



FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE

## Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu zdvihacího ústrojí stavebního  
věžového jeřábu

Design of the drive mechanism of the  
construction tower crane

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Viktor Budoš

**Studijní program:** B2341 Strojírenství

**Studijní obor:** 3901R051 Konstrukce podporovaná počítačem

**Vedoucí práce:** Ing. Zdeněk Češpíro Ph.D.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Budoš** Jméno: **Viktor** Osobní číslo: **466406**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Strojírenství**  
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

### II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh pohonu zdvihacího ústrojí stavebního věžového jeřábu**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of the drive mechanism of the construction tower crane**

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte uspořádání zdvihacího ústrojí jeřábu a jeho pohonu. Zpracujte konstrukční návrh pohonu ústrojí, které je složeno z motoru s brzdou, převodovky a lanového bubnu.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **15.04.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **29.05.2020**

Platnost zadání bakalářské práce:

  
Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
Ing. František Lopot, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

27.5.2020

Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## Anotace

Jméno autora:	Viktor Budoš
Název práce:	Návrh pohonu zdvihacího ústrojí věžového stavebního jeřábu.
Název v angličtině:	Design of the drive mechanism of the construction tower crane.
Rok:	2020
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a části strojů
Vedoucí práce:	Ing. Zdeněk Češpíro Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 61 Počet obrázků: 36 Počet tabulek: 49 Počet příloh: 14
Klíčová slova:	Věžový jeřáb, Ocelové lano, Převodovka, Brzda Hřídelová spojka, Lanový buben
Key words:	Tower crane, Steel rope, Gear box, Brake, Shaft coupling, Rope drum

### Abstrakt:

Cílem práce je návrh pohonu zdvihacího ústrojí, které se skládá z elektromotoru, převodovky, brzdy, lanovkového bubnu a spojek. Jednotka bude dimenzovaná na zdvih maximálního břemene 5[t]. Součástí práce bude výkres sestavy a vybraných dílů.

### Abstract:

The purpose of work is design the drive mechanism of the lifting system which contains electric motor, gear box, brake, rope drum and couplings. The lifting unit will be dimensioned to lift maximal weight 5[t]. The part of this design will be drawing of assembly and selected parts.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci s názvem „Návrh pohonu zdvihacího zařízení věžového stavebního jeřábu“ vypracoval samostatně pod taktovkou Ing. Zdeňka Češpíra, Ph. D, s použitím literatury, která je uvedená na konci mé bakalářské práce.

.....

Podpis



## Poděkování:

Touto cestou bych chtěl poděkovat mému vedoucímu Ing. Zdeňku Češpírovi Ph. D, za odborné vedení bakalářské práce, a to i ve stížených podmínkách korona virové pandemie.

## Obsah

1. Úvod .....	1
2. Teoretická část práce .....	2
2.1. Rozdělení zdvihacího zařízení .....	2
2.2. Rozdělení jeřábů .....	2
2.3. Věžové jeřáby .....	2
2.4. Dělení věžových jeřábů .....	3
2.4.1. Základní rozdělení .....	3
2.4.1.1. Nosnost .....	3
2.4.1.2. Ocelová konstrukce .....	3
2.4.1.3. Mechanismus jeřábu .....	3
2.4.2. Jednotlivé komponenty věžových jeřábů .....	4
2.4.3. Ukotvení podvozku jeřábu .....	4
2.4.4. Konstrukce věže jeřábu .....	6
2.4.5. Výložník a proti závaží .....	6
2.4.6. Otoč jeřábu .....	7
2.4.7. Zdvihací jednotka .....	8
2.4.7.1. Konstrukční uspořádání jeřábové jednotky .....	9
2.5. Jeřábová kočka .....	9
2.6. Ocelová Lana .....	10
2.6.1. Konstrukce ocelových lan .....	10
2.6.1.1. Jedno pramenná .....	11
2.6.1.2. Více pramenná .....	11
2.6.2. Lana umrtvená .....	12
2.6.3. Lana netočivá .....	12
2.6.4. Typy lan .....	12
2.6.4.1. Standartní .....	12
2.6.4.2. SEAL .....	12
2.6.4.3. Warrington .....	13
2.6.4.4. Herkules .....	13
2.7. Spojky .....	13
2.7.1. Poddajné spojky .....	13
2.7.2. Pevné spojky .....	14
2.7.3. Kluzné spojky .....	14
2.7.4. Výsuvné spojky .....	14
2.8. Převodovka .....	15
2.9. Brzdy .....	15
2.9.1. Regulační brzdy .....	15
2.9.2. Stavěcí brzdy .....	15
2.10. Pohon jeřábu .....	16
2.10.1. Trojfázové asynchronní motory .....	16
3. Praktická část bakalářské práce .....	17

3.1.	Počáteční parametry .....	17
3.2.	Určení skupiny mechanismu.....	17
3.2.1.	Zhodnocení provozních činitelů .....	17
3.3.	Určení síly v lanech a síly na buben.....	18
3.4.	Výběr a kontrola lana.....	18
3.5.	Určení výkonu na bubnu a potřebný výkon elektromotoru.....	19
3.6.	Volba elektromotoru .....	19
3.6.1.	Zrychlení elektro motoru .....	19
3.7.	Návrh převodovky .....	20
3.7.1.	Návrh převodového poměru.....	20
3.7.2.	Výpočet nové rychlosti bubnu .....	21
3.7.3.	Výpočet kroutícího momentu na hřídelích .....	21
3.7.4.	Výpočet otáček hřídelí.....	21
3.7.5.	Předběžný návrh průměru hřídelů z krutu .....	21
3.7.6.	Návrh ozubení.....	22
3.7.7.	Korekce soukolí.....	23
3.7.8.	Kontrola ozubení dle ISO 6336 .....	24
3.7.9.	Silové poměry v převodovce .....	24
3.7.10.	Schéma sil v ozubení a reakcí v ložiscích.....	25
3.7.11.	Výpočet ložisek .....	26
3.7.11.1.	Ložisko A .....	26
3.7.11.2.	Ložisko B .....	27
3.7.11.3.	Ložisko C .....	27
3.7.11.4.	Ložisko D .....	28
3.7.11.5.	Dopočet reakcí na ložisku E a F.....	28
3.7.11.6.	Ložisko E .....	29
3.7.11.7.	Ložisko F.....	29
3.7.12.	Přenos kroutícího momentu .....	30
3.7.13.	Pevnostní analýza hřídelů.....	32
3.7.13.1.	Použitý materiál pro hřídele.....	32
3.7.13.2.	Statická kontrola hřídelů.....	33
3.7.13.3.	Dynamická kontrola hřídelů .....	33
3.7.14.	Průhyb hřídelů .....	36
3.7.15.	Natočení hřídelů .....	37
3.8.	Návrh čelistové brzdy.....	38
3.8.1.	Výpočet bezpečnosti .....	38
3.8.2.	Výpočet doby brzdění.....	39
3.8.2.1.	Brzdící doba při spouštění.....	39
3.8.2.2.	Brzdící doba zvedání.....	39
3.8.3.	Výpočet oteplení brzdy.....	39
3.8.3.1.	Teplo vzniklé za hodinu .....	40
3.8.3.2.	Výpočet odvedeného tepla .....	40



3.9.	Návrh spojky s brzdným kotoučem .....	43
3.10.	Návrh bubnové spojky .....	44
3.11.	Kontrola per .....	45
3.11.1.	Přírubová spojka se vstupem do převodovky .....	45
3.11.2.	Bubnová spojka.....	45
3.12.	Návrh lanového bubnu.....	46
3.12.1.	Výpočet silových účinků na bubnu .....	47
3.12.2.	Pevnostní výpočet bubnu .....	48
3.12.3.	Kontrola ložiska.....	49
3.12.4.	Kontrola čepu ložiska .....	51
4.	Závěr.....	52
	Bibliografie.....	53
	Seznam použitých tabulek.....	55
	Seznam použitých obrázků .....	56
	Seznam použitých symbolů a zkratek .....	57
	Seznam příloh.....	62



## 1. Úvod

Jeřáb je transportní stroj, který má za práci zvedat těžká či lehká břemena do různých výšek, čehož by člověk sám schopný nebyl.

V teoretické části bakalářské práce se budu zprvu zabývat funkcí a konstrukcí věžového jeřábu. Poté popíšu komponenty pohonu zdvihací jednotky, jako je například elektromotor, nebo brzda. V teoretické části také popíšu typy použitelných ocelových lan a jejich vlastnosti.

V praktické části bakalářské práce budou popsány postupy a výpočty použité při konstrukci jednotlivých komponent pohonu zdvihací jednotky věžového stavebního jeřábu.

Cílem této práce je zkonstruovat pohon zdvihací jednotky s ohledem na funkčnost a bezpečnost.

## 2. Teoretická část práce

Jelikož je jeřáb zdvihací zařízení, je vhodné si popsat, jak se tyto zařízení rozdělují. A poté popsat jednotlivé možné použitelné komponenty.

### 2.1. Rozdělení zdvihacího zařízení

Zdvihací zařízení můžeme rozdělit podle pracovní vzdálenosti, způsobu práce a konstrukčního provedení na tři kategorie

- zdvihadla (pracují ve svislém směru).
- jeřáby (pracují ve svislém a vodorovném směru ve vymezeném pracovním prostoru).
- výtahy: (pracují ve svislém směru, určeno převážně pro přepravu osob). [1].

### 2.2. Rozdělení jeřábů

Jeřáby dále rozlišujeme podle tvaru, typu pohonu a mobility.

- tvar jeřábu (jeřáby dělíme podle tvaru jeho nosné konstrukce, např. portálový, věžový, mostový, lanový, konzolový, plovoucí, portálový).
- druh pohonu (spalovací, elektrický, hydraulický, pneumatický, ruční motor).
- mobilita (jeřáby mohou být pojízdné, nepojízdné, otočné, plovoucí, nebo kombinace předešlých pohybů).
- použití (jeřáby dělíme podle toho, co transportují, na jeřáby stavební, železniční, hutní, dílenský atd. [1]).

### 2.3. Věžové jeřáby

Věžové jeřáby slouží převážně na stavbách, nebo v přístavu, kde manipulují s kontejnery. Při stavbě výškových budov jsou nezaměnitelné.



Obrázek 1 Jeřáb při stavbě [2]

## **2.4. Dělení věžových jeřábů**

Typů věžových jeřábů je mnoho. Nejčastěji je dělíme podle konstrukčního provedení a funkčnosti. V této kapitole 2.4 rozeberu základní konstrukční uspořádání jeřábu s tím, že posléze se bude práce zabývat jenom konstrukčním uspořádání zdvihací jednotky a prvků k ní stažené.

### **2.4.1. Základní rozdělení**

Elementárně můžeme jeřáb rozdělit podle třech kritérií [1].

#### **2.4.1.1. Nosnost**

Stavební věžové jeřáby dělíme podle nosnosti na:

- lehké do 2 [t]
- střední do 5[t]
- těžké do 50[t]

#### **2.4.1.2. Ocelová konstrukce**

Při návrhu jejich ocelových konstrukcí dělíme jeřáby do čtyř skupin, značeno I-IV. Pro zařazení ocelové konstrukce zohledňujeme tyto parametry:

- počet pracovních cyklů za rok
- poměrné zatížení
- dynamické účinky
- zdvihací rychlost

#### **2.4.1.3. Mechanismus jeřábu**

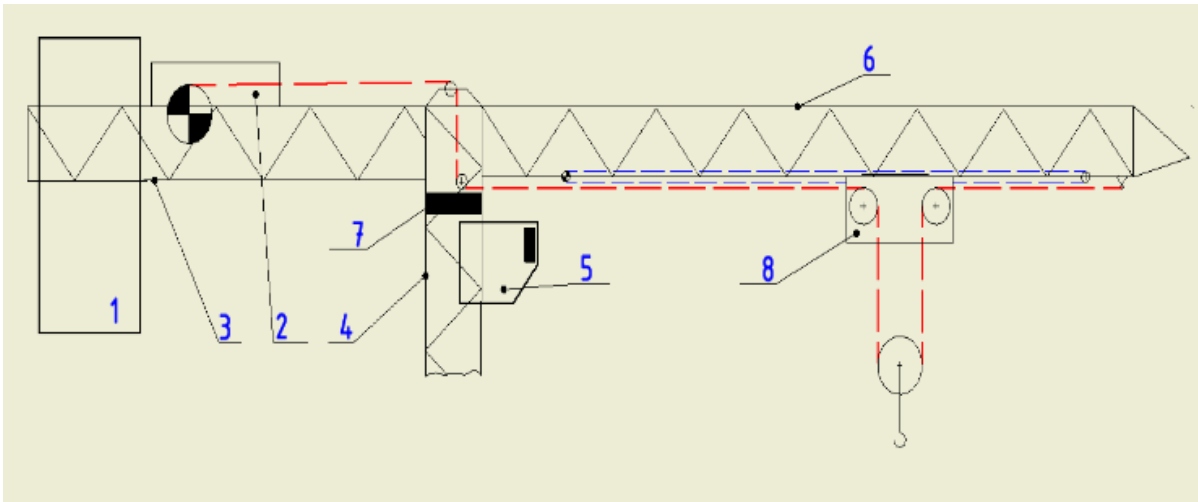
Jako u ocelové konstrukce dělíme mechanické ústrojí jeřábu na čtyři skupiny. Při určování třídy mechanismu jeřábu zohledňujeme tyto parametry:

- počet pracovních cyklů mechanismu jeřábu za rok
- poměrné zatížení
- zdvihací rychlost

Výpočet třídy mechanismu bude proveden v kapitole 3.2.

### 2.4.2. Jednotlivé komponenty věžových jeřábů

Věžový jeřáb se skládá z několika zásadních částí.



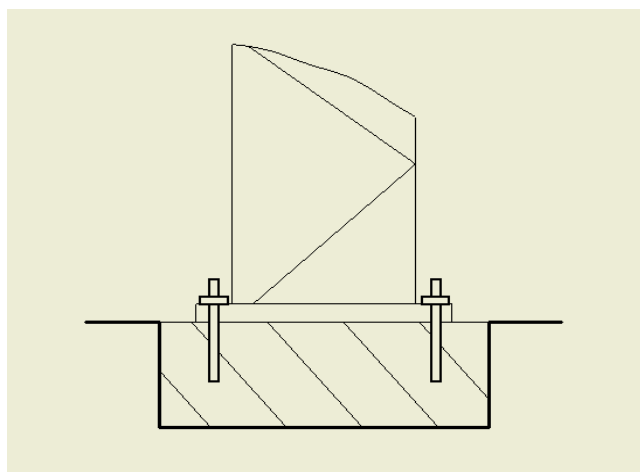
Obrázek 2 Schéma věžového jeřábu s vodorovným výložníkem "Flat-top"

1. Proti závaží (vyvažuje klopný moment od břemena).
2. Zdvihací jednotka jeřábu (vykonává zdvih).
3. Proti výložník (druhé rameno jeřábu nesoucí proti závaží a zdvihací jednotku).
4. Věž jeřábu (výšková konstrukce jeřábu).
5. Kabina (kabina pro pracovníky obsluhující jeřáb).
6. Výložník (pracovní rameno jeřábu).
7. Otoč (umožňuje jeřábu otáčet se kolem osy věže).
8. Jeřábová kočka (jeřábový vozík, díky kterému můžeme manipulovat s hákem ve směru výložníku) [1].

### 2.4.3. Ukotvení podvozku jeřábu

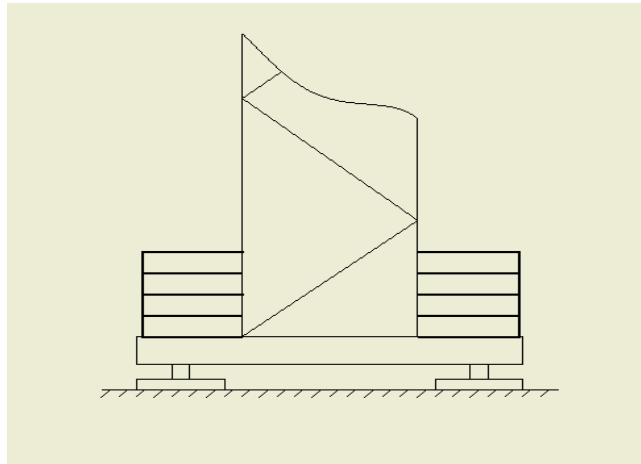
Jeřábová konstrukce může být dvojího typu, a to buď pojízdná, nebo stacionární.

- Stacionární ukotvení (podvozek je ukotven do odlitého betonového bloku)



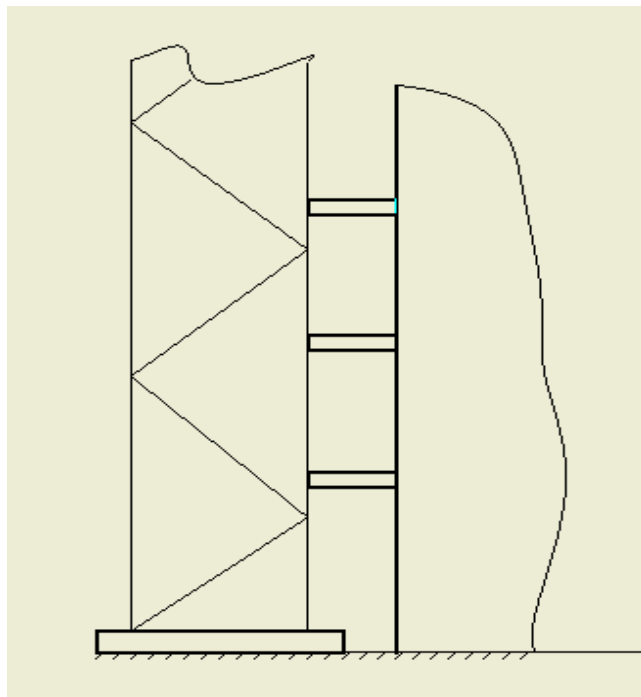
Obrázek 3 Ukotvený podvozek

- Nestacionární ukotvení (Podvozek jeřábu je zatížen závažím, které jeřáb stabilizuje. Závaží u podvozku nazýváme závaží centrální, závaží naproti výložníku protizávaží.) viz. Obrázek č. 4



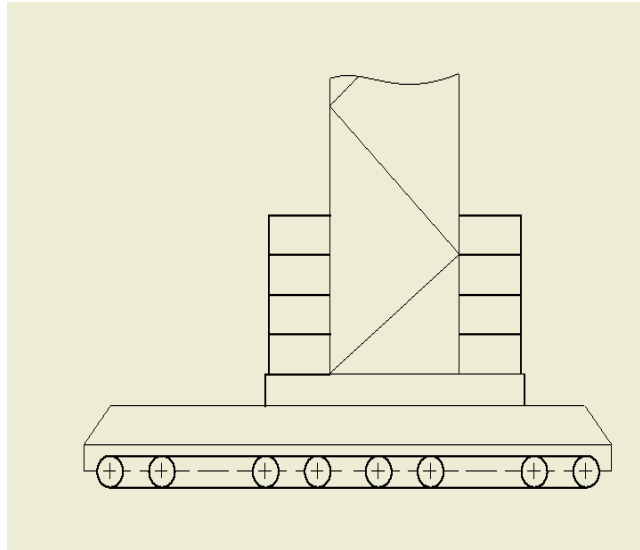
*Obrázek 4 Neukotvený zatížený podvozek*

- Stacionární ukotvení k budově (Tělo jeřábové věže je připevněno ke stavbě. Zpravidla se toto využívá s kombinací buď pro podvozek napevno ukotvený do betonu, nebo pro zatížený neukotvený podvozek. Použití se týká již vyšších staveb, kde je potřeba zajistit stabilitu jeřábu.) viz. Obrázek č. 5



*Obrázek 5 Ukotvený jeřáb k budově*

- Mobilní konstrukce realizovaná pomocí kol, kolejí, nebo pásu (pro vyšší nosnost je třeba využít kolejí) [1].viz. Obrázek č. 6



