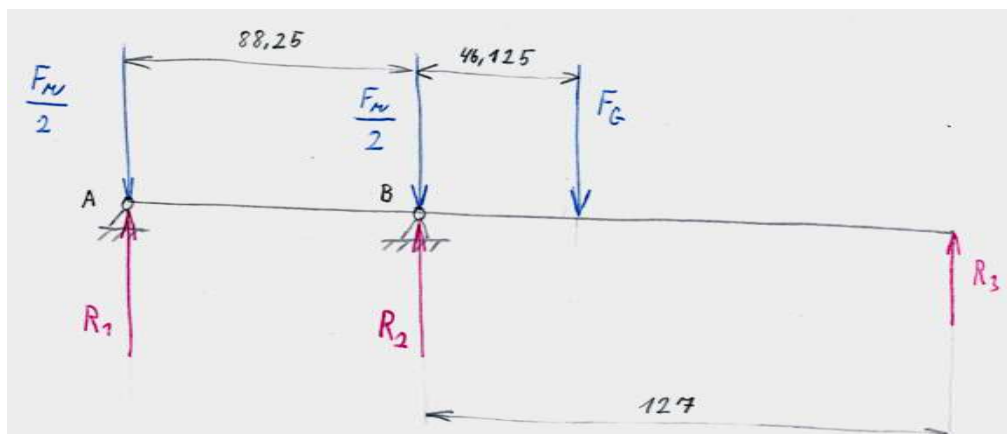
$$L_n = \left( \frac{134}{20,24432} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{16666}{76,32} = 118904,5 \text{ hod}$$

Z hlediska životnosti ložisko vyhovuje. Pro uložení šneku tedy bude použito dvouřadé soudečkové ložisko **ČSN 22310**

### Kontrola zatížení hřídelí

Vzhledem k tomu, že rozměry hřídelí byly vzhledem ke konstrukci později upraveny, bylo překontrolováno jejich zatížení. Hřídele byly opět převedeny na jednoduché nosníky, jako při volbě ložisek a všechny síly budou přepočítány.

První případ (síla břemene v blízkosti převodovky)



Obrázek 4.6 Zatížení výstupní hřídele (zátěžná síla v blízkosti převodovky)

$$R_2 \cdot 88,25 = \frac{F_r}{2} \cdot 88,25 + F_g \cdot 134,375 - R_3 \cdot 215,25$$

$$R_1 + R_2 + R_3 = F_r + F_g$$

$$R_1 = F_r \quad \text{předpoklad v místě A}$$

$$R_3 = F_g - R_2$$

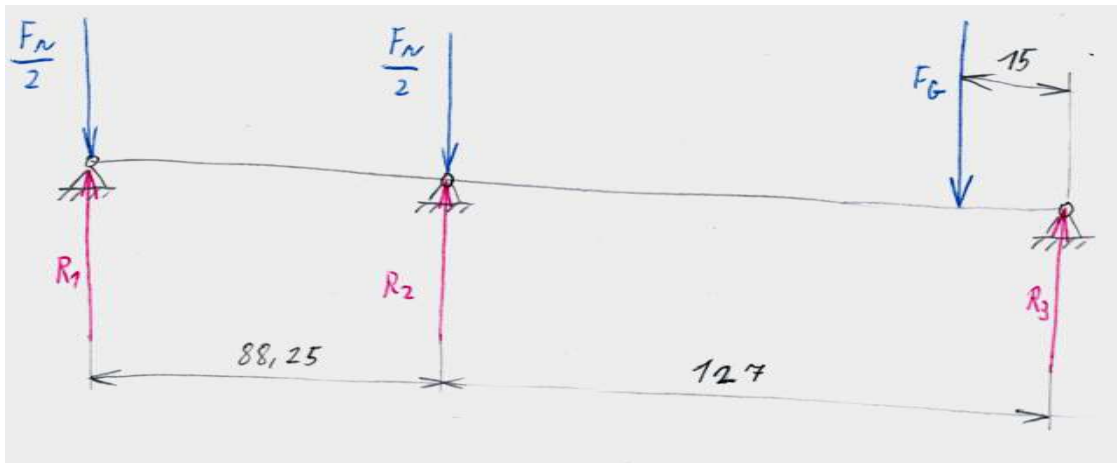
$$R_2 \cdot 88,25 = \frac{F_r}{2} \cdot 88,25 + F_g \cdot 134,375 - F_g \cdot 215,25 - R_2 \cdot 215,25$$

$$R_2 = -\frac{\frac{F_r}{2} \cdot 88,25 + F_g \cdot 80,05}{88,25 + 215,25} = -7022,5 \text{ N}$$

Radiální síla v ložisku převodovky blíže bubnu tedy bude  **$R_2 = 7022,5 \text{ N}$**



Druhý případ (síla břemene v blízkosti opěrného ložiska bubnu):