*Obrázek 6 Pojízdný podvozek jeřábu*

#### **2.4.4. Konstrukce věže jeřábu**

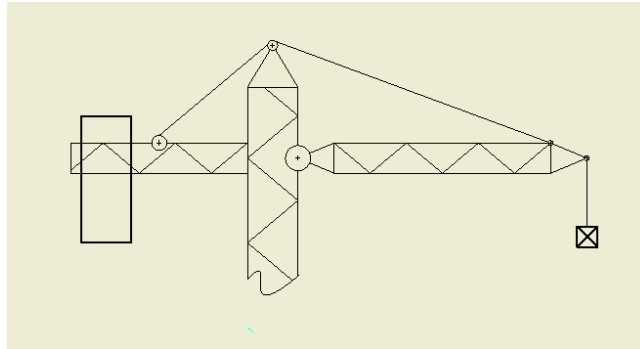
Jeřabové věže můžeme rozdělit na tři provedení:

- Šplhavá konstrukce (Jedná se o příhradovou konstrukcí doplněnou o tzv. šplhavou konstrukci, díky které může jeřáb libovolně růst. Tato konstrukce umožní hydraulicky nadzvednout vrchní část jeřábu a jednoduše vsunout další příhradovou konstrukci do věže. Jeřáb tak může neomezeně růst dle potřeby.)
- Sloupová konstrukce (Používané pro menší nosnosti jeřábů, jedná se o ocelový, tenkostěnný, čtvercový, nebo trubkový profil. Většinou 2-3 díly teleskopicky v sobě.)
- Příhradová konstrukce (Jedná se o konstrukci stavebnicového typu, kdy se díly stavebnice montují na sebe. Profil bývá nejčastěji čtvercový.) [1]

#### **2.4.5. Výložník a proti závaží**

Výložník umožňuje pohyb jeřabové kočce a tím pádem i závaží ve vodorovném směru. Konstrukce výložníku může být v několika variantách:

- Výložník vodorovný (viz. Obrázek č. 2. Jedná se o provedení Flat-top, kdy je odstraněna jeřabová špice. Absence jeřabové špice tak zvětší pracovní prostor pro další jeřáby.)
- Výložník klopný (Výložník je upevněn v kloubu a je zdvihán lanem z proti-výložníku. V tomhle provedení oproti Obrázku 2 je použita jeřabová špice, přes kterou je vedeno lano, které zvedá výložník. Vzhledem k naklápění výložníku se tažená kočka nepoužívá.) – viz obr. č. 7



Obrázek 7 Klopný výložník

- Výložník lomený (Jeřáb obsahuje více klopných výložníků, které jsou kloubově uloženy, a lze s nimi otáčet nezávisle na sobě. Jeřáb se tak dostane do větší výšky. Výkonově jsou pak tyto jeřáby náročnější o to, že kromě závaží ve velké výšce je třeba zvedat výložníky.) [1]

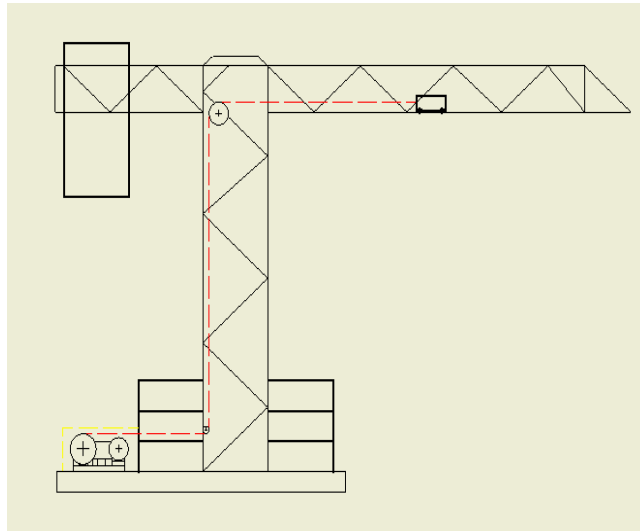
#### 2.4.6. Otoč jeřábu

Jedná se o mechanismus, který otáčí jeřáb kolem osy jeřábové věže. Podle jeho polohy dělíme jeřáby na dva typy:

- Jeřáb s dolní otočí (Otoč se nachází nad podvozkem. To znamená, že při otáčení se otáčí jak věž, tak i výložník. Toto konstrukční uspořádání se používá jen u malých jeřábů, u velkých se nepoužívá.)
- Jeřáb s horní otočí (Viz. Obrázek 2 pozice 7. Otoč se nachází těsně pod výložníkem. Otáčí se tak pouze výložník.) [1]

### 2.4.7. Zdvihací jednotka

Zdvihací jednotka jeřábu přes systém kladek zdvihá břemeno. Skládá se z motoru (obvykle asynchronní elektrický motor), brzdy, spojky, převodovky a bubnu, ze kterého je lano navíjeno či odvíjeno přes kladky až ke kočce k háku. A v neposlední řadě z nosné konstrukce, na které je zdvihací jednotka upevněna. Zdvihací jednotka je obvykle umístěná buď na podvozku, nebo naproti výložníku. [1]



*Obrázek 8 Zdvihací jednotka na podvozku*

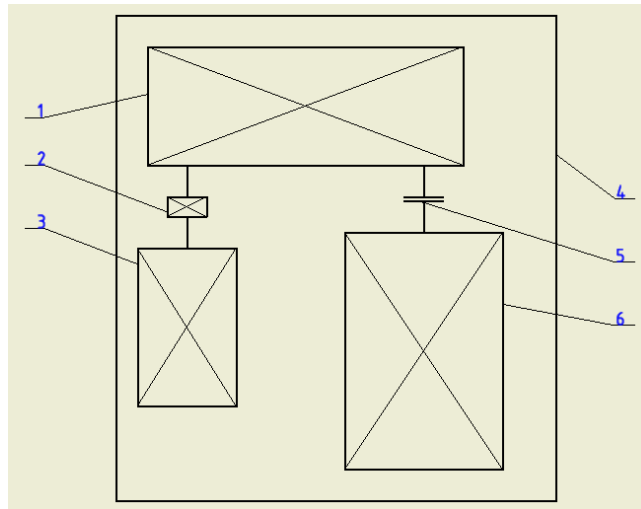


*Obrázek 9 Zdvihací jednotka umístěná naproti výložníku [3]*



### 2.4.7.1. Konstrukční uspořádání jeřábové jednotky

Klasické uspořádání vidíme na obrázku č. 10.



Obrázek 10 Schéma zdvihací jednotky

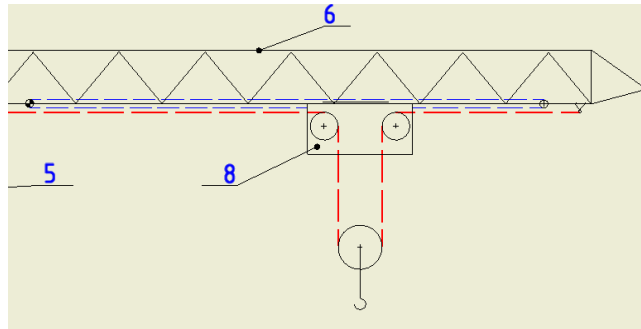
1. Převodovka (na obrázku vidíme převodovku složenou z čelních kol.)
2. Brzda (regulační brzda například čelistová.)
3. Motor (Používají se nejčastěji elektrické asynchronní motory.)
4. Nosná konstrukce (Svařenec, který ukotví a uspořádá všechny jednotky v jeden celek.)
5. Spojka (zajistí přenos kroutícího momentu z převodovky na buben.)
6. Lanový buben (Výstup celé jednotky.)

### 2.5. Jeřábová kočka

Jeřábová kočka umožňuje přesouvání nákladu na výložníku. U věžových jeřábů se setkáme s kočkou tzv. taženou.

U klasických koček, např. u mostových jeřábů, realizují, jak posuv závaží, kde kočka disponuje vlastním z pravidla elektrický motorem, tak i zdvih břemene.

Tažená kočka používaná u věžového jeřábu umožňuje pojíždět po výložníku, kde je kočka tažena navíjením lana na buben. (Lano – čárkovaně modré)



*Obrázek 11 detail obrázku 2*

Zdvih je realizován přes zdvihací jednotku, která navíjí, či odvíjí lano na bubnu. Lano vede z bubnu přes systém kladek až ke kočce. (Lano – čárkovaně červené) Viz. Obrázek č. 2.



*Obrázek 12 Jeřábová kočka [4]*

## **2.6. Ocelová Lana**

K jeřábům neodmyslitelně patří ocelová lana, která působí jako hlavní nosný prvek. Ocelová lana jsou zatěžována tahem a jsou podle něj dimenzována. Zatěžováním ohybem při navíjení na kladky vzniká komplikovaná napjatost.

Lana dělíme primárně na:

- Pohyblivé lana (Při práci je lano v pohybu a je ohýbáno přes kladky a bubny. Příkladem je lano, kterým je zdviháno závaží.)
- Nepohyblivé lana (Lano je buď zatíženo, nebo je v klidu, ale nepohybuje se. Příkladem je lanový jeřáb, na kterém se jeřábová jednotka pohybuje po laně [1].)

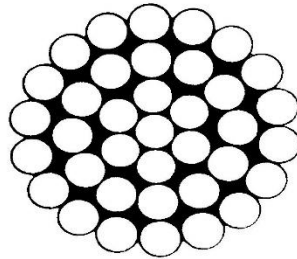
### **2.6.1. Konstrukce ocelových lan**

Dráty jsou splétány do šroubovice, profil lana je kruhový. Při použití lana v korozivním prostředí, například u moře, se dráty pozinkují. V opačném případě se používají lana holé. Ocelové lana rozdělíme podle počtu pramenů, ze kterých jsou spleteny [1].

### 2.6.1.1. Jedno pramenná

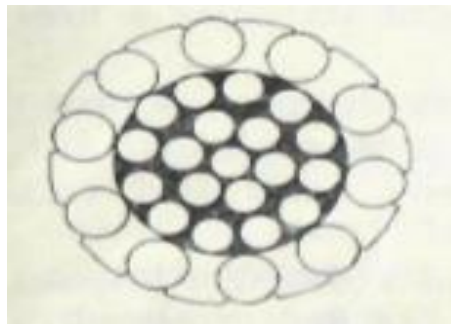
Používá se hlavně u lan nepohyblivých. Podle profilu lana ještě rozdělíme na:

- Lano jednopramenné otevřené (Možnost vniknutí vody, při porušení lana prasklé drátky vyčnívají, a proto lze poruchu lehce odhalit



Obrázek 13 Jednopramenné lano [5]

- Lano jednopramenné polouzavřené, nebo uzavřené (Dráty jsou do sebe spleteny tak, že přes povrch se již nedostane voda, ale při poruše nevyčnívají dráty [1].)



Obrázek 14 Lano polouzavřené [1]

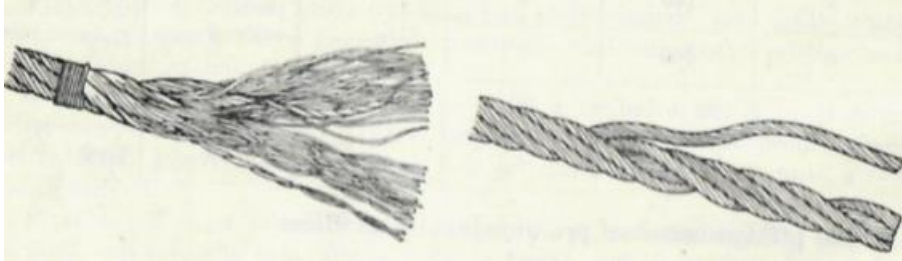
### 2.6.1.2. Více pramenná

Použití hlavně u pohyblivých lan. Konstrukce se skládá z více drátů spletených do šroubovice, kde uprostřed je duše. Počet pramenů uspořádaných v laně je dán jednoduchým vzorcem  $6 \cdot (1 + 9 + 9) + v$ . V závorce je počet drátů v jednotlivých vrstvách, za závorkou je značka vložky duše. Duše bývá z juty, nebo konopí napuštěné mazivem, které chrání lano před korozi. Smysl vinutí drátů v pramenech může být souměrný, nebo nesouměrný se smyslem vinutí jednotlivých pramenů. Prameny mohou mít smysl pravý, nebo levý. Mezi více pramenná lana patří například lana konstrukce SEAL, Herkules, Warrington...

- Stejnoseměrná lana (Lano tvoří smyčky, je měkčí a má větší životnost. Při zatížení se více prodlužuje. Použití je u případů, kdy bývá lano permanentně zatížené.)
- Protiseměrná lana (Méně se zkrucují, ale mají menší životnost než lana stejnoseměrná [1].)

### 2.6.2. Lana umrtvená

Dráty ocelového lana spletené do šroubovice nesou zbytkové napětí, které se po přeseknutí lana projeví rozpletením drátů. Lano umrtvené, je lano, které po spletení několikrát ohneme, tak aby se uvolnila zbytková napětí. Výsledek je patrný z obrázku [1].



Obrázek 15 Vlevo lano normální po přeseknutí a vpravo lano umrtvené [1]

### 2.6.3. Lana netočivá

Tahovým působením na šroubovici tvořenou z drátů způsobujeme jejich napřimování, a to má za následek natáčení lana. Nejhůře jsou na tom lana stejnosměrně vinutá, protože dráty v pramenech mají stejný smysl, proto je potřeba je udržovat zatížené. Lana netočivá se skládají z několika po sobě jdoucích vrstev pramenů, které mají opačné smysly vinutí. Otáčivé účinky se, tak eliminují [1].

### 2.6.4. Typy lan

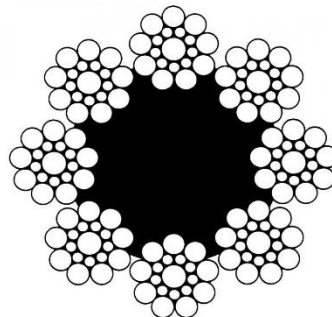
V následujících kapitolách popíšu, některé typy lan, které se využívají v praxi.

#### 2.6.4.1. Standartní

Vinuté klasickým způsobem o menším počtu drátů stejného průměru. Jsou odolná proti otěru, ale málo ohebná [1]. Viz obrázek 13.

#### 2.6.4.2. SEAL

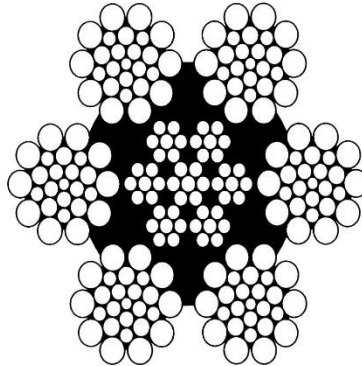
Skládá se z několika vrstev, v každé vrstvě je stejný počet drátů o stejném průměru. Dráty jsou souběžně vedené. Lano má přímkový styk. Vyznačují se dobrou životností a lepší odolností proti otěru než standartní lana [1].



Obrázek 16 Lano SEAL [6]

### 2.6.4.3. Warrington

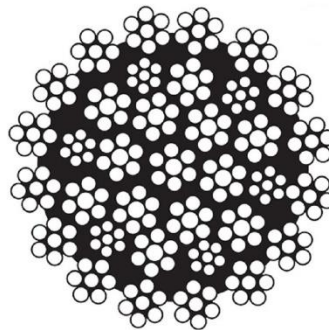
Tento typ lana v každé vrstvě střídá dva druhy průměru drátů. Lano je odolné proti otěru a je dostatečně ohebné [1].



Obrázek 17 Lano Warrington [7]

### 2.6.4.4. Herkules

Ohebná a málo točivá lana. Jsou vinuté z většího počtu drátů stejného průměru za účelem snížení vnitřního pnutí [1].



Obrázek 18 Lano Herkules [8]

## 2.7. Spojky

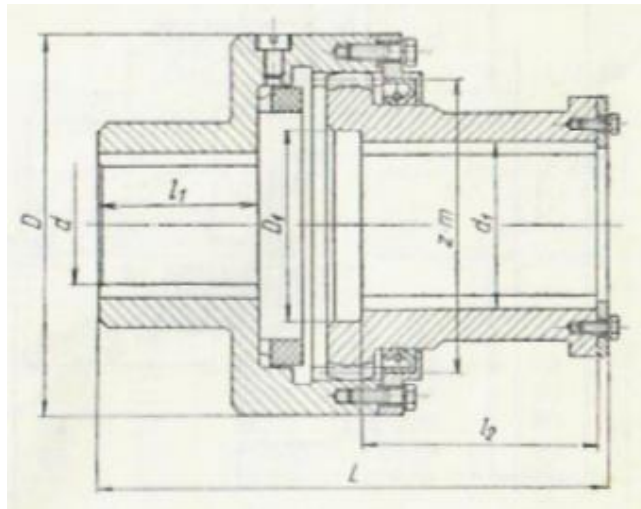
Spojka umožňuje přenos kroutícího momentu mezi dvěma hřídeli, a také vyrovnání jejich drobných nesouosostí [1]. Spojky mohou být trvalé, nebo odpojitelné. Záleží na typu provozu.

U jeřábů využíváme spojky pevných a ty dělíme na:

- Pevné a poddajné
- Kluzné a výsuvné

### 2.7.1. Poddajné spojky

- Čepové spojky (Spojka je spojena čepy, obsahuje brzdny kotouč. Spojka vyžaduje přesnou montáž, vyrábí se z litiny a brzdny kotouč z oceli.)
- Zubová spojka (Menší rozměry, přenos velkých momentů. Nemusí obsahovat brzdny kotouč [1].)



Obrázek 19 Poddajná zubová spojka [1]

### 2.7.2. Pevné spojky

- Kotoučové Spojky (Spojky, které jsou spojeny lícovanými šrouby. Přenos momentu mezi spojkou a jednotlivou hřídelí je zajištěn perem, nebo klínem. Spojky jsou obvykle litinové, výjimečně z ocele [1].)

### 2.7.3. Kluzné spojky

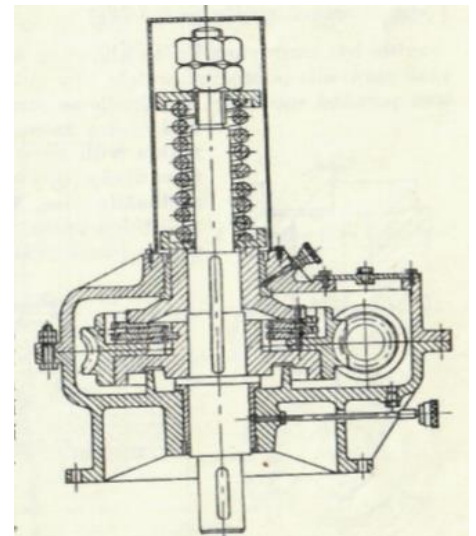
Zabraňují poškození při překročení mezního momentu.

- Kuželové třecí spojky (Přenos momentu pomocí kuželových ploch. Použití pro malé výkony.)
- Lamelová spojka (Přenos momentu pomocí lamel [1].)

### 2.7.4. Výsuvné spojky

Mohou se vysunout a odstavit funkci zařízení dle potřeby.

- Výsuvná zubová spojka (Může se vysouvat jenom za klidu bez zatížení. Při zasunutí se musí hřídel pootočit, aby zub byl naproti mezery.)
- Výsuvná lamelová spojka (Funkce jako spojka kluzná lamelová, ale má možnost výsuvu [1].)



Obrázek 20 20 Kluzná lamelová spojka [1]

## 2.8. Převodovka

Jedná se o skříň, obvykle litinovou, ve které jsou uložena jednotlivá soukolí, kde výstup je redukován do pomala a do rychla. U jeřábů se využívá převodu do pomala za účelem zvětšení momentu na výstupním hřídeli.

Převodovky mohou být různého provedení – vodorovné, nebo svislé. Mohou obsahovat kola pouze čelní, nebo kombinaci s koly kuželovými. Kuželové kola mění směr vstupu nebo výstupu na směr kolmý ke kolům čelním. Šneková převodovka u jeřábů není obvyklá. Čím více soukolí v převodovce použijeme, tím můžeme lépe rozložit zatížení v převodovce, ale s větším počtem párů kol klesá účinnost převodového ústrojí [1].

## 2.9. Brzdy

Další důležitá komponenta zdvihacího ústrojí. Obvykle je umístěna hned za elektromotorem, kde není tak velký moment, jako na výstupu z převodovky.

Typů brzd je celá škála, ale dělíme je do dvou skupin

- Regulační brzdy
- Stavěcí brzdy

### 2.9.1. Regulační brzdy

Regulují rychlost podle potřeby. Při úplném zastavování mechanismu, kdy přestane působit hnací síla, regulační brzda nejprve začne zpomalovat, než přejde k úplnému zastavení.

Jelikož je brždění realizované třením ploch, tak je potřeba brzdy kontrolovat na oteplení.

Platí pro všechny druhy brzd.

Mezi regulační brzdy řadíme

- Čelistové
- Kuželové
- Odstředivé
- Pásové

### 2.9.2. Stavěcí brzdy

Zastavují pohyb hned, jakmile přestane působit hnací síla. Mezi stavěcí brzdy řadíme:

- Čelistové
- Pásové



Obrázek 21 Čelistová brzda [21]



## 2.10. Pohon jeřábu

V kapitole 2.2 byly rozděleny jeřáby podle druhu pohonu. Nejpoužívanější pohon pro věžové jeřáby je však pohon elektrický. Používané elektrické pohony:

- Stejnoseměrné
- Asynchronní

### 2.10.1. Trojfázové asynchronní motory

Tento motor je často využíván u jeřábové techniky. Motor si bere z trojfázové sítě střídavý proud, a proto nepotřebuje komutátor. Stroj může sloužit i jako generátor. Jmenovité otáčky stejnosměrných strojů jsou závislé na návrhu vinutí kotvy. U asynchronních strojů jsou závislé na počtu pólů a frekvenci sítě [1].



*Obrázek 22 Asynchronní motor [9]*



### 3. Praktická část bakalářské práce

V praktické části se budeme zabývat samotným návrhem jednotky.

#### 3.1. Počáteční parametry

Byly zvoleny tyto parametry, od kterých se bude odvíjet návrh jednotky.

- Maximální zdvih  $h_{zdvih} = 30 [m]$
- Obvodová rychlost bubnu  $v_{buben} = 1,5 \left[\frac{m}{s}\right]$
- Hmotnost stálého zatížení (hák kladnice)  $m_k = 250 [kg]$
- Maximální hmotnost břemena  $m_b = 5000 [kg]$
- Zdvihová rychlost  $c = \frac{v_{buben}}{2} = 0,75 \left[\frac{m}{s}\right]$

#### 3.2. Určení skupiny mechanismu

Při návrhu mechanismu jeřábové ústrojí se využívá různých součinitelů, které se různě liší povahou provozu, ve kterém bude jeřáb pracovat. Proto dělíme jeřáby do čtyř skupin. Pro zjištění skupiny je potřeba zjistit tyto hodnoty. Kde ke každému parametru existuje srovnávací číslo.

- Počet pracovních cyklů za rok  $T_r$   
 $n_t$ ... počet pracovních dnů  
 $t$ ... pracovní doba  
 $\tau$ ... časové využití  
 $T_h$ ... počet pracovních cyklů  

$$T_r = n_t \cdot t \cdot \tau \cdot T_h = 250 \cdot 8 \cdot \frac{4}{8} \cdot 8 = 8000 [-]$$
- Počet pracovních cyklů mechanického ústrojí  $T_{rm} [-]$   
 $k_{mech}$ ... využití mechanického ústrojí  

$$T_{rm} = k_{mech} \cdot T_r = 0,3 \cdot 8000 = 2400 [-]$$
- Poměrné zatížení  $q [-]$   
 $Q_p$ ... průměrné zatížení  
 $Q_c$ ... jmenovité břemeno  

$$q = \frac{Q_p}{Q_c} \cdot 100 = \frac{2500}{5000} \cdot 100 = 50[\%]$$

##### 3.2.1. Zhodnocení provozních činitelů

Dle tabulky je přiřazeno k předešlým vypočteným hodnotám srovnávací číslo. Součtem srovnávacích čísel můžeme přiřadit jeřábu jeho pracovní skupinu.

Z vypočtených parametrů zjistíme součet porovnávacích čísel, který je 3 a přiřadíme třídu mechanismu jeřábu II. [1].

### 3.3. Určení síly v lanecích a síly na buben

- Výpočet tažné síly na buben realizovaný systémem kladek

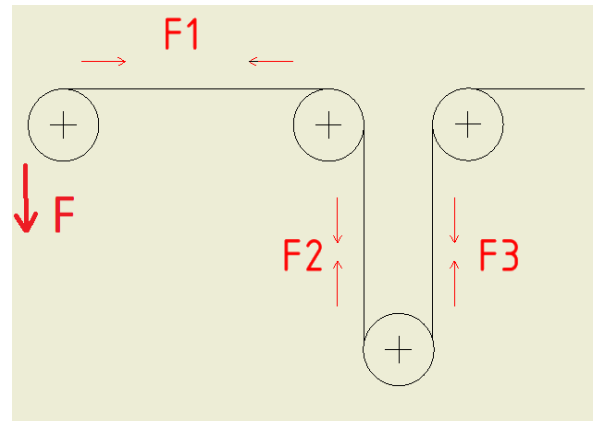
$$\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = 0,96[-]$$

$$Q_k = F_2 + F_3 [N]$$

$$F_1 = F \cdot \eta [N]$$

$$F_2 = F \cdot \eta^2 [N]$$

$$F_3 = F \cdot \eta^3 [N]$$



Obrázek 23 Schéma kladkostroje tažené kočky

- Účinnost kočky, kdy je v klidu a zdvihá závaží

$$\eta_k = \frac{\eta^2 + \eta^3}{2} = \frac{0,96^2 + 0,96^3}{2} = 0,9 [-]$$

$$F = \frac{Q_k}{\eta^2 + \eta^3} [N]$$

$$F = \frac{Q_k}{\eta_1 \cdot (\eta_1^2 + \eta_1)} = 33,1 \text{ kN}$$

$$F_1 = F \cdot \eta = 31,85 \text{ kN}, \quad F_2 = F \cdot \eta^2 = [30,5] \text{ kN}$$

$$F_3 = 29,4 [kN]$$

- Převod kladkostroje

$$i_k = 2 [-]$$

- Síla působící na buben  $F = 33,1 [kN]$

### 3.4. Výběr a kontrola lana

Podle ČSN 27 0100 je pro skupinu mechanismů II bezpečnost lana rovna

$$k_{min.} = 4,25 [-]$$

- Zvoleno lano šestipramenné SEAL 6x19S – FC. Lano dostupné z citace č. [10]

Lano se pevnostně kontroluje z pravidla na tah, kde je namáháno nejvíce.

Pro zvolený průměr lana  $d_l = 16 [mm]$ , výrobce udává sílu, která je potřebná pro přetržení lana  $F_{přetržení} = 150 [kN]$ .

- Kontrola bezpečnosti lana.

$$k = \frac{F_{přetržení}}{F_1} = \frac{150}{33,1} = 4,52 \geq 4,25$$

Lano vyhovuje bezpečnostně dle ČSN 27 0100 [1].

### 3.5. Určení výkonu na bubnu a potřebný výkon elektromotoru

- Výkon na bubnu při maximálním zatížení  

$$P_{buben} = v_{buben} \cdot F = 1,5 \cdot 33,1 \cdot 10^3 = 49,7 [kW]$$
- Otáčky bubnu  

$$n = 60 \cdot \frac{v_{buben}}{\pi \cdot D_b \cdot 10^{-3}} \left[ \frac{1}{min} \right]$$

$$n = 60 \cdot \frac{1,5}{\pi \cdot 400 \cdot 10^{-3}} = 71,61 \left[ \frac{1}{min} \right]$$
- Určení celkové účinnosti  

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \eta_k \cdot \eta_B = 0,83 [-]$$
- Návrh výkonu elektromotoru  

$$P'_m = \frac{P_{buben}}{\eta_c \cdot 1000} = \frac{47,7 \cdot 10^3}{0,83 \cdot 1000} = 59,7 [kW]$$

### 3.6. Volba elektromotoru

- Celkový převodový poměr pro elektromotor s různým počtem pólů.

$$i_{c2} (2 \text{ pólů}) = \frac{n_m}{n_b} = \frac{3000}{71,61} = 41,89$$

$$i_{c4} (4 \text{ pólů}) = \frac{n_m}{n_b} = \frac{1500}{71,61} = 20,94$$

$$i_{c6} (6 \text{ pólů}) = \frac{n_m}{n_b} = \frac{1000}{71,61} = 13,96$$

Preferovaný poměr je pro 4 pólový motor.

Zvolený motor je 4 pólový motor značky siemens 1LA6 280 - 4AA

- Motor dostupný z citace [11].
- Kroutící moment jmenovitý  $M_{km} = 484 [Nm]$
- Výkon jmenovitý  $P_m = 75 [kW]$

#### 3.6.1. Zrychlení elektro motoru

Kontroluji, zda rozběhový moment elektromotoru je větší než potřebný moment na rozběh. Kde  $M_Q$  je statický moment břemena,  $M_{zp}$  je moment posouvajících se hmot a  $M_{zr}$  je moment hmot rotujících. Jejich součtem dostaneme potřebný rozběhový moment.

- Potřebný moment.

$$M_{rozběh} = M_Q + M_{zp} + M_{zr}$$

- Statický moment břemene

$$M_Q = \frac{Q \cdot D_b}{2 \cdot i_k \cdot i_c \cdot \eta_c} = \frac{5250 \cdot 9,81 \cdot 0,4}{2 \cdot 2 \cdot 20,664 \cdot 0,83} = 299,3 [Nm]$$

- Moment posouvajících se hmot.

$$M_{zp} = M_Q \cdot \frac{c_{skut}}{60 \cdot t_a \cdot g} = 299,3 \cdot \frac{0,795}{60 \cdot 1,5 \cdot 9,81} = 0,26 [Nm]$$

- Moment hmot rotujících

$$M_{zr} = \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m \cdot I_o}{30 \cdot t_a} = 1,5 \cdot \frac{\pi \cdot 1480 \cdot 1,4}{30 \cdot 1,5} = 216,97 [Nm]$$

- Výsledek

$$M_{rozbeh} = 299,3 + 0,26 + 216,97 = 516,6 [Nm]$$

- Rozběhový moment motoru

$$M_{rozbeh} = M_{km} \cdot k_z = 484 \cdot 2,5 = 1210 [Nm]$$

$k_z$  ...Násobek k jmenovitému momentu daný výrobcem pro výpočet záběrného momentu.

Jelikož moment zvoleného motoru je větší, než potřebný moment na rozběh za 1,5 sekundy při maximálním zatížení, tak motor vyhovuje [1].

Tabulka 1 Konstanty pro výpočet

$\beta$ -konstanta pro elektromotor s brzdým kotoučem na hřídeli	1,5 [-]
$n$ – otáčky elektromotoru	1480 $\left[\frac{ot}{s}\right]$
$t_a$ - čas rozběhu	dát 1,5 [s]
$I_o$ - moment setrvačnosti rotoru	1,4 [kg·m <sup>2</sup> ]

### 3.7. Návrh převodovky

Bude navržena dvoustupňová převodovka s čelními koly a šikmými zuby. Návrh proběhne dle citace [12]. Hodnoty pro dynamickou bezpečnost jsou dostupné z citace [13].

#### 3.7.1. Návrh převodového poměru

- Potřebný poměr

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} = \frac{1480}{71,61} = 20,664 [-]$$

- Zvolený poměr

$$i_c = i_{12} \cdot i_{34} = \frac{91}{19} \cdot \frac{73}{18} = 4,78 \cdot 4,05 = 19,42 [-]$$

Z normalizované řady zvolen převodový poměr  $i_{nor} = 20 [-]$ . Navržený převodový poměr se může odchylovat od normalizované hodnoty maximálně o 4 %.

- Odchylku od normalizovaného poměru vypočteme

$$\Delta_{\check{c}sn} = \left| \frac{i_{nor} - i_c}{i_{nor}} \right| = \left| \frac{20 - 19,42}{20} \right| \cdot 100 = 2,88 [\%]$$

Tabulka 2 Počty zubů

$z_1$	19 [-]
$z_2$	91 [-]
$z_3$	18 [-]
$z_4$	73 [-]

### 3.7.2. Výpočet nové rychlosti bubnu

- Výpočet nové rychlosti  $v_b$  [ $\frac{m}{s}$ ]

$$n_b^{skutečné} = \frac{n_m}{i} = \frac{1480}{19,42} = 76,21 \left[ \frac{ot}{min} \right]$$

$$v_b^{skutečná} = \frac{\pi \cdot n_b^{skutečné} \cdot D_b}{60} = \frac{\pi \cdot 0,4 \cdot 76,21}{60} = 1,59 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

### 3.7.3. Výpočet kroutícího momentu na hřídelích

- Kroutící momenty vypočteme.

$$M_{k_i} = M_{k_{i-1}} \cdot i_{xx} \cdot \eta_{xx} [Nm]$$

Tabulka 3 Kroutící momenty

$M_{k1}$	484 [Nm]
$M_{k2}$	2271,74 [Nm]
$M_{k3}$	8448,33 [Nm]

### 3.7.4. Výpočet otáček hřídelí

- Otáčky hřídelí vypočteme.

$$n_i = \frac{n_{i-1}}{i_{xx}} \left[ \frac{ot}{min} \right]$$

Tabulka 4 otáčky hřídelí

$n_1$	1480 [ $\frac{ot}{min}$ ]
$n_2$	309,01 [ $\frac{ot}{min}$ ]
$n_3$	76,21 [ $\frac{ot}{min}$ ]

### 3.7.5. Předběžný návrh průměru hřídelí z krutu

$$d_{h_i}' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k_i}}{\tau_d \cdot \pi}}$$

Tabulka 5 Návrh průměru hřídelí

Statický krut – dovolené napětí ve smyku	70	[MPa]
$d_{h_1}$	32,77	[mm]
$d_{h_2}$	54,87	[mm]
$d_{h_3}$	82,90	[mm]

### 3.7.6. Návrh ozubení

Pro obě soukolí byl zvolen materiál 15 330, který disponuje těmito vlastnostmi.

- Mez únavy v ohybu  $\sigma_{Flimb}^0 = 705 [MPa]$
- Mez únavy v otláčení  $\sigma_{Hlimb}^0 = 1180 [MPa]$

Sklony zubů volím takto.

- První soukolí  $\beta_{12} = 15^\circ$
- Druhé soukolí  $\beta_{34} = 12^\circ$
- Základní konstanty pro výpočet modulu pastorku

Tabulka 6 Konstanty výpočtu soukolí

$f_h$ - konstanta pro šikmé zuby	690
$b_{WH}/d_i$ – poměrná šířka zubu	0,8
$\sigma_{HP}$ – mez únavy v dotyku pastorku	$0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
$K_H$	$K_A \cdot K_{H\beta}$
$K_A$ - Součinitel vnějších dynamických sil	1
$K_{H\beta}$ - Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů prvního soukolí	1,14
$K_{H\beta}$ - Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů druhého soukolí	0,9
$\psi_m$ - poměrná šířka zubu podle modulu	17

- Návrh roztečné kružnice z namáhání zubu v dotyku.

$$d'_1 = f_H \cdot \left( \frac{K_H \cdot M_{KI}}{\left(\frac{b_{WH}}{d}\right) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d'_3 = f_H \cdot \left( \frac{K_H \cdot M_{KII}}{\left(\frac{b_{WH}}{d}\right) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

- Dopočítání normálního modulu

$$m_{n12} = \frac{d_1 \cdot \cos \beta_{12}}{z_1}, \quad m_{n34} = \frac{d_3 \cdot \cos \beta_{12}}{z_3}$$

- Výpočet osových vzdáleností

$$a_{12} = \frac{m_{n12} \cdot (z_1 + z_2)}{\cos(\beta_{12})}, \quad a_{34} = \frac{m_{n34} \cdot (z_3 + z_4)}{\cos(\beta_{34})}$$

Z návrhu roztečných kružnic byl vypočítán normální modul a z vypočteného modulu vybrán normovaný modul. Ze zvoleného normovaného modulu byl dopočten rozměr roztečné kružnice.

Dále byla vypočtena osová vzdálenost a následně vybraná z normalizované řady. Odchylka normalizované řady od vypočtené musí být menší než 30 [%] modulu.

- Šířka kol

Kde  $b_1$  a  $b_3$  jsou pastorky, z pravidla o modul širší,  $b_2$  a  $b_4$  jsou hnané kola.

$$b_1 = m_{n_{12}} + (\psi_m \cdot m_{n_{12}}), \quad b_3 = m_{n_{34}} + (\psi_m \cdot m_{n_{34}})$$

$$b_2 = (\psi_m \cdot m_{n_{12}}), \quad b_4 = (\psi_m \cdot m_{n_{34}})$$

*Tabulka 7 Výsledky Rozměrů*

$m_{n_{12}}$	3,5 [mm]
$m_{n_{34}}$	6 [mm]
$d_1$	68,84 [mm]
$d_3$	110,4 [mm]
$a_{12}$	199,29 → 200 [mm]
$a_{34}$	279,09 → 280 [mm]
odchylka $a_{12}$	$ a_{\check{c}sn_{12}} - a_{12}  = 0,7 \leq 0,3 \cdot m_{n_{12}} = 1,1$ [mm]
odchylka $a_{34}$	$ a_{\check{c}sn_{34}} - a_{34}  = 0,9 \leq 0,3 \cdot m_{n_{12}} = 1,8$ [mm]
$b_1$	63 [mm]
$b_2$	59,5 [mm]
$b_3$	108 [mm]
$b_4$	102 [mm]

### 3.7.7. Korekce soukolí

- Výpočet úhlu pro korekci

$$\alpha_{t_{12}} = \arctg\left(\frac{tg\alpha_n}{\cos\beta_{12}}\right), \alpha_{t_{34}} = \arctg\left(\frac{tg\alpha_n}{\cos\beta_{34}}\right)$$

$$inv\alpha_{t_{12}} = tg\alpha_{t_{12}} - \left(\frac{\pi}{180}\right) \cdot \alpha_{t_{12}}, inv\alpha_{t_{34}} = tg\alpha_{t_{34}} - \left(\frac{\pi}{180}\right) \cdot \alpha_{t_{34}}$$

$$\alpha_{tw_{12}} = \arccos \cdot \left(\frac{a_{12}}{a_{\check{c}sn_{12}}} \cdot \cos\alpha_{t_{12}}\right), \alpha_{tw_{34}} = \arccos \cdot \left(\frac{a_{34}}{a_{\check{c}sn_{34}}} \cdot \cos\alpha_{t_{34}}\right)$$

$$inv\alpha_{tw_{12}} = tg\alpha_{tw_{12}} - \left(\frac{\pi}{180}\right) \cdot \alpha_{tw_{12}}, inv\alpha_{tw_{34}} = tg\alpha_{tw_{34}} - \left(\frac{\pi}{180}\right) \cdot \alpha_{tw_{34}}$$

*Tabulka 8 Výsledky úhlů prvního soukolí*

$\alpha_n$ - Úhel záběru v nástroje	20°
$\alpha_{t_{12}}$ - Úhel záběru čelní rovině	20,646°
$inv\alpha_{t_{12}}$ - Involuta úhlu záběru v čelní rovině	0,0165
$\alpha_{tw_{12}}$ - Valivý úhel záběru v čelní rovině	21,1796°
$inv\alpha_{tw_{12}}$ - Involuta valivého úhlu	0,0178

*Tabulka 9 Výsledky úhlů druhého soukolí*

$\alpha_n$ - Úhel záběru v nástroje	20[°]
$\alpha_{t_{12}}$ - Úhel záběru čelní rovině	20,410[°]
$inv\alpha_{t_{12}}$ - Involuta úhlu záběru v čelní rovině	0,0158
$\alpha_{tw_{12}}$ - Valivý úhel záběru v čelní rovině	20,900[°]
$inv\alpha_{tw_{12}}$ - Involuta valivého úhlu	0,0171

- Výsledná korekce

Pokud součet korekcí  $x_1 + x_2$ , nebo  $x_3 + x_4$ , tak korigujeme pouze pastorek

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)} \cdot (\operatorname{inv}\alpha_{tw12} - \operatorname{inv}\alpha_{t12}) = 0,1519 [-] \leq 0,3 [-]$$

$$x_3 + x_4 = \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)} \cdot (\operatorname{inv}\alpha_{tw34} - \operatorname{inv}\alpha_{t34}) = 0,20517 [-] \leq 0,3 [-]$$

### 3.7.8. Kontrola ozubení dle ISO 6336

Kontrola ozubení dle ISO 6336 je dostupná v příloze 1.