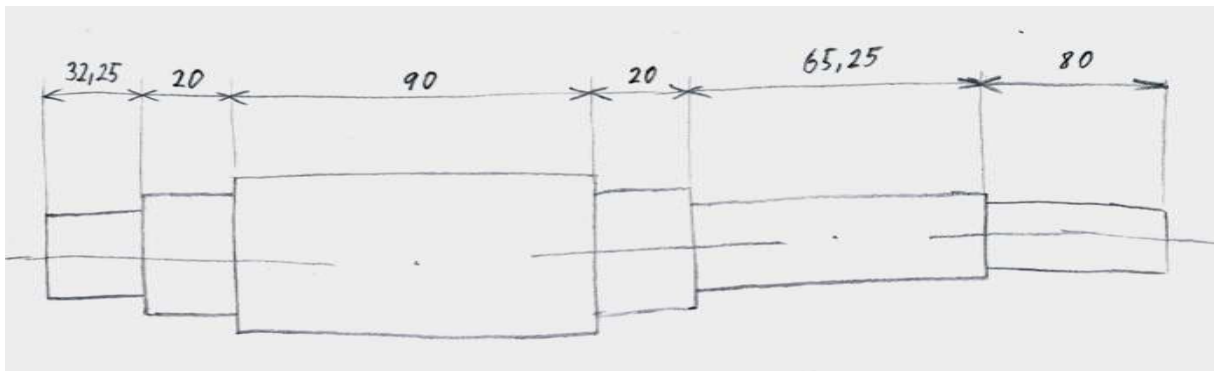
Obrázek 4.7 Zatížení výstupní hřídele (zátěžná síla v blízkosti opěrného ložiska)

$$R_3 \cdot 215,25 = \frac{F_r}{2} \cdot 88,25 + F_g \cdot 200,25 - R_2 \cdot 88,25$$

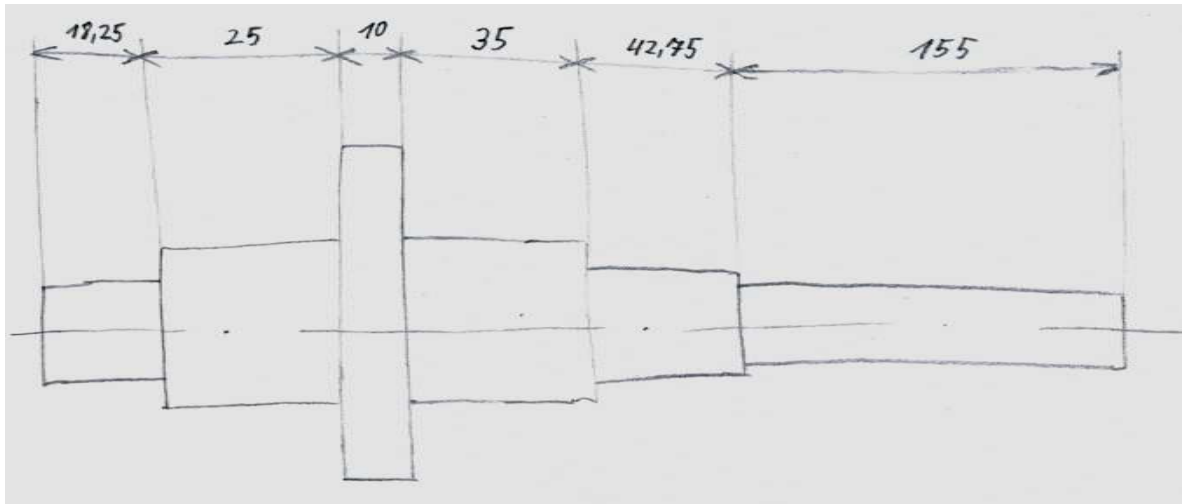
$$R_3 = \frac{\frac{F_r}{2} \cdot 88,25 + F_g \cdot 200,25 - R_2 \cdot 88,25}{215,25} = 20098,32N$$

Radiální síla v opěrném ložisku bubnu tedy bude  $R_3 = 20244,32N$

Vzhledem k tomu, že žádná ze sil po změně výpočtů nepřesahuje sílu, se kterou bylo původně počítáno, budou hřídele vyhovovat i při upravených rozměrech.



4.8 Rozměry vstupní hřídele



Obrázek 4.9 Rozměry výstupního hřídele

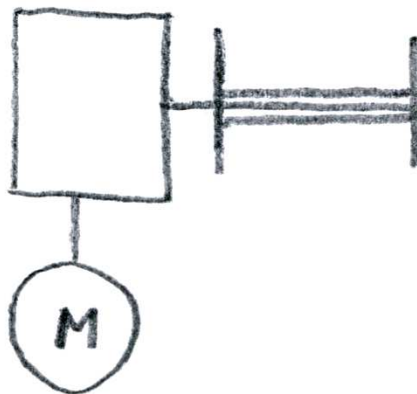
## Konstrukční návrh

Při konstrukčním návrhu navijáku budeme vycházet z předběžného návrhu zvolené varianty v odstavci 3. Varianty řešení. Budou uvedena konstrukční schémata převodovky a navijáku, podle kterých bude zařízení konstruováno.

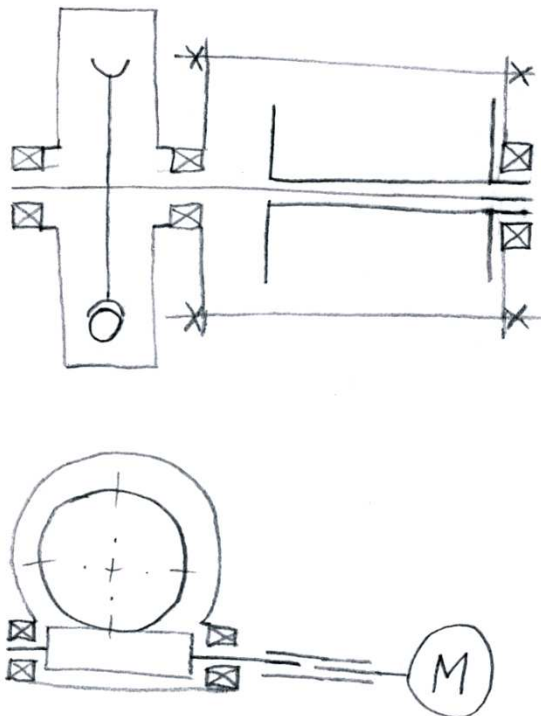
### Konstrukční návrh převodovky:

nejprve navrhnu převodovku a převodovou skříň zařízení, na kterou bude dále napojen navíjecí buben. Jak je již zřejmé z výpočtů, u převodovky byla navržena kuželíková ložiska, vzhledem k tomu bude navržena skříň převodovky.

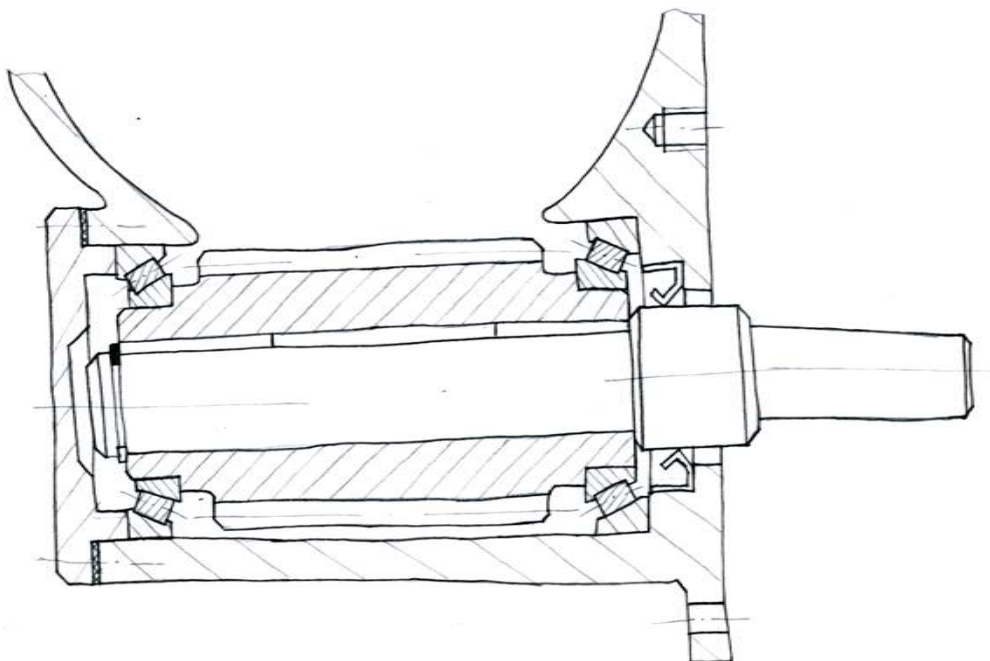
Skříň převodovky bude vyrobena jako odlitek z ČSN 42 2425, tento odlitek bude dále opracován na požadované rozměry. Skříň převodovky bude členem nosoucí elektromotor a bude nést veškerá zatížení vzniklá od šnekového převodu.