### 3.7.9. Silové poměry v převodovce

Při záběru ozubených kol vznikají v ozubení tyto síly. Vlivem korekce je potřeba pro přesnější výpočet přepočítat úhly v ozubení na úhly valivé. Níže jsou použité vztahy a tabulka s výsledky.

- Tečná síla:  $F_t = \frac{2 \cdot M_k}{d_{w1}}$
- Axiální síla:  $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta_w)$
- Radiální síla:  $F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{nw})}{\cos(\beta_w)}$
- Průměr valivé kružnice  $d_w = d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}$
- Valivý úhel sklonu zubů  $\beta_w = \operatorname{arctg} \left( \tan \beta \cdot \frac{d_w}{d} \right)$
- Valivý úhel záběru nástroje  $\alpha_{nw} = \operatorname{arctg}(\cos \beta_w \cdot \tan \alpha_w)$

*Tabulka 10 Konstanty a výsledné Reakce v ozubení*

$\alpha_{nw12}$	20,51 [°]
$\beta_{w12}$	15,05 [°]
$d_{w1}$	69,09 [mm]
$\alpha_{nw34}$	20,47 [°]
$\beta_{w34}$	12,03 [°]
$d_{w3}$	110,76 [mm]
$F_{t12}$	14 010,52 [N]
$F_{r12}$	5428059 [N]
$F_{a12}$	3754,10 [N]
$F_{t34}$	41 017,58 [N]
$F_{r34}$	15 663,24 [N]
$F_{a34}$	8718,55 [N]

Neuvažujeme-li ztráty v ozubení, pak platí pro reakce

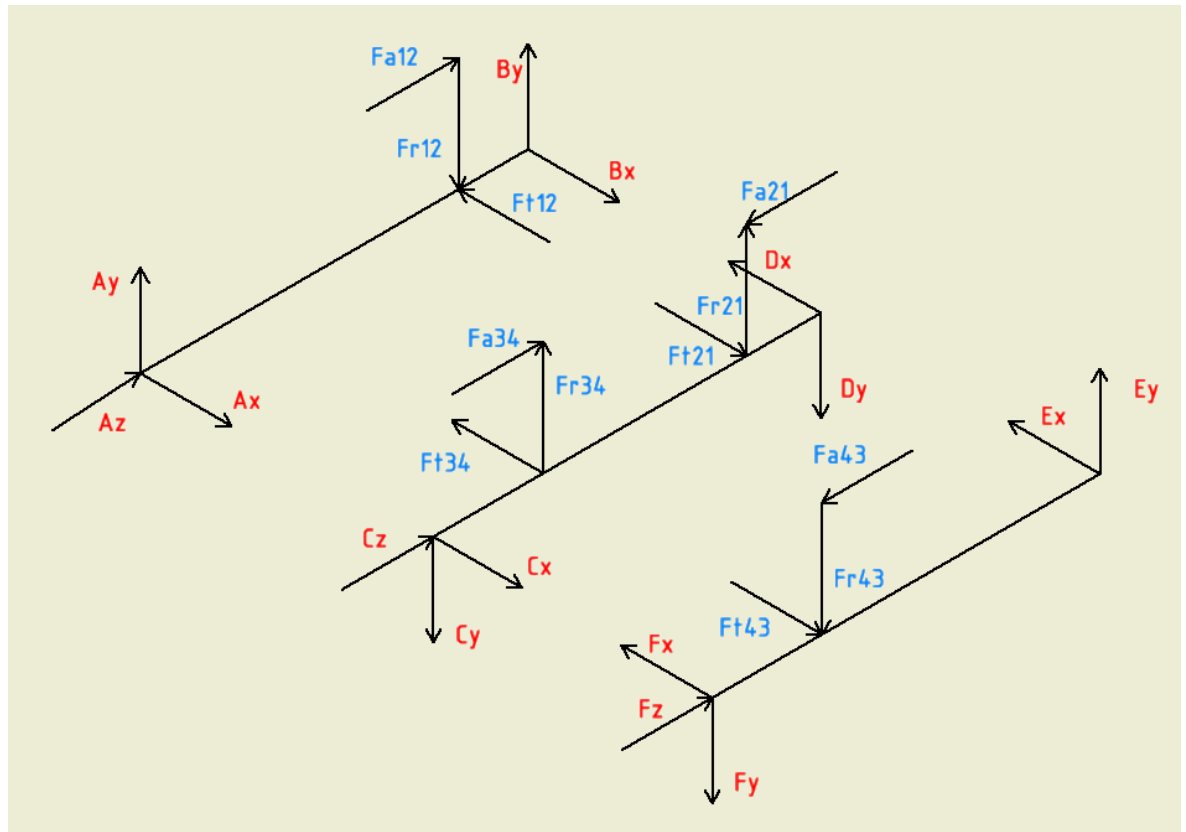
$$F_{12} \approx F_{21} [N]$$



### 3.7.10. Schéma sil v ozubení a reakcí v ložiscích

Na schématu jsou vidět již zvolené smysly všech sil a reakcí. Sestavením rovnovážných rovnic do směrů x, y, z a momentových rovnic pro každý hřídel, lze získat reakce v ložiscích, díky kterým může být zvolena potřebná únosnost.

Náhled do 3D modelu převodovky dostupný v příloze č. 15.



Obrázek 24 Schéma převodovky

- Výsledná radiální reakce na ložisko se vypočítá podle vztahu:

$$R_K = \sqrt{K_x^2 + K_y^2} \text{ [N]}$$

Tabulka 11 Reakce v ložiscích 1 hřídel

Reakce v ložiscích	První předlohový hřídel
$B_X$	3252,80 [N]
$B_Y$	2345,37 [N]
$A_Z$	3754,10 [N]
$A_X$	10757,71 [N]
$A_Y$	3083,21 [N]
$R_A$	11190,83 [N]
$R_B$	4010,18 [N]

*Tabulka 12 Reakce v ložiscích 2 hřídel*

Reakce v ložiscích	Druhý předlokový hřídel
$C_X$	27660,33 [N]
$C_Y$	17717,48 [N]
$C_Z$	4964,48 [N]
$D_X$	653,27 [N]
$D_Y$	3374,34 [N]
$R_C$	32848,19 [N]
$R_D$	3437,00 [N]

*Tabulka 13 Reakce v ložiscích 2 hřídel*

Reakce v ložiscích	Třetí předlokový hřídel
$E_{X1}$	27673,43 [N]
$E_Y$	27670,51 [N]
$E_Z$	8718,55 [N]
$F_Y$	12007,26 [N]
$F_{X1}$	13344,14 [N]
$R_{D1}$	17951,06 [N]
$R_{E1}$	39134,08 [N]

### 3.7.11. Výpočet ložisek

Vzhledem k velkým zatěžujícím silám byly zvoleny válečková ložiska, pro méně zatížené volím kuličková ložiska. Dle citace [1] se u jeřábů skupiny II volí životnost ložisek na 4000 hodin. Všechna ložiska dostupná z katalogu SKF, který je dostupný z citace [14].

#### 3.7.11.1. Ložisko A

Zvoleno válečkové ložisko NUP 2209 ECP– Do ložiska A směřuje axiální síla.

*Tabulka 14 Ložisko A*

C – Dynamická únosnost	85 [kN]
$C_0$ – Statická únosnost	81,5 [kN]
X	0,92 [–]
Y	0,4 [–]
e	0,2 [–]

- Určení hodnoty pro výpočet ekvivalentní síly na ložisko

$$\frac{F_{a12}}{R_a} = \frac{3754,10}{11\,190,83} = 0,33 \leq e = 0,2$$

- Výpočet ekvivalentní síly na ložisko

$$P = X \cdot R_b + Y \cdot F_{a12} = 0,92 \cdot 11\,190,83 + 0,4 \cdot 3754,10 = 11\,797,20 \text{ [N]}$$

- Výpočet potřebné dynamické únosnosti

$$C_p = P \cdot \sqrt[10]{\frac{n_1 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 11\,797,20 \cdot \sqrt[10]{\frac{1480 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 68,6 \text{ [kN]}$$

- Podmínka  $C_p < C_{katalog}$  – Ložisko vyhovuje

### 3.7.11.2. Ložisko B

Zvoleno kuličkové ložisko W 6029.

Tabulka 15 Ložisko B

C – Dynamická únosnost	28,1 [kN]
C <sub>0</sub> - Statická únosnost	20,4 [kN]
X	0,56 [–]
Y	1,31 [–]
e	0,34 [–]
f <sub>0</sub>	014,1 [–]

- Výpočet ekvivalentní síly na ložisko  
 $P = R_b = 4010,18 = 4010,18 [N]$
- Výpočet potřebné dynamické únosnosti

$$C_p = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_1 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 4010,18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1480 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 23,35 [kN]$$

- Podmínka  $C_p < C_{katalog}$  – Ložisko vyhovuje

### 3.7.11.3. Ložisko C

Zvoleno válečkové ložisko NUP 213 ECJ.

Tabulka 16 Ložisko C

C – Dynamická únosnost	122 [kN]
C <sub>0</sub> - Statická únosnost	118 [kN]
X	0,92 [–]
Y	0,6 [–]
e	0,2 [–]

- Výpočet ekvivalentní síly na ložisko  
 $P = R_c = 32848,19 [N]$
- Výpočet potřebné dynamické únosnosti

$$C_p = P \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{n_2 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 32848,1 \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{309,01 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 119,5 [kN]$$

- Podmínka  $C_p < C_{katalog}$  – Ložisko vyhovuje

### 3.7.11.4. Ložisko D

Zvoleno kuličkové ložisko 6213 -2Z Do ložiska D směřuje axiální síla.

Tabulka 17 Ložisko D

C – Dynamická únosnost	58,5 [kN]
C <sub>0</sub> - Statická únosnost	40,5 [kN]
X	0,56 [–]
Y	1,31 [–]
f <sub>0</sub>	14,7 [–]
e	0,34 [–]

- Určení hodnoty pro výpočet ekvivalentní síly na ložisko

$$\frac{f_0 \cdot C_z}{R_d} = \frac{14,7 \cdot 4964,44}{3437} = 2,22 \Rightarrow e = 0,34$$

- Výpočet ekvivalentní síly na ložisko

$$P = X \cdot R_d + Y \cdot C_z = 0,56 \cdot 3437 + 1,31 \cdot 4964,44 = 8428,14 \text{ [N]}$$

- Výpočet potřebné dynamické únosnosti

$$C_p = P \cdot \sqrt[3]{\frac{n_2 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 8428,14 \cdot \sqrt[3]{\frac{309,01 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 35,41 \text{ [kN]}$$

- Podmínka  $C_p < C_{katalog}$  – Ložisko vyhovuje

### 3.7.11.5. Dopočet reakcí na ložisku E a F

Jelikož je poslední ložisko E spojeno s lanovým bubnem, případně na ložisko ještě tečná reakce od bubnu. Výpočet reakce je proveden v kapitole 3.12.1. Z nové tečné reakce lze jednoduše vypočítat skutečnou tečnou reakci v ložisku E jako  $R = B + E_x$  [N], dále je potřeba dopočítat tečnou reakci v druhém ložisku F z momentové rovnováhy. Z nových tečných reakcí se znovu přepočítají výsledné zatížení na ložiska.

Tabulka 18 Nové reakce v ložiscích

Nové tečné reakce	
$E_{X2} = E_{X1} + B$	41323,87 [N]
$F_{X2}$	20791,88 [N]
Nové reakce na ložiska	
$R_{F2}$	23590,26 [N]
$R_{E2}$	49257,62 [N]

### 3.7.11.6. Ložisko E

Zvoleno válečkové ložisko NU 217 ECJ.

Tabulka 19 Ložisko E

$C$ – Dynamická únosnost	190 [kN]
$C_0$ – Statická únosnost	200 [kN]
$X$	0,92 [–]
$Y$	0,6 [–]
$e$	0,2 [–]

- Výpočet ekvivalentní síly na ložisko

$$P = R_{E2} = 49257,62 \text{ [N]}$$

- Výpočet potřebné dynamické únosnosti

$$C_p = P \cdot \sqrt[10]{\frac{n_3 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 49257,62 \cdot \sqrt[10]{\frac{76,19 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}}$$

$$= 117,79 \text{ [kN]}$$

- Podmínka  $C_p < C_{katalog}$  – Ložisko vyhovuje

### 3.7.11.7. Ložisko F

Zvoleno válečkové ložisko NU 217 ECJ – Do ložiska F směřuje axiální síla.

Tabulka 20 Ložisko F

$C$ – Dynamická únosnost	190 [kN]
$C_0$ – Statická únosnost	200 [kN]
$X$	0,92 [–]
$Y$	0,6 [–]
$e$	0,2 [–]

- Určení hodnoty pro výpočet ekvivalentní síly na ložisko

$$\frac{E_z}{R_{F2}} = \frac{8718,55}{25\,190,46} = 0,36 > e = 0,2$$

- Výpočet ekvivalentní síly na ložisko

$$P = X \cdot R_{F2} + Y \cdot E_z = 0,92 \cdot 11\,190,83 + 0,6 \cdot 3754,10 = 26\,934,17 \text{ [N]}$$

$$C_p = P \cdot \sqrt[10]{\frac{n_3 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 26\,934,17 \cdot \sqrt[10]{\frac{76,19 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}}$$

$$= 64,4 \text{ [kN]}$$

- Podmínka  $C_p < C_{katalog}$  – Ložisko vyhovuje

### 3.7.12. Přenos kroutícího momentu

Přenos kroutícího momentu bude realizován nalisováním. Výjimka je pastorek prvního soukolí na prvním hřídeli, kde bude pastorek součástí hřídele.

Při výpočtu byly použity následující vztahy.

- Minimální tlak ve spoji

$$p_{min} = \frac{k \cdot M_k \cdot 1000}{\frac{d_H^2}{2} \cdot \pi \cdot L \cdot f}$$

- Maximální tlak ve spoji

$$p_{max} = \frac{E \cdot (\delta_{max} - w)}{d_H \cdot (C_N + 1)}$$

- Geometrickou konstantu

$$C_N = \frac{\left(\frac{d_N}{d_H}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_N}{d_H}\right)^2 - 1}$$

- Minimální přesah

$$\Delta d_{min} = p_{min} \frac{d_H \cdot (C_N + C_H)}{E}$$

- Minimální výrobní přesah

$$W = 5,5(R_a^N + R_a^H) = 5,5(1,6 + 0,8) = 13,2 [\mu m]$$

$$\Delta d'_{min} = \Delta d_{min} + W$$

- Vhodně zvolené uložení a podmínka minimálního přesahu

$$\delta_{min} = [\mu m] > \Delta d'_{min}, \quad \delta_{max} [\mu m]$$

- Napjatost ve spoji a porovnání s dovolenou hodnotou

$$p_{max} = \frac{E \cdot (\delta_{max} - w)}{d_H \cdot (C_N + 1)}$$

$$\sigma_{red}^{\tau_{max}} = p_{max1} \cdot (C_N + 1)$$

- Porovnání s dovolenou hodnotou mezi kluzu materiálu v tahu

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} = \frac{390}{1,1} = 354,54 [MPa]$$

$$\sigma_D > \sigma_{red}^{\tau_{max}}$$

- Parametry nalisování

*Tabulka 21 Parametry – Hnané kolo prvního soukolí*

$f$ - koeficient tření	0,15 [-]
$d_N$ – rozměr hřídele	80 [mm]
$k$ – koeficient bezpečnosti	1,1[-]
$L$ – délka nalisování	76,5 [mm]
$E$ – modul pružnosti	210000 [MPa]
$d_H$ – rozměr náboje	336 [mm]

*Tabulka 22 Parametry – Pastorek druhého soukolí*

$f$ - koeficient tření	0,15 [-]
$d_N$ – rozměr hřídele	70 [mm]
$k$ – koeficient bezpečnosti	1,1[-]
$L$ – délka nalisování	108 [mm]
$E$ – modul pružnosti	210000 [MPa]
$d_H$ – rozměr náboje	125 [mm]

*Tabulka 23 Parametry – Hnané kolo druhého soukolí*

$f$ - koeficient tření	0,15 [-]
$d_N$ – rozměr hřídele	105 [mm]
$k$ – koeficient bezpečnosti	1,1[-]
$L$ – délka nalisování	102 [mm]
$E$ – modul pružnosti	210000 [MPa]
$d_H$ – rozměr náboje	460 [mm]

- Výsledky nalisování

*Tabulka 24 Nalisování – Hnané kolo prvního soukolí*

Uložení	$H4 =_0^{+8}, r5 =_{+43}^{+56}$
Geometrická konstanta	$C_N = 1,09 [-]$
Minimální výrobní přesah	$\delta_{min} = 35 [\mu m], \delta_{max} = 56 [\mu m]$
Minimální tlak ve spoji	$p_{min} = 28,29 [MPa]$
Maximální tlak ve spoji	$p_{max} = 61,41 [MPa]$
Redukované napětí ve spoji	$\sigma_{red}^{\tau_{max}} = 128,4 [MPa]$
Dovolené napětí	$\sigma_D = 354,54 [MPa]$
Minimální přesah	$\Delta d_{min} = 19,71 [\mu m]$
Minimální výrobní přesah	$\Delta d'_{min} = 32,91 [\mu m]$

Tabulka 25 Nalisování – Pastorek druhého soukolí

Uložení	$H5 = {}_0^{+13}, s5 = {}_{+59}^{+72}$
Geometrická konstanta	$C_N = 1,91[-]$
Minimální výrobní přesah	$\delta_{min} = 46 [\mu m], \quad \delta_{max} = 72 [\mu m]$
Minimální tlak ve spoji	$p_{min} = 20,04 [MPa]$
Maximální tlak ve spoji	$p_{max} = 60,54 [MPa]$
Redukované napětí ve spoji	$\sigma_{red}^{\tau_{max}} = 176,4 [MPa]$
Dovolené napětí	$\sigma_D = 354,54 [MPa]$
Minimální přesah	$\Delta d_{min} = 19,46 [\mu m]$
Minimální výrobní přesah	$\Delta d'_{min} = 32,66 [\mu m]$

Tabulka 26 Hnané kolo druhého soukolí

Uložení	$H4 = {}_0^{+10} r5 = {}_{+54}^{+69}$
Geometrická konstanta	$C_N = 1,1[-]$
Minimální výrobní přesah	$\delta_{min} = 44 [\mu m], \quad \delta_{max} = 69 [\mu m]$
Minimální tlak ve spoji	$p_{min} = 32,51 [MPa]$
Maximální tlak ve spoji	$p_{max} = 52,89 [MPa]$
Redukované napětí ve spoji	$\sigma_{red}^{\tau_{max}} = 111,6 [MPa]$
Dovolené napětí	$\sigma_D = 354,54 [MPa]$
Minimální přesah	$\Delta d_{min} = 34,3 [\mu m]$
Minimální výrobní přesah	$\Delta d'_{min} = 47,5 [\mu m]$

### 3.7.13. Pevnostní analýza hřídelů

Hřídele je potřeba zkontrolovat, jestli pevnostně vyhovují staticky a dynamicky. Dále bude kontrolován průhyb a natočení hřídelů.

#### 3.7.13.1. Použitý materiál pro hřídele

- Zvolen materiál 11 600 [15].

Tabulka 27 Mechanické vlastnosti materiálu

Materiál 11 600	
Meze kluzu	
Re – mez kluzu v tahu	325 [MPa]
$\sigma_{co}$ – Mez únavy ve střídavém ohybu	265 [MPa]
$\tau_{ck}$ – mez kluzu ve smyku	210 [MPa]



- Dovolené redukované namáhání pro statickou bezpečnost.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{325}{1,25} = 260 \text{ [MPa]}$$

- Bezpečnosti [12]

Minimální statická bezpečnost  $k = 1,25$  [-]

Minimální dynamická bezpečnost  $k_{dov} = 1,5$  [-]

### 3.7.13.2. Statická kontrola hřídelů

Pro každý hřídel je potřeba vypočítat redukované napětí, které se následně porovnává s napětím dovoleným.

- Statické napětí v krutu

$$\tau = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \text{ [MPa]}$$

- Statické napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \text{ [MPa]}$$

- Redukované napětí – pokud se vyskytují lisované spoje, pak se napětí od nalisování zahrne do výpočtu.