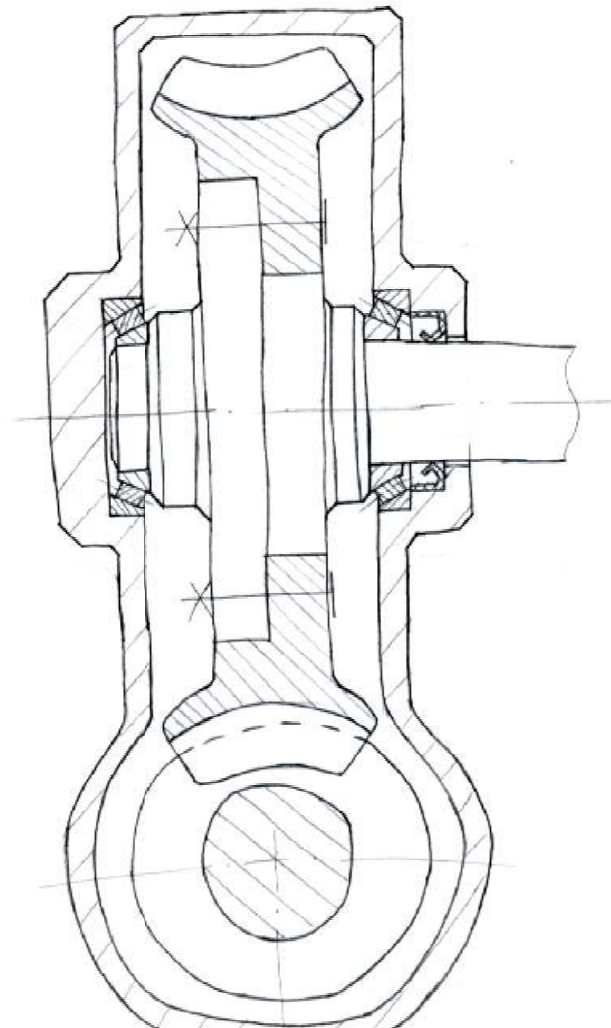
Obrázek 4.10 Rozvržení varianty



Obrázek 4.11 Uspořádání varianty



Obrázek 4.12 Uložení hnacího hřídele



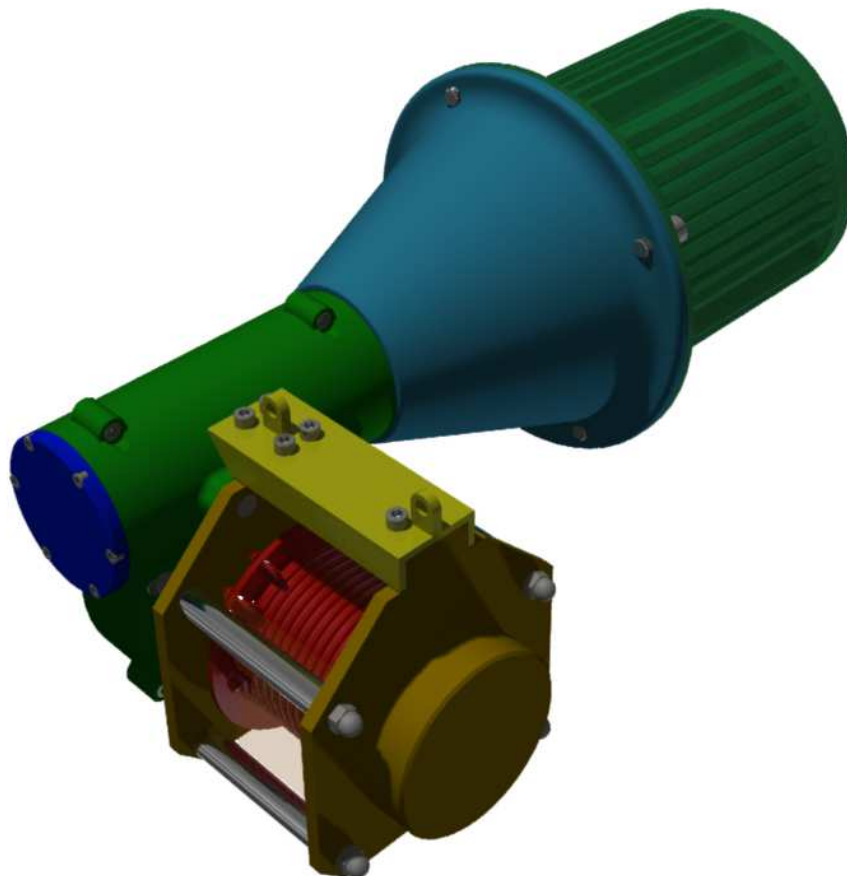
Obrázek 4.13 Uložení výstupního hřídele

### Konstrukční návrh navijáku:

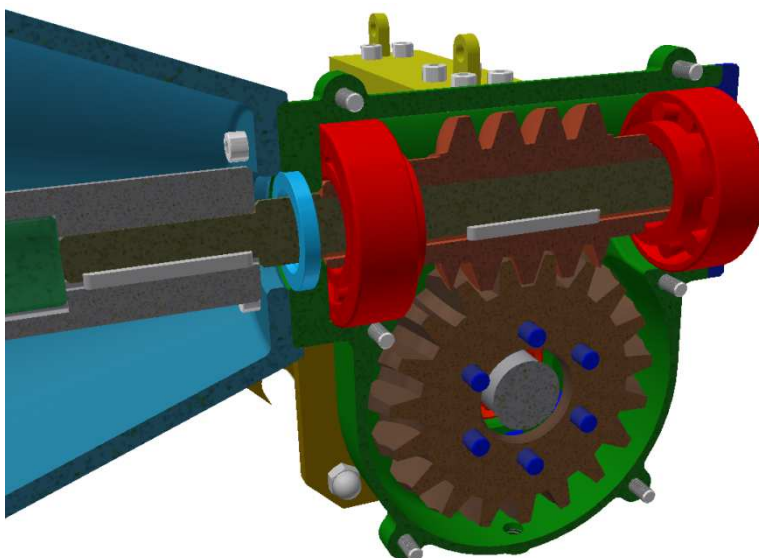
Samotný naviják se bude skládat z tvarových výpalků spojených pomocí trubek a závitových tyčí. Jedna strana navijáku bude pevně spojena s převodovkou a v druhé části bude umístěno opěrné ložisko navijecího bubnu. Naviják bude nosným členem, který dále ponese váhu převodovky včetně motoru a budou na něm vyrobeny úchyty pro uchycení celého lanového navijáku na potřebné místo.

### Model navijáku:

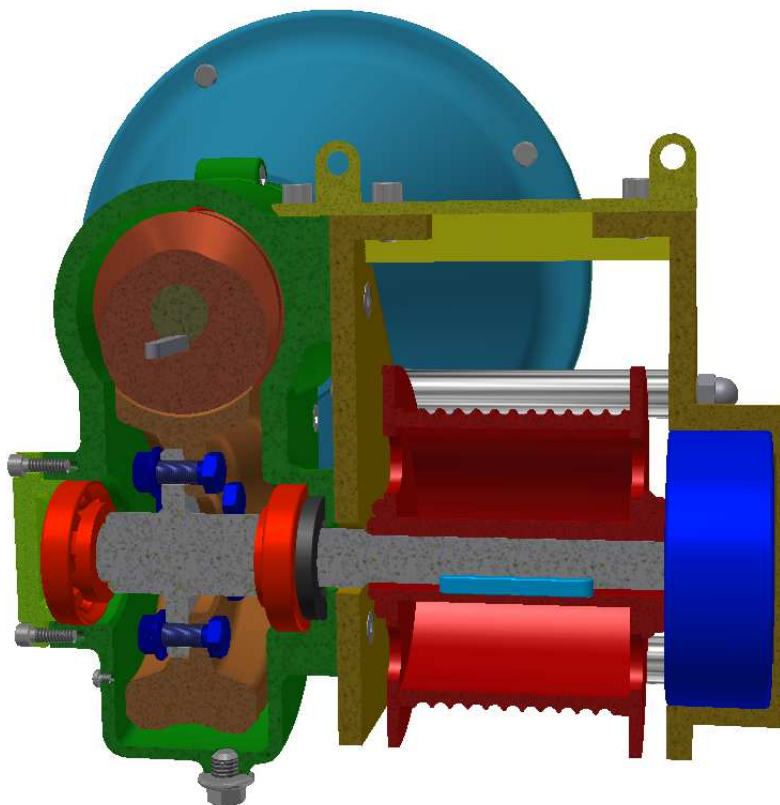
Podle uvedených skic a návrhů byl vytvořen stávající model celého navijáku. Skicy byly brány pouze jako předběžný návrh, model proto není přesnou kopií skic a byl ve většině věcí vylepšen. Dále budou uvedeny obrázky modelu, kde bude konstrukční návrh blíže předveden.