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o + p_{max})^2 + 4 \cdot \tau^2} \text{ [MPa]}$$

- Pro materiál 11 600

$$\sigma_{red} < \sigma_D$$

Tabulka 28 Redukovaná napětí hřídelů

1. Předlohový hřídel	$\sigma_{red} = 14,66 \text{ [Mpa]}$
2. Předlohový hřídel	$\sigma_{red} = 165,87 \text{ [MPa]}$
3. Předlohový hřídel	$\sigma_{red} = 96,35 \text{ [MPa]}$

### 3.7.13.3. Dynamická kontrola hřídelů

Při dynamické kontrole je uvažován typ namáhání střídavý ohyb za stálého krutu. Proto porovnávám napětí od krutu k mezi kluzu ve smyku a jedná se o statické zatížení krutem. Ohybové napětí porovnávám s mezí únavy pro střídavý ohyb, kdy je mez únavy v ohybu přepočtena na mez únavy v ohybu v místě vrubu.

Pro výpočet slouží tyto vzorce.

- Skutečná mez únavy v místě vrubu

$$\sigma_{oc}^* = \frac{\sigma_{oc} \cdot \varepsilon \cdot \eta_{cp}}{\beta_o}$$

- Dynamická bezpečnost v ohybu. Mez únavy vydělíme ohybovým napětím ve vrubu a výsledkem je dynamická bezpečnost v ohybu.

$$k_o = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_o} [-]$$

- Statickou bezpečnost v krutu získáme jako podíl meze kluzu ve smyku a statického napětí v krutu v místě vrubu.

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{ck}}{\tau} [-]$$

- Celková dynamická bezpečnost

$$k_d = \frac{k_{\tau} \cdot k_o}{\sqrt{k_{\tau}^2 + k_o^2}}, \quad k_d > k_{dov}$$

- Součinitel vrubu v ohybu

$$\beta_o = 1 + q_o \cdot (\alpha_o - 1)$$

- Součinitel vrubové citlivosti  $q_o$  [-]

Kde  $q_o$  je součinitel vrubové citlivosti a spočítá se následovně:  $q_o = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$ . Přičemž  $q_1$  a  $q_2$  odečteme z diagramů [13]. Součinitel vrubové citlivosti je závislý na druhu použitého materiálu. To znamená, že bude pro každý výpočet stejný.

Pro materiál 11 600 =  $q_o = 0,515$  [-]

- Součinitel Povrchu  $\eta_{cp}$  [-]

Jelikož jsou zápichy součástí funkčních ploch, odečtu z diagramu ze zdroje č. [13] pro jemně broušený povrch, kde  $R_a = 0,8$  [ $\mu m$ ],  $\eta_c = 0,9$  [-].

- Součinitel velikosti  $\varepsilon$  [-]

Je závislý na průměru dané součásti, a proto nemusí být pro každý vrub stejná hodnota.

- Součinitel tvaru vrubu  $\alpha_o$

Závisí na průměru jak součásti, tak na průměru či délky vrubu. Digram dostupný ze zdroje č. [13].

- Výsledky dynamické kontroly

Jelikož rozepsání výpočtů pro každý vrub na jednotlivé hřídeli je poměrně obsáhlá záležitost, tak proto z úsporných důvodů předvedu pouze výsledky jednotlivých bezpečností.

- 1. hřídel

Průběhy momentů, průhybu a natočení jsou dostupné v příloze 2.

Na první hřídeli jsou 2 vruby v místech, kde se budou nacházet ložiska.



Obrázek 25 1. hřídel vruby

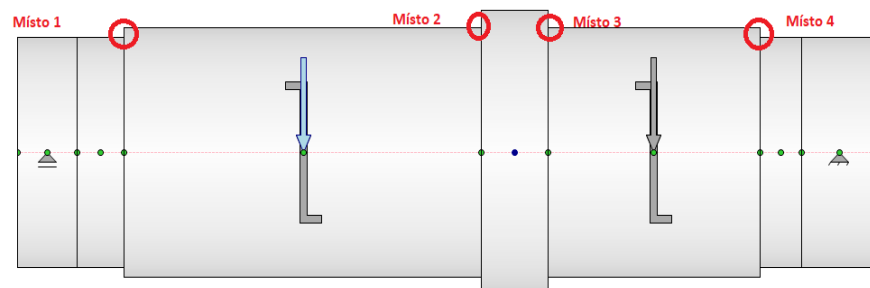
Tabulka 29 Dynamické bezpečnosti 1. hřídel

Vrub v místě 1.	$k_d = 6,94 [-]$
Vrub v místě 2.	$k_d = 6,02 [-]$

- 2 hřídel

Průběhy momentů, průhybu a natočení jsou dostupné v příloze 3.

Na druhé hřídeli jsou 2 vruby v místech, kde se budou nacházet ložiska a 2 vruby v místech, kde se budou opírat ozubená kola.



Obrázek 26 Dynamické bezpečnosti 2. hřídel

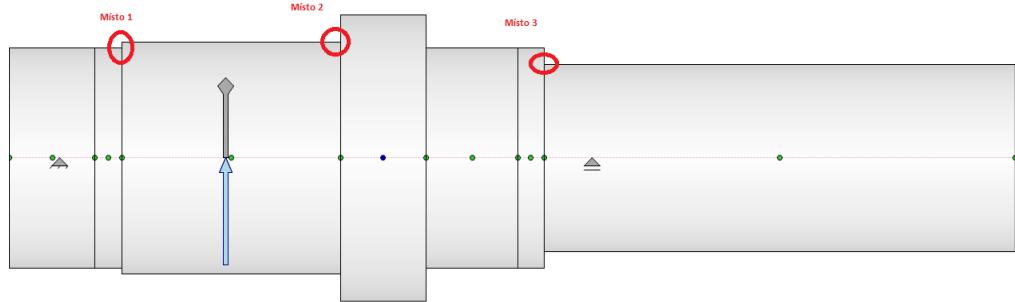
Tabulka 30 Dynamické bezpečnosti 2. hřídel

Vrub v místě 1.	$k_d = 4,49 [-]$
Vrub v místě 2.	$k_d = 3,79 [-]$
Vrub v místě 3.	$k_d = 2,72 [-]$
Vrub v místě 4.	$k_d = 3,16 [-]$

- 3. hřídel

Průběhy momentů, průhybu a natočení jsou dostupné v příloze 4.

Na třetí hřídeli jsou opět 2 vruby v místech, kde se budou nacházet ložiska a 1 vrub v místech, kde se bude opírat ozubené kolo.



Obrázek 27 3. hřídel vruby

Tabulka 31 Dynamické bezpečnosti 3. hřídel

Vrub v místě 1.	$k_d = 4,26 [-]$
Vrub v místě 2.	$k_d = 4,21 [-]$
Vrub v místě 3.	$k_d = 4,31 [-]$

### 3.7.14. Průhyb hřídelů

Kontroluji průhyby mezi ložisky a pod koly.

Tabulka 32 Průhyby 1. hřídele

Dovolený průhyb mezi ložisky	$y_{Dložiska} = \frac{l}{5000} = \frac{250}{5000} = 50 [\mu m]$
Dovolený průhyb pod koly	$y_{Dkola} = \frac{m}{100} = \frac{3,5}{100} = [35] \mu m$
Průhyb mezi ložisky	$y_{ložiska} = 14,07 [\mu m]$
Průhyb pod koly	$y_{kola} = 10 [\mu m]$

Tabulka 33 Průhyby 2. hřídele

Dovolený průhyb mezi ložisky	$y_{Dložiska} = \frac{l}{5000} = \frac{259,6}{5000} = 51,92 [\mu m]$
Dovolený průhyb pod koly	$y_{3Dkola} = \frac{m}{100} = \frac{6}{100} = 60 [\mu m]$
Dovolený průhyb pod koly	$y_{2Dkola} = \frac{m}{100} = \frac{3,5}{100} = 35 [\mu m]$
Průhyb mezi ložisky	$y_{ložiska} = 20,4 [\mu m]$
Průhyb pod koly	$y_{2kola} = 22,3 \mu m$
Průhyb pod koly	$y_{3kola} = 11,57 [\mu m]$

*Tabulka 34 Průhyby 3. hřídele*

Dovolený průhyb mezi ložisky	$y_{Dložiska} = \frac{l}{5000} = \frac{240}{5000} = 48 [\mu m]$
Dovolený průhyb pod koly	$y_{Dkola} = \frac{m}{100} = \frac{6}{100} = 60 [\mu m]$
Průhyb mezi ložisky	$y_{ložiska} = 7,8 [\mu m]$
Průhyb pod koly	$y_{kola} = 8,6 [\mu m]$

### 3.7.15. Natočení hřídelů

Kontroluji úhel natočení pod koly a ložisky. Průběhy natočení jednotlivých hřídelí jsou dostupné v přílohách č. 2, 3 a 4.

*Tabulka 35 Natočení 1. hřídel*

Dovolené natočení pod kolem	$\varphi_{Dkola} = 3 [\text{min}]^{-1} = 0,05 [^\circ]$
Dovolené natočení pod ložiskem	$\varphi_{Dložiska} = 2 [\text{min}]^{-1} = 0,033 [^\circ]$
Natočení pod ložiskem (V tabulce uvádím to s větším průhybem)	$\varphi_{ložiska} = 0,0169 [^\circ]$
Natočení pod kolem	$\varphi_{kola} = 0,0015 [^\circ]$

*Tabulka 36 Natočení 2. hřídel*

Dovolené natočení pod kolem	$\varphi_{2Dkola} = 3 [\text{min}]^{-1} = 0,05 [^\circ]$
Dovolené natočení pod ložiskem	$\varphi_{Dložiska} = 2 [\text{min}]^{-1} = 0,033 [^\circ]$
Průhyb mezi ložisky (V tabulce uvádím to s větším průhybem)	$\varphi_{ložiska} = 0,026 [^\circ]$
Natočení pod kolem	$\varphi_{2kola} = 0,015 [^\circ]$
Natočení pod kolem	$\varphi_{3kola} = 0,012 [^\circ]$

*Tabulka 37 Natočení 3. hřídel*

Dovolené natočení pod kolem	$\varphi_{Dkola} = 3 [\text{min}]^{-1} = 0,05 [^\circ]$
Dovolené natočení pod ložiskem	$\varphi_{Dložiska} = 2 [\text{min}]^{-1} = 0,033 [^\circ]$
Průhyb mezi ložisky (V tabulce uvádím to s větším průhybem)	$\varphi_{ložiska} = 0,008 [^\circ]$
Natočení pod kolem	$\varphi_{2kola} = 0,006 [^\circ]$

### 3.8. Návrh čelistové brzdy

Pro jeřáb byla zvolena čelistová brzda s elektro – hydraulickým odbrzdovačem. Bude kontrolována bezpečnost brzdného momentu brzdy. A také provedu výpočet na oteplení. K výpočtu jsem použil citaci č. [1].

#### 3.8.1. Výpočet bezpečnosti

Brzda bude situovaná před vstupem do převodovky a bude brzdit moment od klesajícího břemene.

Parametry elektromotoru

- Kroutící moment  $M_{km} = 484 [Nm]$
- Výkon  $P_m = 75 [kW]$

Zvolena čelistovou brzdou KPC D320 – 130, která je dostupná z citace č. [16].

- Maximální moment brzdy  
 $M_u = 600 [Nm]$

Dle zdroje č. [1] se potřebná velikost součinitele bezpečností určí podle skupiny mechanismů, do které jeřáb spadá.

- Bezpečnost  $m$  pro skupinu mechanismů II

$$m = 1,75$$

- Výpočet bezpečnosti

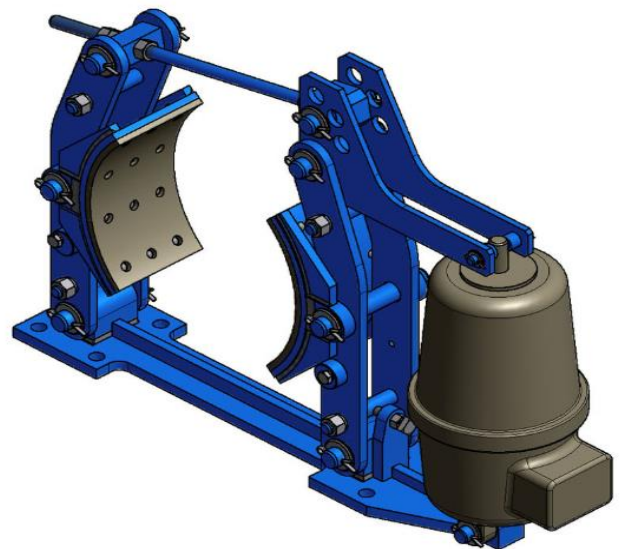
$$m = \frac{M_u}{M_Q}$$

Z kapitoly 3.6.1 víme, že  $M_Q$  je statický moment břemena. Pak tedy můžeme dopočítat bezpečnost.

$$M_Q = 355,35 [Nm]$$

$$m = \frac{600}{355,35} = 1,68$$

Bezpečnost je menší než potřebná hodnota dle zdroje č. [1], ale zanedbatelně. Kdyby byla zvolena od výrobce větší brzda, tak by bezpečnost naopak byla moc vysoká a brzda by byla zvolena zbytečně velká. Proto byla zvolena brzda KPC D320 – 130.



Obrázek 28 Čelistová brzda [20]

### 3.8.2. Výpočet doby brzdění

Počítáme s případy, kdy se břemeno spouští a kdy se zvedá. K výpočtu budeme potřebovat  $M_Q$  – statický moment břemena,  $M_U$  – brzdový moment,  $M_{zp}$  – inerční moment posouvajících se hmot a  $M_{zr}$  – inerční moment hmot rotujících. Hodnoty momentů známe z kapitoly 3.6.1 a 3.8.1.

#### 3.8.2.1. Brzdící doba při spouštění

Pro brzdění při spouštění platí vztah

$$M_u - M_Q = M_{zp} + M_{zr}$$

Po rozepsání

$$M_u - M_Q = \frac{1}{t_{b1}} \cdot \left( M_Q \cdot \frac{v}{60 \cdot g} + \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m \cdot I_o}{30} \right)$$

Vyjádření  $t_b$

$$\frac{\left( M_Q \cdot \frac{v}{60 \cdot g} + \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m \cdot I_o}{30} \right)}{M_u - M_Q} = t_{b1}$$

$$\frac{\left( 355,35 \cdot \frac{1,5}{60 \cdot g} + 1,5 \cdot \frac{\pi \cdot 1480 \cdot 1,4}{30} \right)}{600 - 355,35} = t_{b1} = 1,33 \text{ [s]}$$

#### 3.8.2.2. Brzdící doba zvedání

Pro brzdění při zvedání platí rovnost:

$$M_u + M_Q = M_{zp} + M_{zr}$$

Pak vyjádření  $t_b$

$$\frac{\left( M_Q \cdot \frac{v}{60 \cdot g} + \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m \cdot I_o}{30} \right)}{M_u + M_Q} = t_{b2}$$

$$\frac{\left( 355,35 \cdot \frac{1,5}{60 \cdot g} + 1,5 \cdot \frac{\pi \cdot 1480 \cdot 1,4}{30} \right)}{600 + 355,35} = t_{b2} = 0,34 \text{ [s]}$$

### 3.8.3. Výpočet oteplení brzdy

Brzda vykonává značnou práci, která je opakovaná. Třením kotoučů dochází ke vzniku tepla, které je odváděno do okolí jak zářením, tak přestupem. Kontrola spočívá ve výpočtu množství tepla, které vznikne za x brzdění za hodinu a výpočtu tepla, které je brzda schopna odvést. Odvedené teplo musí být menší než teplo vzniklé, jinak by se brzda přehřívala.

### 3.8.3.1. Teplo vzniklé za hodinu

- Střední doba brždění

$$t_b = \frac{t_{b1} + t_{b2}}{2} = \frac{1,33 + 0,34}{2} = 0,83 \text{ [s]}$$

- Práce při brždění

$$A_b = M_u \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30} \cdot t_b \cdot \frac{1}{2}$$

$$A_b = 600 \cdot \frac{\pi \cdot 1480}{30} \cdot 0,83 \cdot \frac{1}{2} = 38\,956,63 \text{ [J]}$$

- Množství tepla  $W_c$  při z zabrzdění za 1 hodinu.

Počet zabrzdění v hodině zvolen 4.

$$z = 4$$

$$W_c = \frac{A_b}{427} \cdot z$$

$$W_c = \frac{38\,956,63}{427} \cdot 4 = 364,93 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$W_c = 364,93 \cdot 1,163 = 424,41 \text{ [W]}$$

Množství tepla, které je potřeba odvést za hodinu  $W_c = 424,41 \text{ [W]}$

### 3.8.3.2. Výpočet odvedeného tepla

Bude proveden výpočet podle Ernsta [1]. Aby se brzda nepřehřivala, musí platit tato nerovnost:  $W_{od} > W_c$ . Teplo odvedené  $W_c$  počítáme jako součet tepla odvedeného sáláním  $W_1$ , volným prouděním vzduchu  $W_2$  a teplo odvedené při rychle proudícím vzduchu  $W_3$ . Pak  $W_{od} = W_1 + W_2 + W_3 \text{ [W]}$ , je teplo odvedené za hodinu.

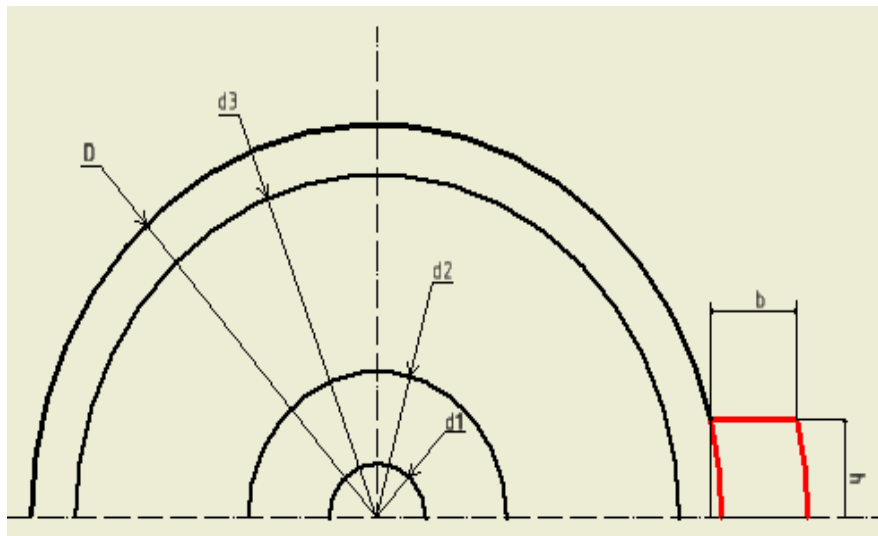
*Tabulka 38 Konstanty pro výpočet oteplení podle Ernsta*

$C_1$ – součinitel vyzařování pro lesklou ocel	$1,3 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{K}^4 \text{h}} \right]$
$C_2$ – součinitel vyzařování pro matně oxidovanou ocel	$4,3 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{K}^4 \text{h}} \right]$
$t_1$ - nejvyšší přípustná teplota brzdového kotouče (Pro obložení FERODO)	100 [°C]
$t_2$ - okolní teplota	24 [°C]
$\alpha_1$ -součinitel přestupu tepla při volném proudění	$5 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2} \text{°C} \cdot \text{h} \right]$
$\varepsilon_p$ - Doba chodu v pracovním čase.	0,25 [–]



Tabulka 39 Rozměry kotouče a čelistí

$D$	320 [mm]
$d_1$	45 [mm]
$d_2$	120 [mm]
$d_3$	280 [mm]
$h$	250 [mm]
$b$	70 [mm]
$\beta$ – (úhel svírající čelisti s kotoučem)	75 [°]
$t$ – (délka kotouče)	100 [mm]
$b_2 =$ tloušťka věnce	20 [mm]



Obrázek 29 Schéma brzdového kotouče s čelistí

Tabulka 40 Legenda k výpočtu proměnných veličin

$S_1$	Plocha kotouče, která je leskle obrobená a nezakrytá čelistmi kotouče [ $m^2$ ]
$S_2$	Postranní plochy kotouče [ $m^2$ ]
$S_3$	Celková plocha, bez části zakrytými čelistmi [ $m^2$ ]
$S_4$	Vnější i vnitřní plochy kotouče [ $m^2$ ]
$s_i$	Plocha mezikruží [ $m^2$ ]
$v_i$	Střední obvodová rychlost ploch