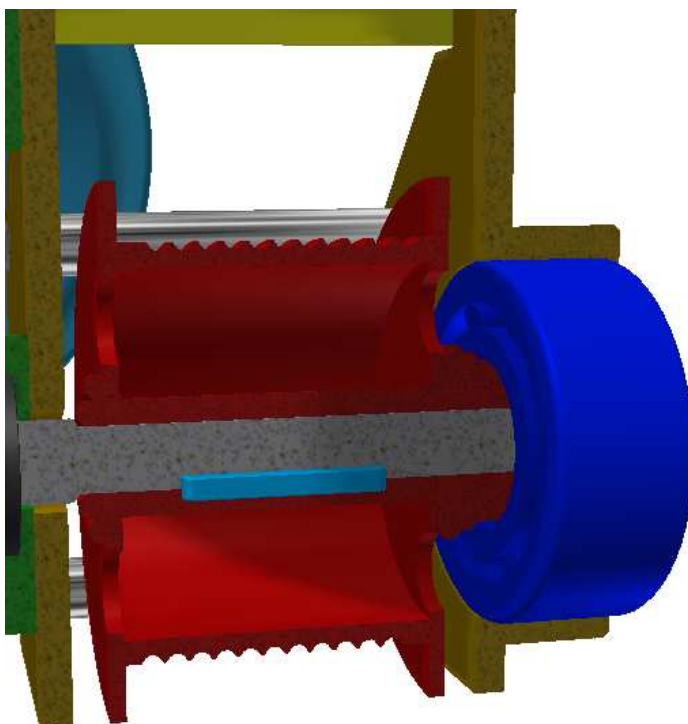
Obrázek 4.14 Celkový model navijáku



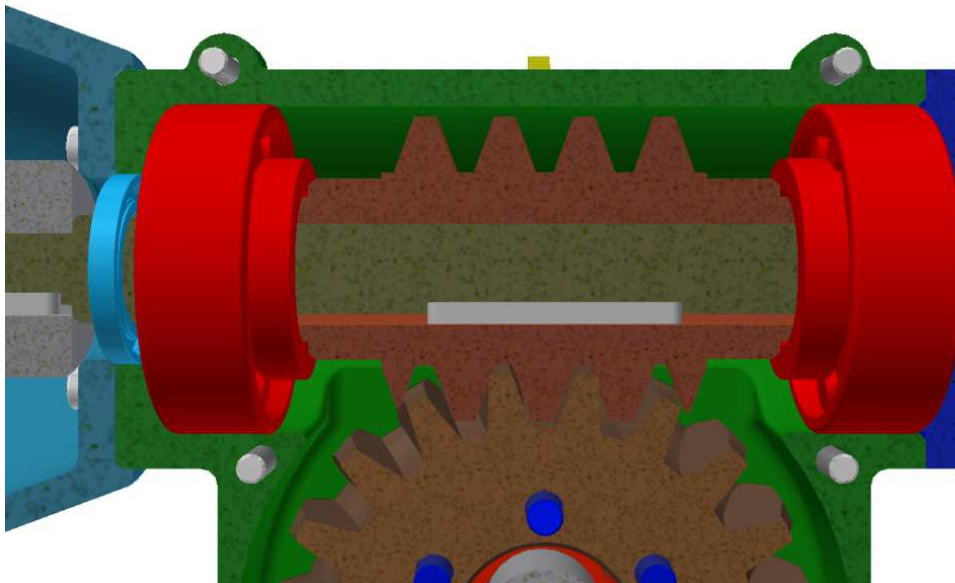
Obrázek 4.15 Uložení vstupního hřídele



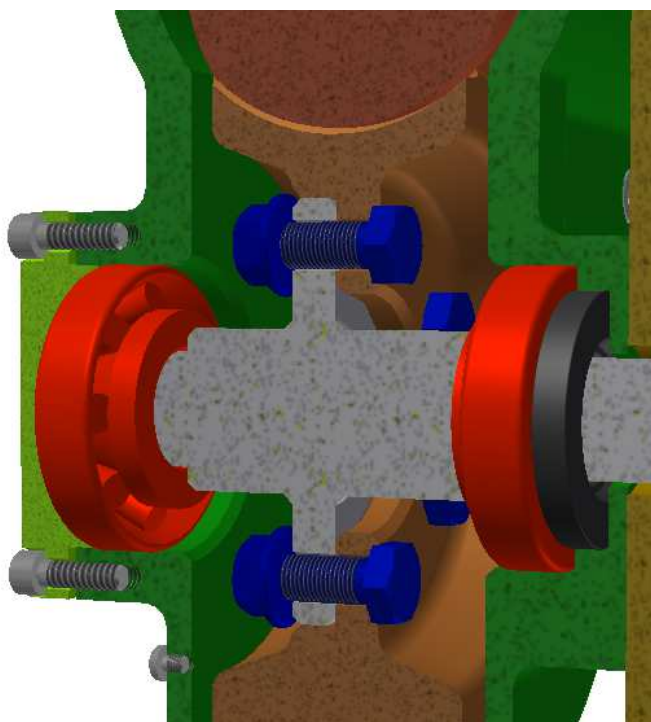
Obrázek 4.16 Uložení výstupního hřídele



Obrázek 4.17 Uložení bubnu



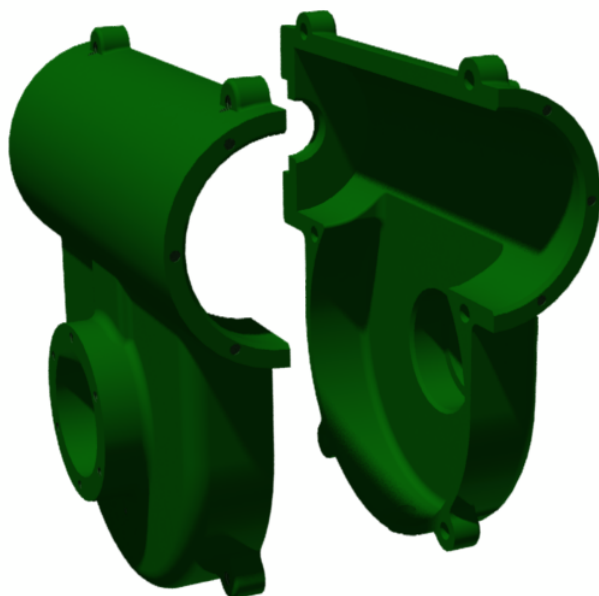