- Výpočet použitých ploch

$$S_1 = \frac{(360 - \beta) \cdot \pi}{360} \cdot t \cdot D = \frac{(360 - 75) \cdot \pi}{360} \cdot 0,1 \cdot 0,32 = 0,0586 [m^2]$$

$$S_2 = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,32^2 = 0,1608 [m^2]$$

$$S_3 = S_1 + S_2 + \frac{d_3^2 - d_2^2}{4} \cdot \pi = 0,0586 + 0,1608 + \frac{0,28^2 - 0,12^2}{4} \cdot \pi = 0,2697 [m^2]$$



$$S_4 = \pi \cdot (D \cdot t + d_3 \cdot b_2) = \pi \cdot (0,32 \cdot 0,1 + 0,28 \cdot 0,07) = 0,1621 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$s_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_3^2 - d_2^2) = \frac{0,28^2 - 0,12^2}{4} \cdot \pi = 0,0502 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$s_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2) = \frac{0,12^2 - 0,045^2}{4} \cdot \pi = 0,0097 \text{ [m}^2\text{]}$$

- Obvodové rychlosti

$$v_0 = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{60} = \frac{\pi \cdot 0,320 \cdot 1480}{60} = 24,79 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_m}{60} = \frac{\pi \cdot 0,045 \cdot 1480}{60} = 21,69 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_m}{60} = \frac{\pi \cdot 0,120 \cdot 1480}{60} = 9,29 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$$

- Výpočet tepla odvedeného sáláním.

$$W_1 = (C_1 \cdot S_1 + C_2 \cdot S_2) \cdot \left[ \left( \frac{273 + t_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + t_2}{100} \right)^4 \right]$$

$$W_1 = (1,3 \cdot 0,0586 + 4,3 \cdot 0,1608) \cdot \left[ \left( \frac{273 + 100}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + 24}{100} \right)^4 \right] \\ = 88,89 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

- Odvádění tepla přestupem za klidu

$$W_2 = \alpha_1 \cdot S_3 \cdot (t_1 - t_2) \cdot (1 - \varepsilon)$$

$$W_2 = 5 \cdot 0,2697 \cdot (100 - 24) \cdot (1 - 0,25) = 76,88 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

- Odvádění tepla při zrychleném proudění vzduchu

$$W_3 = \varepsilon_p \cdot (t_1 - t_2) \cdot 6,14 \cdot (S_4 \cdot v_0^{0,78} + 2 \cdot s_1 \cdot v_1^{0,78} + s_2 \cdot v_2^{0,78})$$

$$W_3 = 0,25 \cdot (100 - 25) \cdot \left( 0,1621 \cdot 24,79^{0,78} + 2 \cdot 0,0502 \cdot 21,69^{0,78} + 2 \cdot 0,0097 \cdot 9,29^{0,78} \right) \\ = 678,19 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

- Celkové množství tepla  $W_{celk}$  odvedené za hodinu.

$$W_c = W_1 + W_2 + W_3$$

$$W_{od} = 88,89 + 76,88 + 678,19 = 843,96 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

- Přepočítání na watty

$$W_{od} = 1,16 \cdot 843,96 = 981,53 \text{ [W]}$$

Aby se brzda nepřehřívala, musí platit nerovnost.

$$W_{od} > W_c$$

$$981,53 > 424,41$$

Nerovnost platí, kotouč se bude chladit a brzda vyhoví.

### 3.9. Návrh spojky s brzdným kotoučem

Hojně využívané spojky u jeřábu jsou spojky přírubové, ke kterým lze dobře zakomponovat brzdný kotouč. Přenos momentu bude probíhat pomocí lícovaných šroubů.

Spojka musí zvládnout přenést kroutící moment od elektromotoru  $M_{km} = 484 [Nm]$ , který vynásobíme koeficientem bezpečnosti  $k = 1,6 [-]$

- Potřebný moment  
 $M_p = k \cdot M_{km} = 1,6 \cdot 484 = 774,4 [Nm]$
- Podmínka únosnosti spojky  
 $M_p = k \cdot M_{km} < M_s$

Tabulka 41 Navržené rozměry spojky

Průměr lícovaných šroubů - $d_s$	10 [mm]
Počet šroubů - $i$	6 [-]
Vzdálenost od osy symetrie k ose díry - $D_r$	180 [mm]
Kratší délka stykové plochy šroubu - $l_1$	9,8 [mm]
Dovolené smykové napětí šroubů $\tau_d$	40 [MPa]
Dovolený měrný tlak mezi přírubou a šrouby $p_d$	60 [MPa]

- Výpočet momentu, který je spojka schopná přenést

$$M_s = i \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot \frac{D_r}{2} \cdot \tau_D = 6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} \cdot \frac{0,18}{2} \cdot 40 \cdot 10^6 = 1696,4 [Nm]$$

- Kontrola stykových ploch

$$p = \frac{2 \cdot M_s}{(i \cdot d_s \cdot l_1 \cdot D_R)} = \frac{2 \cdot 1696,4}{(6 \cdot 0,01 \cdot 0,0098 \cdot 0,18)} = 32,05 [MPa]$$

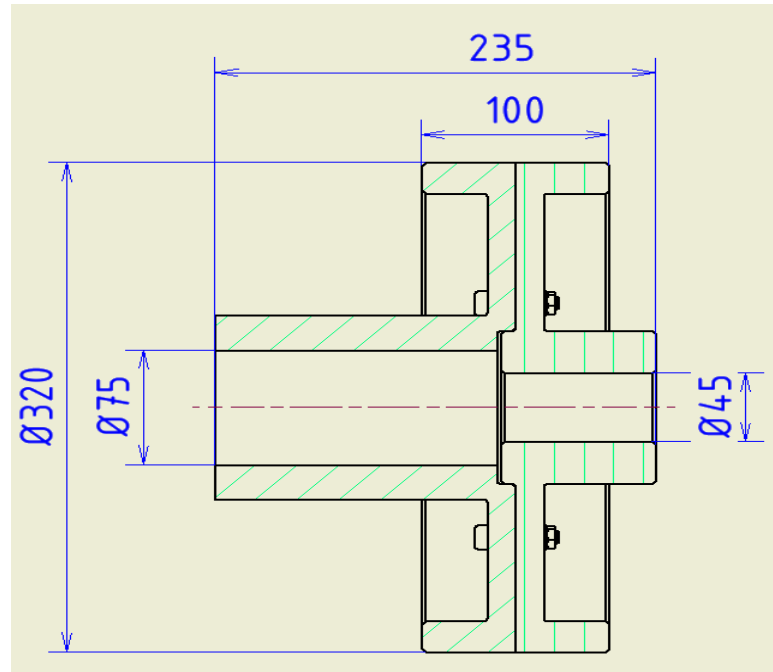
- Závěr

$$M_s = 1696,4 [Nm] > M_p = 774,4 [Nm]$$

$$p = 32,05 [MPa] < p_d = 60 [MPa]$$

Spojka vyhovuje a její sestavný výkres je dostupný v příloze č. 13.

Náhled viz. Obrázek č. 30.



Obrázek 30 Přírubová spojka s třecím kotoučem

### 3.10. Návrh bubnové spojky

Spojka musí zvládnout přenést kroučící moment od výstupního hřídele  $M_{k3} = 8848,33 \text{ [Nm]}$ , který vynásobíme koeficientem bezpečnosti  $k = 1,6 [-]$

- Potřebný moment  
 $M_p = k \cdot M_{km} = 1,6 \cdot 8848,33 = 14\,157,3 \text{ [Nm]}$
- Podmínka únosnosti spojky  
 $M_p = k \cdot M_{km} < M_s$
- Byla zvolena soudečková spojka typu NT.

Soudečková spojka realizuje přenos momentu pomocí soudečků, viz obrázek č. 31. Spojka také dovoluje úhlové vychýlení a axiální posuv. Spolu s vysokou únosností spojka splňuje požadavky na bubnovou spojku.

- Z katalogu o firmy etron viz citace č. [17] volím spojku NT13

Spojka je schopna přenést moment až

$$M_s = 16000 \text{ [Nm]}$$

- Spojka splňuje podmínku únosnosti a tím pádem vyhovuje.
- Náhled uložení spojky s bubnem je dostupný v příloze 5.



Obrázek 31 soudečková spojka [19]

### 3.11. Kontrola per

Pera budou kontrolována na otláčení.

- Kontrola na otláčení

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d_h \cdot h_p \cdot l_a} \text{ [MPa]}$$

- Účinná délka pera  
 $l_a = l_p - b \text{ [mm]}$
- Dovolенý tlak
- $p_d = 120 \text{ [MPa]}$

#### 3.11.1. Přírubová spojka se vstupem do převodovky

Je potřeba přenést moment od elektro motoru  $M_{k1} = 484 \text{ [Nm]}$

*Tabulka 42 Parametry pera 1*

$l_p$	63 [mm]
$h_p$	9 [mm]
$d_h$	45 [mm]
$b_p$	14 [mm]

- Tlak vyvolaný na bocích pera

$$p = \frac{4 \cdot 484}{45 \cdot 9 \cdot (63 - 14)} = 97,5 \text{ [MPa]}$$

- Kontrola

$$p = 97,5 \text{ [MPa]} < p_d = 120 \text{ [MPa]}$$

#### 3.11.2. Bubnová spojka

Je potřeba přenést moment z výstupního hřídele převodovky.  $M_{k3} = 8448,33 \text{ [Nm]}$

*Tabulka 43 Parametry pera 2*

$l_p$	160 [mm]
$h_p$	14 [mm]
$d_h$	85 [mm]
$b_p$	25 [mm]

- Tlak vyvolaný na bocích pera

$$p = \frac{4 \cdot 8448,33}{85 \cdot 14 \cdot (160 - 25)} = 220,31 \text{ [MPa]}$$

- Kontrola

$$p = 220,31 \text{ [MPa]} > p_d = 120 \text{ [MPa]}$$

Pero nespĺňuje podmínku únosnosti, a proto budou tyto pera použity dvě. Tlak poté na jedno pero bude  $p = 110,15 \text{ [MPa]}$  a pera vyhoví z návrhu na otláčení.

### 3.12. Návrh lanového bubnu

- Minimální průměr bubnu

$$D_{bmin} = d_l \cdot \alpha \text{ [mm]}$$

$$D_{bmin} = 16 \cdot 20 = 320 \text{ [mm]}$$

Volím průměr bubnu...  $D_b = 400 \text{ [mm]}$ .

- Délka navinutého lana

$i_k$ ... převod kladkostroje

$h_{zdvih}$ ... zdvih jeřábu

$$L = i_k \cdot h_{zdvih} \text{ [m]}$$

$$L = 2 \cdot 30 = 60 \text{ [m]}$$

- Počet závitů na bubnu

$$z_b = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + (2 \div 3) \text{ [-]}$$

$$z_b = \frac{48,51 \cdot 10^3}{\pi \cdot 400} + 2 = 40,6 \text{ [-]}$$

Počet závitů zaokrouhlím na  $z = 41 \text{ [-]}$

- Tloušťka stěny bubnu

$d_l$ ... průměr lana [mm]

$$b = 0,8 \cdot d_l = 0,8 \cdot 16 = 12,8 \text{ [mm]}$$

Tloušťku stěny bubnu volím  $b = 13 \text{ [mm]}$

- Krajní rozměr bubnu  $X_1 \text{ [mm]}$

Slouží k uchycení lana na bubnu.

$$X_1 = t \cdot 4 = 15 \cdot 4 = 60 \text{ [mm]}$$

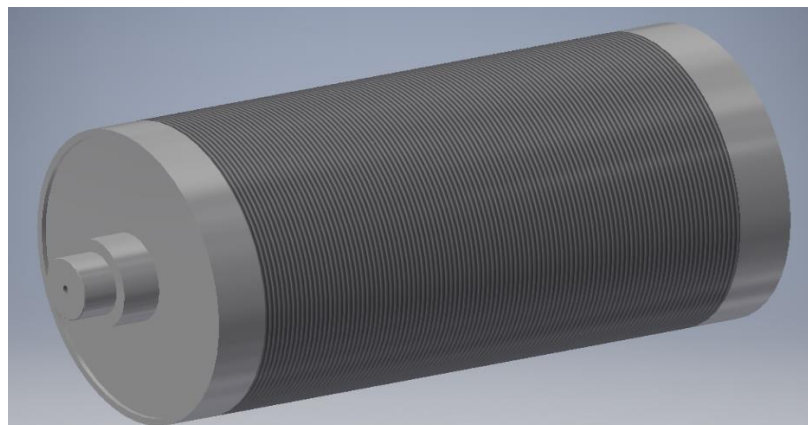
- Závitová část bubnu  $L_2 \text{ [mm]}$

Slouží k navíjení či odvíjení lana.

$$X_2 = z_b \cdot t = 41 \cdot 15 = 615 \text{ [mm]}$$

- Celkový rozměr bubnu

$$L_{celk} = 2 \cdot X_1 + X_2 = 2 \cdot 60 + 615 = 735 \text{ [mm]}$$



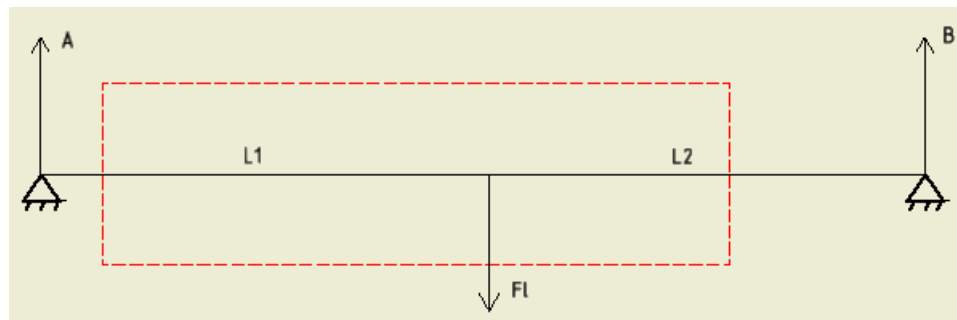
Obrázek 32 Lanový buben

### 3.12.1. Výpočet silových účinků na bubnu

Na obrázku č. 33 můžeme vidět schéma bubnu, kde A je reakce podpory od ložiska a B je reakce od uložení ve spojce. Čárkovaně je naznačena poloha bubnu vůči podpěrám.

Tabulka 44 Hodnoty k obrázku 29

$L_1$	394 [mm]
$L_2$	500 [mm]
$F_L = F$	33 175 [N]



Obrázek 33 Schéma bubnu

- Rovnováha sil a momentů na bubnu

$$\Sigma F_x = 0 = F_{ax}$$

$$\Sigma F_y = 0 = A + B - F_L$$

$$\Sigma M = 0 = F_L \cdot L_1 - B \cdot (L_1 + L_2)$$

- Síla v podpoře B

$$B = F_L \cdot \frac{L_1}{L_1 + L_2} = 33\,175 \cdot \frac{394}{394 + 500} = 14\,620 \text{ [N]}$$

- Síla v podpoře A

$$A = F_L - B = 33\,175 - 14\,620 = 18\,554 \text{ [N]}$$

Jelikož reakce v podpoře B, je reakce v ložisku E, tak bude třeba reakci přičíst k tečné reakci ložiska.

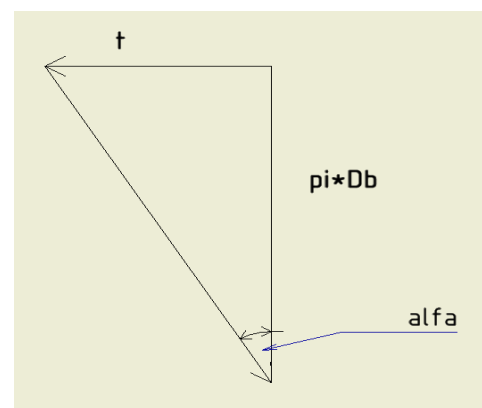
- Výpočet axiální síly od lana

Jelikož je lano na bubnu navinuto na závit bubnu, tak se síla rozloží podle obrázku 35. Z obrázku 34 bude dopočítán úhel stoupání.

$\alpha_z$  [°]...úhel stoupání závitu

$t$  [mm]... stoupání závitu

$\pi \cdot D_b$  [mm]... obvod bubnu



Obrázek 34 Schéma závitu bubnu

Výpočet úhlu stoupání

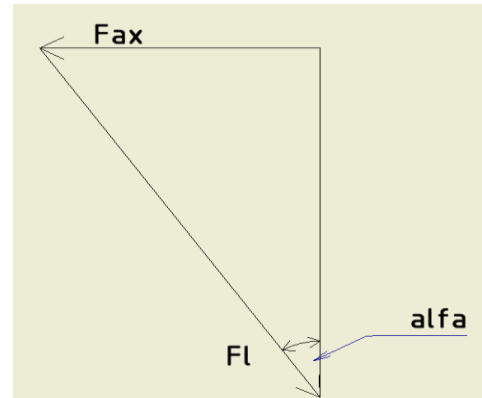
$$\alpha_z = \arctg\left(\frac{t}{\pi \cdot D_b}\right)$$

$$\alpha_z = \arctg\left(\frac{15}{\pi \cdot 400}\right) = 0,68 [^\circ]$$

Dopočet axiální síly.

$$F_{ax} = \operatorname{tg}(\alpha_z) \cdot F_L [N]$$

$$F_{ax} = \operatorname{tg}(0,68) \cdot 33\,175 = 393,7 [N]$$

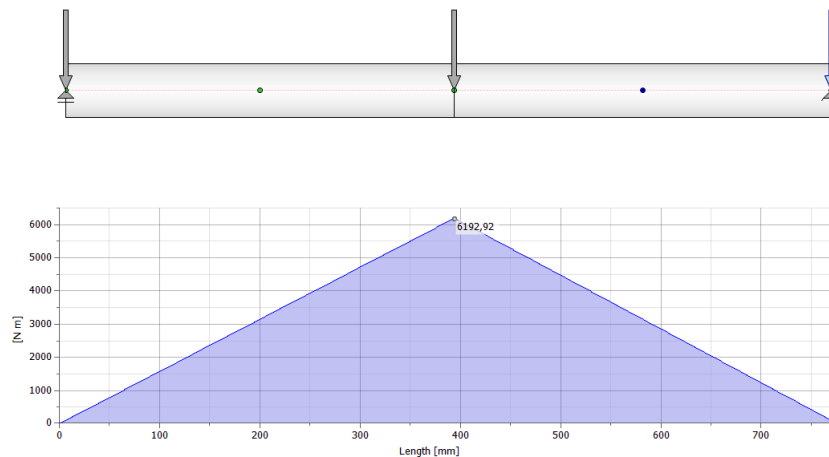


Obrázek 35 Schéma rozložení síly od břemene na bubnu

### 3.12.2. Pevnostní výpočet bubnu

- Momentový průběh na bubnu

Momentový průběh byl vykreslen v programu Inventor 2019.