Obrázek 4.18 Uložení šneku



Obrázek 4.19 Uložení šnekového kola

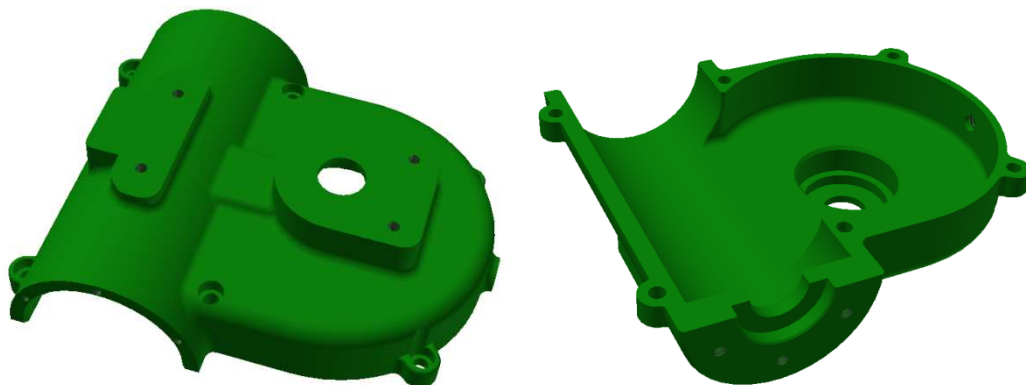


Obrázek 4.20 Navijecí buben

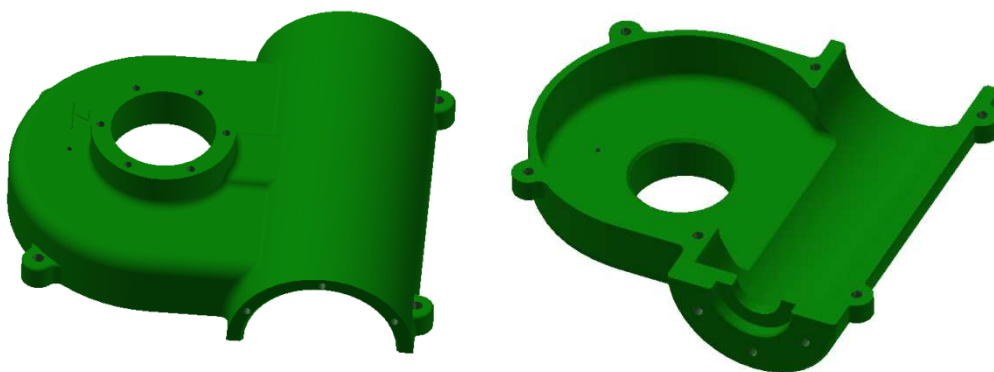


Obrázek 4.21 Skříň převodovky

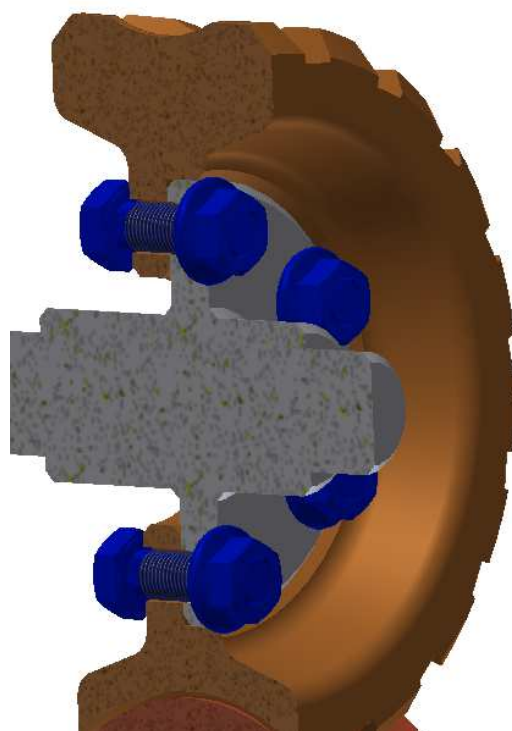




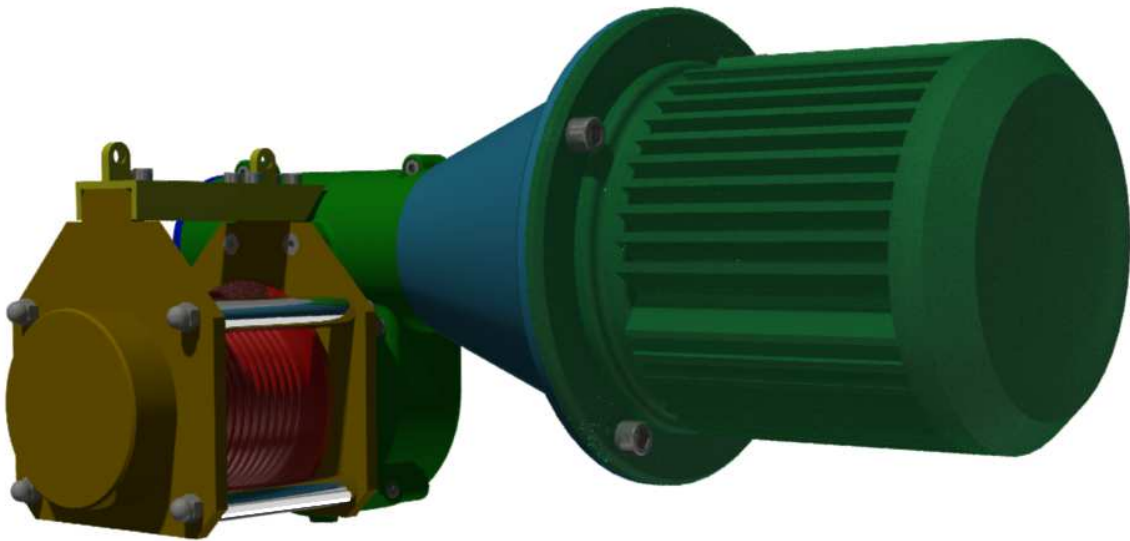
Obrázek 4.22 Pravá část skříně převodovky



Obrázek 4.23 Levá část skříně převodovky



4.24 Upevnění šnekového kola



Obrázek 4.25 Upevnění motoru

## 5. Závěr

Tato práce se zabývala především návrhem samotného navijáku a šnekového převodu tohoto navijáku. Nebyla tedy prováděna pevnostní kontrola skříně převodovky ani nosných profilů navijáku.

Z výpočtu účinnosti převodu a následně z výpočtu potřebného elektromotoru je patrné, že převážná část výkonu cca 60% je ztrátová. Z tohoto důvodu je u lanových navijáků využíváno čelní ozubení, které však není samosvorné, ale to je kompenzováno brzdou navijáku.

V práci nebylo řešeno mazání převodovky ani výběr oleje vhodného k tomuto účelu.

Dále nebyla v práci řešena elektroinstalace zařízení ani vypínání motoru, při navinutí celé délky lana.

Předepnutí kuželíkových ložisek bude docíleno pomocí dotažením šroubů přírub na požadovaný moment. Předepínací síla ložisek je stanovena výrobcem podle namáhání ložiska.

K práci jsou požadovány dva výkresy. Výkres sestavy celku a výkres sestavy převodovky. Tyto výkresy jsou uvedeny jako přílohy k samotné práci.

### Přílohy:

Výkres sestavy	001-KKS-000
Výkres sestavy převodovky	010-KKS-000

## 6. Použitá literatura

V případě rešerše a zmapování současné nabídky trhu byly využity internetové stránky a to z důvodu, že se jedná o nejaktuálnější zdroj informací.

Pro výpočty lana a lanového bubnu byla použita norma ČSN 27 1820 Kladky bubny a ocelová lana.

Pro výpočet šnekového převodu byla použita učebnice: Obecné strojn. části 2 (Jaroslav Krátký, Eva Krónerová, Stanislav Hosnedl)

Seznam použité literatury:

- [1] Jaroslav Krátký, Eva Krónerová, Stanislav Hosnedl. *Obecné strojn. části 2*. Plzeň: Západočeská univerzita 2011.
- [2] ČSN 27 1820 *Kladky bubny a ocelová lana*. Praha: Český normalizační institut, 1972
- [3] ČSN 27 0100 *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: Český normalizační institut, 1978.
- [4] ČSN ISO 8087 *Zdvihací zařízení, velikosti bubnů a kladek, mobilní jeřáby*. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [5] ČSN EN 14492 *Jeřáby – Vratky kladkostroje se strojn. pohonem*. Praha: Český normalizační institut, 2010.
- [6] Jan Leinveber, Pavel Vávra. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albatros, 2003

## 7. Internetové odkazy

Jako zdroj obrázků byly použity internetové stránky:

- [1] <http://www.zbozi.cz/vyrobek/proma-ln-600-lanovy/>
- [2] <http://www.zbozi.cz/vyrobek/scheppach-hrs-250-zluty/>
- [3] <http://www.mitcalc.cz/images/spurgear2dx.gif>
- [4] <http://www.mitcalc.cz/images/bevelgear.jpg>
- [5] <http://www.mitcalc.cz/images/spurgear3dx.gif>
- [6] <http://www.mitcalc.cz/images/wormgear1.gif>
- [7] <http://www.tradesystem.cz/img/rucni-navijaky.jpg>
- [8] [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/3/3a/Silniki\\_by\\_Zureks.jpg/350px-Silniki\\_by\\_Zureks.jpg](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/3/3a/Silniki_by_Zureks.jpg/350px-Silniki_by_Zureks.jpg)

[9] <http://www.bzcranes.cz/sluzby/>

[10] <http://www.svartop.cz/zvedaci-zarizeni/zvedak-lanovy-bt-eh-1000-blue-einhell>

[11] Jaroslav Krátký, Eva Krónerová, Stanislav Hosnedl. *Obecné strojn. části 2*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2011. Str.:150, obr.: 2.9-26