Obrázek 36 Ohybový moment na bubnu

Maximální moment na bubnu  $M_{oMAX} = 6192,92 [Nm]$

- Výpočet průřezového modulu v ohybu  
 $D_a [mm]$ ... průměr lanového bubnu pod lanem  
 $D_a = D_b - d_l = 400 - 16 = 384 [mm]$   
 $b_b = 13 [mm]$ ... tloušťka stěny bubnu  
 $W_o [mm^3]$ ... průřezový modul v ohybu  
 $W_o = 0,8 \cdot (D_a - b_b)^2 \cdot b_b$   
 $W_o = 0,8 \cdot (384 - 13)^2 \cdot 13 = 143\,1466 [mm^3]$
- Maximální napětí v ohybu  
 $\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{6192,92}{143\,1466} = 3,58 [MPa]$
- Výpočet průřezového modulu v krutu  
 $W_k [mm^3]$ ... Průřezový modul v krutu  
 $W_k = 1,6 \cdot (D_a - b_b)^2 \cdot b_b [mm^3]$   
 $W_k = 1,6 \cdot (384 - 13)^2 \cdot 13 = 2862933 [mm^3]$



- Kroutící moment na bubnu

$$M_k = F_L \cdot \frac{D_b}{2} [Nmm]$$

$$M_k = 31848 \cdot \frac{400}{2} = 6369646 [Nmm]$$

- Napětí od krutu

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} [MPa]$$

$$\tau = \frac{6369646}{2862933} = 2,22 [MPa]$$

- Namáhání vnějším přetlakem

$$\sigma_d = \frac{F_L}{b_b \cdot t} [MPa]$$

$$\sigma_d = \frac{31848}{13 \cdot 15} = 163,32 [MPa]$$

- Redukované kombinované namáhání podle hypotézy HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_d^2 + \sigma_o \cdot \sigma_d + 3 \cdot \sigma_k^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3,58^2 + 163,32^2 + 3,58 \cdot 163,32 + 3 \cdot 2,22^2} = 165,19 [MPa]$$

- Kontrola napětí

Byla zvolena ocel 11 554 se zaručenou svařitelností. [18]

Dle zdroje č. [1] se pro svařované bubny volí bezpečnost  $k = 2 [-]$

*Tabulka 45 Mechanické vlastnosti materiálu*

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{2} = 177,5 [MPa]$$

$$\sigma_{red} = 165,19 [MPa] > \sigma_{Dov}$$

$$= 177,5 [MPa]$$

Materiál 11 554	
Meze kluzu	
Re – mez kluzu v tahu	355 [MPa]
$\sigma_{co}$ – Mez únavy v ohybu	219,3 [MPa]
$\tau_{ck}$ – mez kluzu ve smyku	213 [MPa]

### 3.12.3. Kontrola ložiska

Vzhledem k osovým nepřesnostem, které mohou vzniknout při svařování bubnu, bylo zvoleno naklápěcí kuličkové ložisko 1317 od firmy SKF, které vyrovná možné nesouososti. Ložisko bylo vybráno z katalogu SKF dostupného v citaci č. [14].

*Tabulka 46 Naklápěcí kuličkové ložisko bubnu*

$C_{katalog}$ – Dynamická únosnost	97,5 [kN]
$C_{0kat}$ – Statická únosnost	38 [kN]
$Y_0$	2,8 [-]
$Y_1$	2,9 [-]
$Y_2$	4,5 [-]
$e_v$	0,22 [-]

Určení reálného výpočtového součinitele

$$e = \frac{F_A}{F_R} = \frac{F_{ax}}{A} = \frac{393,7}{18\,554} = 0,021$$

Jelikož platí

$$e_v = 0,22[-] > e = 0,021[-]$$

- Ekvivalentní dynamické zatížení

Protože je výpočtový součinitel  $e_v$  větší než vypočtený.

Platí pro výpočet ekvivalentního zatížení tato rovnost.

$$P = F_r [N]$$

$$P = 18\,554 [N]$$

Jelikož jsem ložiska v převodovce vzhledem k třídě mechanismu jeřábu dimenzoval na 4000 [h], budu toto ložisko dimenzovat stejně.

- Výpočet dynamické únosností jeřábu

$$n_b = 71,61 \left[ \frac{ot}{min} \right] \dots \text{otáčky bubnu}$$

$$C = P \cdot \sqrt[10]{\frac{n \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 18\,554 \cdot \sqrt[10]{\frac{71,61 \cdot 4000 \cdot 60}{10^6}} = 43,5 [kN]$$

Podmínka  $C < C_{katalog}$  – Ložisko vyhovuje.

- Ekvivalentní statické zatížení

$$P_0 = F_t + Y_0 \cdot F_A [N]$$

$$P_0 = 18\,554 + 2,8 \cdot 393,7 = 19\,656 [N]$$

- Statická únosnost ložiska

$$s_0 = 1,5 [-] \dots \text{Statická bezpečnost}$$

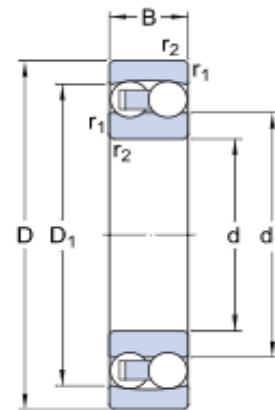
$$C_0 = P_0 \cdot s_0 [N]$$

$$C_0 = 19\,656 \cdot 1,5 = 29\,484,5 [N]$$

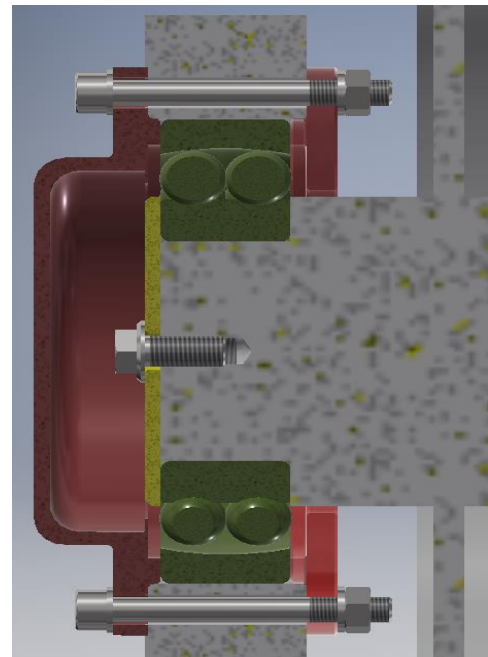
Podmínka  $C_0 < C_{0kat}$  – Ložisko vyhovuje.

- Uložení ložiska

Ložisko bude uloženo v podpěře bubnu, kde bude vnější kroužek zajištěn víčky. Vnitřní kroužek se opře o větší průměr čepu a z druhé strany zajistí přítlačnou deskou. Uložení ložiska viz. Obrázek č. 38.



Obrázek 37 Naklápečí ložisko 1317 [22]



Obrázek 38 Uložení naklápečího ložiska

### 3.12.4. Kontrola čepu ložiska

- Určení ohybového momentu v čepu bubny.

Z grafu na obrázku č. 36 odečteme příslušný moment v místě B, kde se nachází vrub od zápichu.  $M_o = 391 \text{ [Nm]}$ .

- Napětí v místě vrubu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{391 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 85^3}{32}} = 6,48 \text{ [MPa]}$$

- Napětí v místě vrubu

$$\tau = \frac{M_{k1} \cdot 32}{\pi \cdot d^3} = \frac{F_1 \cdot \frac{D_b}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{31850 \cdot \frac{0,4}{2}}{16} = 52,82 \text{ [MPa]}$$

- Statická kontrola čepu v místě B – obrázek 37.

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o)^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{(6,48)^2 + 4 \cdot 52,82^2} = 105,84 \text{ [MPa]}$$

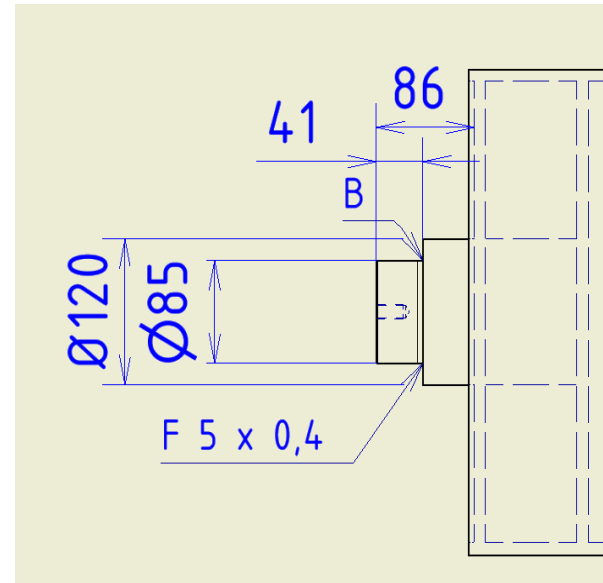
$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{355}{1,25} = 284 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_d > \sigma_{red}$$

- Dynamická kontrola zápichu

Po odečtení potřebných konstant viz. kapitola 3.7.13.3 byla spočtena dynamická bezpečnost pro zápich v místě B.

$$k_d = 3,77 > k_{dov} = 1,5$$



Obrázek 39 Čep bubny

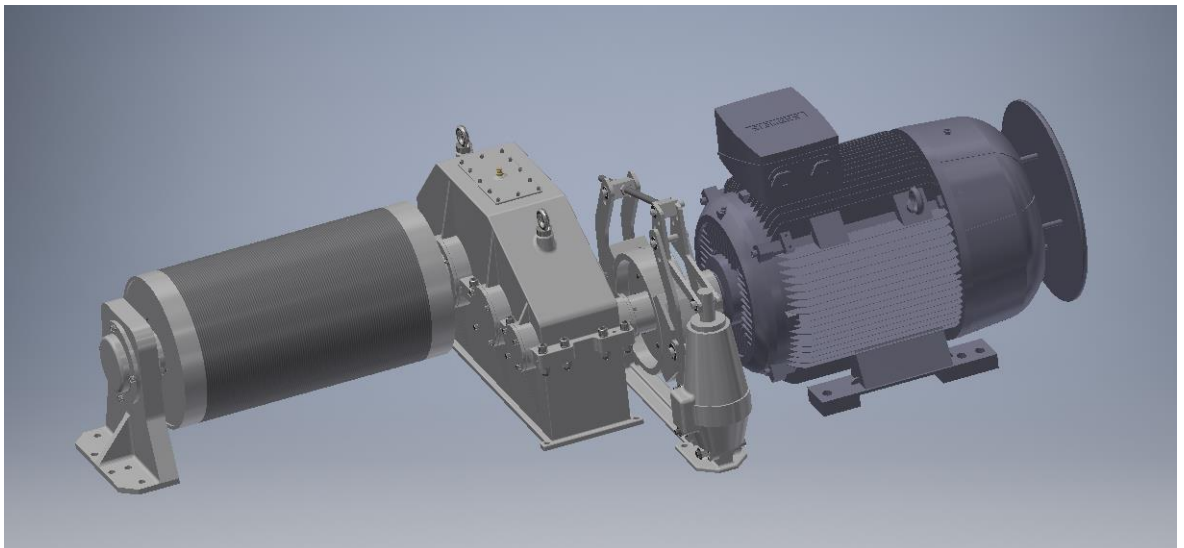
## 4. Závěr

Byla navrhnutá zdvihací jednotka věžového jeřábu, která byla dimenzovaná na zdvih maximálního břemene o hmotnosti  $5000 [kg] + 250 [kg]$  od stálého zatížení.

Ke zdvihací jednotce bylo navrženo lano typu SEAL o průměr  $16 [mm]$ . K lanu byl poté navrhnut lanový buben o průměru  $400 [mm]$ . Z požadované rychlosti zdvihu břemene a potřebné síly na bubnu byl zvolen 4 pólový asynchronní elektromotor značky siemens 1LA6 280-4AA o jmenovitém výkonu  $75 [kW]$  a navrhnutá dvoustupňová čelní převodovka s převodovým poměrem  $19,42 [-]$ .

Pro brždění tíhy břemene byla zvolena čelistová brzda KPC D320 s elektro-hydraulickým odbrzdovačem a jmenovitým brzdým momentem  $600 [Nm]$ . Pro spojení motoru s převodovkou byla navrhnutá přírubová spojka s brzdým kotoučem.

Spojení mezi převodovkou a bubnem je realizováno pomocí bubnové spojky NT, která toleruje drobné natočení vlivem výrobních nepřesností svařovaného bubnu.



*Obrázek 40 3D model pohonu zdvihací jednotky*

## BIBLIOGRAFIE

- [1] PROF.ING.DR. REMTA DRSC., František, Ladislav PROF.ING. KUPKA a František PROF.ING. DRAŽAN. *Jeřáby*. 1. Díl. Praha: Nakladatelství Technické Literatury, 1974, 2 (19-20). ISBN 04-216-74.
- [2] Job Report 1000 EC-H Clement Canopy. In: <https://www.liebherr.com/> [online]. Bulle, Švýcarsko: Liebherr [cit. 2020-03-13]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/int/products/construction-machines/tower-cranes/crane-jobs/job-report-1000-ec-h-clement-canopy/job-report-1000-ec-h-clement-canopy.html#lightbox>
- [3] K5000winch. In: [Www.krollcranes.dk](http://www.krollcranes.dk) [online]. Denmark: krollcranes [cit. 2020-03-20]. Dostupné z: [http://www.krollcranes.dk/media/imagegenerator/735x300/canvascolor\(0xffffffff\)/K5000winch.jpg](http://www.krollcranes.dk/media/imagegenerator/735x300/canvascolor(0xffffffff)/K5000winch.jpg)
- [4] CRANE PHOTOS: TAKING DOWN THE TOWER CRANE IN JUNEAU. In: <https://cranenetworknews.com> [online]. State Alaska: cranenetworknews, 2015 [cit. 2020-03-20]. Dostupné z: <https://cranenetworknews.com/photo-taking-down-the-crane-in-juneau/>
- [5] Jednoprarmenné ocelové lano - 1x37. In: [Www.lana-retezy.cz](http://www.lana-retezy.cz) [online]. Doudleby nad Orlicí: lana-retezy [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: [https://www.lana-retezy.cz/jednoprarmenna-lana/jednoprarmenne-ocelove-lano-1x37/?variantId=8936&gclid=CjwKCAjwguzzBRBiEiwAgUOFT-HCZ2sASuINH2DipK8SpiVlaCqRx-eL0LCDY51Y-2\\_SWGgVdIM6CxoCMQoQAvD\\_BwE](https://www.lana-retezy.cz/jednoprarmenna-lana/jednoprarmenne-ocelove-lano-1x37/?variantId=8936&gclid=CjwKCAjwguzzBRBiEiwAgUOFT-HCZ2sASuINH2DipK8SpiVlaCqRx-eL0LCDY51Y-2_SWGgVdIM6CxoCMQoQAvD_BwE)
- [6] Osmipramenné lano SEAL 8x19S - FC. In: [Www.lana-retezy.cz](http://www.lana-retezy.cz) [online]. Doudleby nad Orlicí: lana-retezy [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <https://www.lana-retezy.cz/osmipramenna-lana-seal/osmipramenne-lano-seal-8x19s-fc/>
- [7] Šestipramenné lano WARRINGTON SEAL 6x26WS - IWRC. In: [Www.lana-retezy.cz](http://www.lana-retezy.cz) [online]. Doudleby nad Orlicí: lana-retezy [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <https://www.lana-retezy.cz/sestipramenna-lana-seal-warrington/sestipramenne-lano-warrington-seal-6x26ws-iwrc/>
- [8] Víceprarmenné lano HERKULES 34Wx7 - WSC. In: [Www.lana-retezy.cz](http://www.lana-retezy.cz) [online]. Doudleby nad Orlicí: lana-retezy [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <https://www.lana-retezy.cz/viceprarmenna-lana-hercules/viceprarmenne-lano-hercules-34wx7-wsc/>
- [9] Elektromotor 0,12KW typ 1MS562-2. In: [Www.kelheim.cz](http://www.kelheim.cz) [online]. Česká republika: Kelheim [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <https://www.kelheim.cz/produkt/elektromotor-s-vykonem-012kw-typ-1ms562-2/>
- [10] Šestipramenné lano SEAL 6x19S - FC. [Www.lana-retezy.cz](http://www.lana-retezy.cz) [online]. Doudleby nad Orlicí: lana-retezy [cit. 2020-03-30]. Dostupné z: <https://www.lana-retezy.cz/sestipramenna-lana-seal/sestipramenne-lano-seal-6x19s-fc/>

- [11] Trojfázové nízkonapěťové asynchronní motory. In: *Www.elmotory.cz: katalog K-110005 CZ* [online]. Praha 4: elmotory, s. 1-52 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: [http://www.elmotory.cz/download/K\\_06.pdf](http://www.elmotory.cz/download/K_06.pdf)
- [12] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-010-3205-1.
- [13] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-010-2375-3.
- [14] *Valivá ložiska* [online]. SKF group, 2019, **2019**, 1-1151 [cit. 2020-05-15]. DOI: PUB BU/P1 17000/1 CS. ISSN PUB BU/P1 17000/1 CS. Dostupné z: [https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000\\_1-CS\\_tcm\\_54-121486.pdf#cid-121486](https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486)
- [15] ČSN 11600 – konstrukční ocel. In: *Czferrosteel.cz* [online]. Napajedla: czferrosteel, s. 1-2 [cit. 2020-05-25]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11600.pdf>
- [16] Standardní zdvihové brzdy. *Www.kpc.cz* [online]. kralovo pole: kpc [cit. 2020-05-17]. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/produkty/komponenty-zdvihu-gerabu/brzdy-zdvihove/standartni-zdvihove-brzdy/>
- [17] Etron barrel coupling catalogue. In: *Www.etrone.es* [online]. Hernani: etron, 2012, s. 1-16 [cit. 2020-05-17]. Dostupné z: [https://www.etrone.es/upload/secciones-publicas/etrone-barrel-coupling-2012-catalogue\\_original.pdf](https://www.etrone.es/upload/secciones-publicas/etrone-barrel-coupling-2012-catalogue_original.pdf)
- [18] ČSN 11523 – konstrukční ocel. [Http://www.czferrosteel.cz](http://www.czferrosteel.cz) [online]. , 1 [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11523.pdf>
- [19] Barrel coupling. In: *Www.etrone.es* [online]. Hernani: etron [cit. 2020-05-17]. Dostupné z: <https://www.etrone.es/barrel-coupling>
- [20] Standardní zdvihové brzdy. In: *Www.kpc.cz* [online]. Královo Pole: KPC, 2019 [cit. 2020-05-17]. Dostupné z: [https://www.kpc.cz/wp-content/uploads/2019/01/BrzdyZdvihove\\_Render\\_D320\\_130.jpg](https://www.kpc.cz/wp-content/uploads/2019/01/BrzdyZdvihove_Render_D320_130.jpg)
- [21] Spring-Set Electro-Hydraulic Thruster Brake on Main Hoist. In: *Www.kor-pak.com* [online]. Lake Forest: kor-pak, 2015 [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: <http://kor-pak.com/wp-content/uploads/2015/02/thruster-drum-brake.jpg>
- [22] 1317. In: *Www.skf.com* [online]. SKF group [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/productid-1317>

**SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK**

Tabulka 1 Konstanty pro výpočet .....	20
Tabulka 2 Počty zubů.....	20
Tabulka 3 Krouťící momenty.....	21
Tabulka 4 otáčky hřídelů.....	21
Tabulka 5 Návrh průměru hřídelů .....	21
Tabulka 6 Konstanty výpočtu soukolí .....	22
Tabulka 7 Výsledky Rozměrů .....	23
Tabulka 8 Výsledky úhlů prvního soukolí.....	23
Tabulka 9 Výsledky úhlů druhého soukolí .....	23
Tabulka 10 Konstanty a výsledné Reakce v ozubení.....	24
Tabulka 11 Reakce v ložiscích 1 hřídel .....	25
Tabulka 12 Reakce v ložiscích 2 hřídel .....	26
Tabulka 13 Reakce v ložiscích 2 hřídel .....	26
Tabulka 14 Ložisko A.....	26
Tabulka 15 Ložisko B.....	27
Tabulka 16 Ložisko C.....	27
Tabulka 17 Ložisko D .....	28
Tabulka 18 Nové reakce v ložiscích .....	28
Tabulka 19 Ložisko E .....	29
Tabulka 20 Ložisko F .....	29
Tabulka 21 Parametry – Hnané kolo prvního soukolí.....	31
Tabulka 22 Parametry – Pastorek druhého soukolí.....	31
Tabulka 23 Parametry – Hnané kolo druhého soukolí .....	31
Tabulka 24 Nalisování – Hnané kolo prvního soukolí .....	31
Tabulka 25 Nalisování – Pastorek druhého soukolí .....	32
Tabulka 26 Hnané kolo druhého soukolí .....	32
Tabulka 27 Mechanické vlastnosti materiálu .....	32
Tabulka 28 Redukovaná napětí hřídelů .....	33
Tabulka 30 Dynamické bezpečnosti 1. hřídel .....	35
Tabulka 32 Dynamické bezpečnosti 2. hřídel .....	35
Tabulka 34 Dynamické bezpečnosti 3. hřídel .....	36
Tabulka 35 Průhyby 1. hřídele .....	36
Tabulka 36 Průhyby 2. hřídele .....	36
Tabulka 37 Průhyby 3. hřídele .....	37
Tabulka 38 Natočení 1. hřídel.....	37
Tabulka 39 Natočení 2. hřídel.....	37
Tabulka 40 Natočení 3. hřídel.....	37
Tabulka 41 Konstanty pro výpočet oteplení podle Ernsta .....	40
Tabulka 42 Rozměry kotouče a čelistí .....	41
Tabulka 43 Legenda k výpočtu proměnných veličin .....	41
Tabulka 44 Navržené rozměry spojky .....	43
Tabulka 45 Parametry pera 1 .....	45
Tabulka 46 Parametry pera 2 .....	45
Tabulka 47 Hodnoty k obrázku 29 .....	47
Tabulka 48 Mechanické vlastnosti materiálu .....	49
Tabulka 49 Naklápací kuličkové ložisko bubnu.....	49

## SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Jeřáb při stavbě [2] .....	2
Obrázek 2 Schéma věžového jeřábu s vodorovným výložníkem "Flat-top" .....	4
Obrázek 3 Ukotvený podvozek .....	4
Obrázek 4 Neukotvený zatížený podvozek .....	5
Obrázek 5 Ukotvený jeřáb k budově .....	5
Obrázek 6 Pojízdny podvozek jeřábu .....	6
Obrázek 7 Klopny výložník .....	7
Obrázek 8 Zdvihací jednotka na podvozku .....	8
Obrázek 9 Zdvihací jednotka umístěná naproti výložníku [3] .....	8
Obrázek 10 Schéma zdvihací jednotky .....	9
Obrázek 11 detail obrázku 2 .....	10
Obrázek 12 Jeřábová kočka [4] .....	10
Obrázek 13 Jednoprarmenné lano [5] .....	11
Obrázek 14 Lano polouzavřené [1] .....	11
Obrázek 15 Vlevo lano normální po přeseknutí a vpravo lano umrtvené [1] .....	12
Obrázek 16 Lano SEAL [6] .....	12
Obrázek 17 Lano Warrington [7] .....	13
Obrázek 18 Lano Herkules [8] .....	13
Obrázek 19 Poddajná zubová spojka [1] .....	14
Obrázek 20 Kluzná lamelová spojka [1] .....	14
Obrázek 21 Čelistová brzda [21] .....	15
Obrázek 22 Asynchronní motor [9] .....	16
Obrázek 23 Schéma kladkostroje tažené kočky .....	18
Obrázek 24 Schéma převodovky .....	25
Obrázek 25 1. hřídel vruby .....	35
Obrázek 26 Dynamické bezpečnosti 2. hřídel .....	35
Obrázek 27 3. hřídel vruby .....	36
Obrázek 28 Čelistová brzda [20] .....	38
Obrázek 29 Schéma brzdového kotouče s čelistí .....	41
Obrázek 30 Přírubová spojka s třecím kotoučem .....	44
Obrázek 31 soudečková spojka [19] .....	44
Obrázek 32 Lanový buben .....	46
Obrázek 33 Schéma bubnu .....	47
Obrázek 34 Schéma závitu bubnu .....	47
Obrázek 35 Schéma rozložení síly od břemene na buben .....	48
Obrázek 36 Ohybový moment na bubnu .....	48
Obrázek 37 Naklápěcí ložisko 1317 [22] .....	50
Obrázek 38 Uložení naklápěcího ložiska .....	50
Obrázek 39 Čep bubnu .....	51
Obrázek 40 3D model pohonu zdvihací jednotky .....	52



**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

$h_{zdvih}$	Maximální zdvih	$[m]$
$v_{buben}$	Obvodová rychlost bubnu	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$m_k$	Hmotnost stálého zatížení	$[kg]$
$m_b$	Maximální hmotnost břemena	$[kg]$
$c$	Zdvihová rychlost	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$n_t$	Počet pracovních dnů	$[-]$
$t$	Pracovní doba	$[-]$
$\tau$	Časové využití	$[-]$
$T_h$	Počet pracovních cyklů	$[-]$
$k_{mech}$	Využití mechanického ústrojí	$[-]$
$T_{rm}$	Počet pracovních cyklů mechanického ústrojí	$[-]$
$q$	Poměrné zatížení	$[-]$
$Q_p$	Průměrné zatížení	$[kg]$
$Q_c$	Jmenovité břemeno	$[kg]$
$\eta_{1,2,3}$	Účinnost kladek	$[-]$
$Q_k$	Součet sil ve vertikálním směru	$[N]$
$F_{1,2,3}$	Síly v ramenech kladkostroje	$[N]$
$F$	Síla působící na buben	$[N]$
$\eta_k$	Účinnost kladkostroje	$[-]$
$i_k$	Převod kladkostroje	$[-]$
$k_{min}$	Bezpečnost pro lano	$[-]$
$F_{přetržení}$	Síla potřebná k přetržení lana	$[N]$
$k$	bezpečnost	$[-]$
$P_{buben}$	Výkon na bubnu	$[kW]$
$n$	Otáčky bubnu	$\left[\frac{1}{min}\right]$
$\eta_c$	Celková účinnost jednotky	$[-]$
$\eta_{12}$	Účinnost prvního soukolí	$[-]$
$\eta_{23}$	Účinnost druhého soukolí	$[-]$
$\eta_B$	Účinnost lanového bubnu	$[-]$
$P'_m$	Návrh výkonu bubnu	$[-]$
$i_{ci}$	Převodový poměr pro el. motory	$[-]$
$M_{km}$	Kroutící moment motoru	$[Nm]$
$P_m$	Výkon motoru	$[kW]$
$M_{rozběh}$	Potřebný rozběhový moment	$[Nm]$
$M_Q$	Statický moment břemene	$[Nm]$
$M_{zp}$	Moment posouvajících se hmot	$[Nm]$
$M_{zr}$	Moment hmot rotujících	$[Nm]$
$Q$	Tíha břemene	$[kg]$
$D_b$	Průměr bubnu	$[mm]$
$i_c$	Celkový převodový poměr	$[-]$
$c_{skut}$	Skutečná zdvihová rychlost	$\left[\frac{m}{s}\right]$
$v_b^{skutečná}$	Skutečná obvodová rychlost bubnu	$\left[\frac{m}{s}\right]$

$t_a$	Doba rozběhu	[s]
$g$	Tíhové zrychlení	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
$\beta$	Konstanta pro výpočet brždění	[-]
$I_o$	Setrvačný moment rotoru motoru	$[kg \cdot m^2]$
$k_z$	Konstanta k výpočtu záběrného momentu	[-]
$n_m$	Otáčky motoru	$\left[\frac{ot}{min}\right]$
$i_c$	Zvolený převodový poměr	[-]
$i_p$	Potřebný převodový poměr	[-]
$\Delta_{\check{c}sn}$	Odchylka převodového poměru	[%]
$i_{nor}$	Normalizovaný převodový poměr	[-]
$M_{k2}$	Kroutící moment druhého hřídele	[Nm]
$M_{k3}$	Kroutící moment třetího hřídele	[Nm]
$n_i$	Otáčky hřídelů	$\left[\frac{ot}{min}\right]$
$d_{h_i}$	Návrh průměru jednotlivých hřídelů	[-]
$\beta_{12}$	Sklon zubů prvního soukolí	[°]
$\beta_{34}$	Sklon zubů druhého soukolí	[°]
$\sigma_{Hlimb}^0$	Mez únavy v otláčení	[MPa]
$\sigma_{Flimb}^0$	Mez únavy v ohybu	[MPa]
$f_h$	Konstanta pro šikmé zuby	[-]
$b_{WH}/d_i$	Poměrná šířka zubů	[-]
$\sigma_{HP}$	Mez únavy v dotyku	[MPa]
$\psi_m$	Poměrná šířka zubu podle modulu	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	[-]
$K_A$	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
$z_i$	Počet zubů kola	[-]
$d_i$	Roztečná kružnice	[-]
$p_d$	Dovolené napětí	[MPa]
$m_{n12}$	Normální modul prvního soukolí	[mm]
$m_{n34}$	Normální modul druhého soukolí	[mm]
$a_{12}$	Osová vzdálenost 1 a 2 hřídele	[mm]
$a_{34}$	Osová vzdálenost 2 a 3 hřídele	[mm]
$b_i$	Šířka kol	[mm]
$\alpha_n$	Úhel záběru v nástroje	[°]
$\alpha_t$	Úhel záběru čelní rovině	[°]
$inv\alpha_t$	Involuta úhlu záběru v čelní rovině	[-]
$\alpha_{tw}$	Valivý úhel záběru v čelní rovině	[°]
$inv\alpha_{tw}$	Involuta valivého úhlu	[-]
$x_1 + x_2$	Korekce prvního soukolí	[-]
$x_3 + x_4$	Korekce druhého soukolí	[-]
$d_w$	Průměr valivé kružnice	[mm]
$\beta_w$	Valivý úhel sklonu zubů	[°]
$\alpha_{nw}$	Valivý úhel záběru nástroje	[°]
$F_t$	Tečná síla v ozubení	[N]
$F_a$	Axiální síla v ozubení	[N]

$F_r$	Radiální síla v ozubení	[N]
$I_y$	Radiální reakce v ložisku	[N]
$A_x$	Tečná reakce v ložisku A	[N]
$B_x$	Tečná reakce v ložisku B	[N]
$C_x$	Tečná reakce v ložisku C	[N]
$D_x$	Tečná reakce v ložisku D	[N]
$E_{x1}$	Tečná reakce v ložisku E	[N]
$F_{x1}$	Tečná reakce v ložisku F	[N]
$A_y$	Radiální reakce v ložisku A	[N]
$B_y$	Radiální reakce v ložisku B	[N]
$C_y$	Radiální reakce v ložisku C	[N]
$D_y$	Radiální reakce v ložisku D	[N]
$E_y$	Radiální reakce v ložisku E	[N]
$F_y$	Radiální reakce v ložisku F	[N]
$A_z$	Axiální reakce v ložisku A	[N]
$C_z$	Axiální reakce v ložisku C	[N]
$E_z$	Axiální reakce v ložisku E	[N]
$E_{x2}$	Nová tečná reakce v ložisku E	[N]
$F_{x2}$	Nová tečná reakce v ložisku F	[N]
$R_A$	Výsledná reakce v ložisku A	[N]
$R_B$	Výsledná reakce v ložisku B	[N]
$R_C$	Výsledná reakce v ložisku C	[N]
$R_D$	Výsledná reakce v ložisku D	[N]
$R_E$	Výsledná reakce v ložisku E	[N]
$R_F$	Výsledná reakce v ložisku F	[N]
$I_x$	Tečná reakce v ložisku	[N]
$I_z$	Axiální reakce v ložisku	[N]
$R_l$	Výsledná reakce v ložisku	[N]
$C$	Dynamická únosnost	[kN]
$C_0$	Statická únosnost	[kN]
$X$	Koeficient pro radiální zatížení	[-]
$Y$	Koeficient pro axiální zatížení	[-]
$e$	Porovnávací koeficient ložiska	[-]
$P$	Ekvivalentní zatížení ložiska	[kN]
$p_{min}$	Minimální tlak ve spoji	[MPa]
$p_{max}$	Maximální tlak ve spoji	[MPa]
$C_N$	Geometrická konstanta	[-]
$\Delta d_{min}$	Minimální přesah	[ $\mu m$ ]
$\Delta d'_{min}$	Minimální výrobní přesah	[ $\mu m$ ]
$\sigma_D$	Dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$E$	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
$d_H$	Průměr hřídele	[mm]
$L$	Délka lisování	[mm]
$f$	koeficient tření	[-]
$R_E$	Mez kluzu materiálu	[MPa]

$\sigma_{oc}^*$	Skutečná mez únavy v místě vrubu	[MPa]
$\sigma_o$	Napětí v ohybu	[MPa]
$k_o$	Dynamická bezpečnost v ohybu	[-]
$\tau_{ck}$	Mez kluzu ve smyku	[MPa]
$\tau$	Napětí v krutu	[MPa]
$k_\tau$	Statická bezpečnost v ohybu	[-]
$k_d$	Dynamická bezpečnost	[-]
$\beta_o$	Součinitel vrubu v ohybu	[-]
$q_o$	Součinitel vrubové citlivosti	[-]
$\alpha_o$	Součinitel tvaru vrubu	[-]
$\eta_{cp}$	Součinitel povrchu	[-]
$\varepsilon$	Součinitel velikosti	[-]
$y_{Dložiska}$	Dovolený průhyb mezi ložisky	[ $\mu m$ ]
$y_{Dkola}$	Dovolený průhyb pod kolem	[ $\mu m$ ]
$y_{ložiska}$	Průhyb mezi ložisky	[ $\mu m$ ]
$y_{kola}$	Průhyb pod kolem	[ $\mu m$ ]
$\varphi_{Dkola}$	Dovolené natočení pod kolem	[°]
$\varphi_{Dložiska}$	Dovolené natočení v místě ložiska	[°]
$\varphi_{ložiska}$	Natočení v místě ložiska	[°]
$\varphi_{kola}$	Natočení pod kolem	[°]
$M_u$	Brzdňý moment	[Nm]
$m$	Bezpečnost pro brzdy	[-]
$t_{bi}$	Doba brždění	[s]
$A_b$	Práce při brždění	[W]
$t_b$	Průměrná doba brždění	[s]
$z$	Počet zabrzdění v hodině	[-]
$W_c$	Vzniklé teplo za 1 hodinu	[W]
$C_1$	Součinitel vyzařování pro lesklou ocel	[-]
$C_2$	Součinitel vyzařování pro matnou ocel	[-]
$t_1$	Nejvyšší přípustná teplota destičky	[°C]
$t_2$	Teplota okolí	[°C]
$\alpha_1$	Součinitel přestupu tepla – volné proudění	[ $\frac{kcal}{m^2} \cdot ^\circ C \cdot h$ ]
$\varepsilon_p$	Doba chodu v pracovním čase	[-]
$W_{od}$	Teplo odvedené za 1 hodinu	[W]
$W_1$	Teplo odvedené sáláním	[W]
$W_2$	Teplo odvedené volným prouděním	[W]
$W_3$	Teplo odvedené při rychle proudícím vzduchu	[W]
$D$	Průměr brzdňého kotouče	[mm]
$d_i$	Jednotlivé průměry kotouče	[mm]
$h$	výška brzdňé destičky	[mm]

$b$	Tloušťka brzdné destičky	[mm]
$\beta$	Úhel svírající čelisti brzdy	[°]
$t$	Délka kotouče	[mm]
$b_2$	Šířka věnce kotouče	[mm]
$S_i$	Jednotlivé plochy kotouče	[m <sup>2</sup> ]
$s_i$	Jednotlivé plochy mezikruží kotouče	[m <sup>2</sup> ]
$v_i$	Střední obvodové rychlosti ploch	[ $\frac{m}{s}$ ]
$M_p$	Moment, který musí spojka překonat	[Nm]
$M_s$	Moment spojky	[Nm]
$\tau_d$	Dovolené smykové napětí	[MPa]
$i$	Počet lícovaných šroubů	[–]
$D_r$	Osová vzdálenost mezi 2 lícovanými šrouby	[–]
$l_1$	Kratší délka stykové plochy lícovaných š.	[–]
$d_s$	Průměr lícovaného šroubu	[–]
$p$	Tlak ve spoji	[–]
$h_p$	Výška pera	[mm]
$b_p$	Tloušťka pera	[mm]
$l_p$	Délka pera	[mm]
$l_a$	Účinná délka pera	[mm]
$D_{bmin}$	Minimální průměr lanového bubnu	[mm]
$\alpha$	Součinitel třídy jeřábu	[–]
$d_l$	Průměr lana	[mm]
$L$	Délka navinutého lana na bubnu	[mm]
$z_b$	Počet závitů na bubnu	[–]
$X_1$	Krajní rozměr bubnu	[mm]
$X_2$	Závitová část bubnu	[mm]
$L_{celk}$	Celkový rozměr bubnu	[mm]
$L_1$	Vzdálenost mezi lanem a levým ložiskem	[mm]
$L_2$	Vzdálenost mezi lanem a pravým ložiskem	[mm]
$A$	Reakce v podpoře stojanu bubnu	[Nm]
$B$	Přídavná tečná reakce na ložisko v převodovce	[Nm]
$\alpha_z$	Úhel stoupání závitu bubnu	[°]
$F_{ax}$	Axiální síla od lana	[N]
$W_o$	Průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_k$	Průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$b_b$	Tloušťka stěny bubnu	[mm]
$\sigma_d$	Namáhání bubnu vnějším přetlakem	[MPa]
$s_0$	Statická bezpečnost ložiska	[–]

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha číslo 1	Kontrola dle ISO 6336
Příloha číslo 2	Průběhy 1. hřídel
Příloha číslo 3	Průběhy 2. hřídel
Příloha číslo 4	Průběhy 3. hřídel
Příloha číslo 5	Obrázek – spojení spojky s bubnem
Příloha číslo 6	Výkres sestavy pohonu zdvihací jednotky
Příloha číslo 7	Kusovník k příloze 6
Příloha číslo 8	Sestava převodovky pohled 1
Příloha číslo 9	Sestava převodovky pohled 2
Příloha číslo 10	Kusovník k příloze 8 a 9
Příloha číslo 11	Sestava lanového bubnu
Příloha číslo 12	Kusovník k příloze 11
Příloha číslo 13	Sestava spojky s brzdňý kotoučem
Příloha číslo 14	Kusovník k příloze 13
Příloha číslo 15	3D náhled do modelu převodovky

**Příloha 1 – Kontrola ozubení dle ISO 6336**
**První soukolí**

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
1	<b>Kontrola ozubení dle ISO 6336</b>					jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s <sup>-1</sup>					
2				Roz.	kolo 1	kolo 2			kolo 1	kolo 2	
3	Z <sub>1</sub>	19		d	68,84587	329,7355		σ <sub>Flim</sub>	705	705	
4	Z <sub>2</sub>	91		d <sub>a</sub>	77,26454	336,7179		σ <sub>Hlim</sub>	1180	1180	
5	m <sub>n</sub>	3,5		d <sub>f</sub>	61,53211	320,9855		Y <sub>Fa</sub>	2,464749	2,191919	
6	x <sub>1</sub>	0,205178		d <sub>b</sub>	64,42398	308,557		Y <sub>Sa</sub>	1,662032	1,795418	
7	x <sub>2</sub>	0		d <sub>w</sub>	69,09091	330,9091		Y <sub>ε</sub>	0,706404	0,706404	
8	α <sub>n</sub>	20		h <sub>a</sub>	4,209335	3,491212		Y <sub>β</sub>	0,875	0,875	
9	β	15		h <sub>f</sub>	3,656878	4,375		F <sub>β</sub>	6	6	
10	a <sub>w</sub>	200		h	7,866212	7,866212		Y <sub>N,X</sub>	1	1	
11	b <sub>1</sub>	63		s <sub>n</sub>	6,020537	5,497787		Z <sub>H</sub>	2,391161	2,391161	
12	b <sub>2</sub>	59,5		s <sub>t</sub>	6,232919	5,691728		Z <sub>E</sub>	189,8	189,8	
13	P	75		v <sub>n</sub>	4,975037	5,497787		Z <sub>ε</sub>	0,804237	0,804237	
14	n <sub>1</sub>	1480		v <sub>t</sub>	5,150537	5,691728		Z <sub>β</sub>	0,982815	0,982815	
15	M <sub>k1</sub>	483917,1		α <sub>w</sub>	21,17962			Z <sub>B</sub>	1	1	
16	v	5,335046						Z <sub>R,T</sub>	1	1	
17	u	4,789474						K <sub>A</sub>	1,1	1,1	
18								K <sub>V</sub>	1,059411	1,059411	
19	<b>Kontrolní rozměry</b>								K <sub>Fα</sub>	1	1
20		1	2					K <sub>Fβ</sub>	1,261923	1,259568	
21	h <sub>k</sub>	3,241853	2,607735					K <sub>Hα</sub>	1	1	
22	s <sub>k</sub>	5,316268	5,316268	konst. tloušťka				K <sub>Hβ</sub>	1,303836	1,303836	
23	z'	3	12								
24	M/z	27,35054	123,7477	přes zuby							
25	d	5,16623	5,16623					S <sub>F</sub>	2,96969	2,924966	
26	M/d	74,71321	334,4459	přes kuličky				S <sub>H</sub>	1,31021	1,31021	

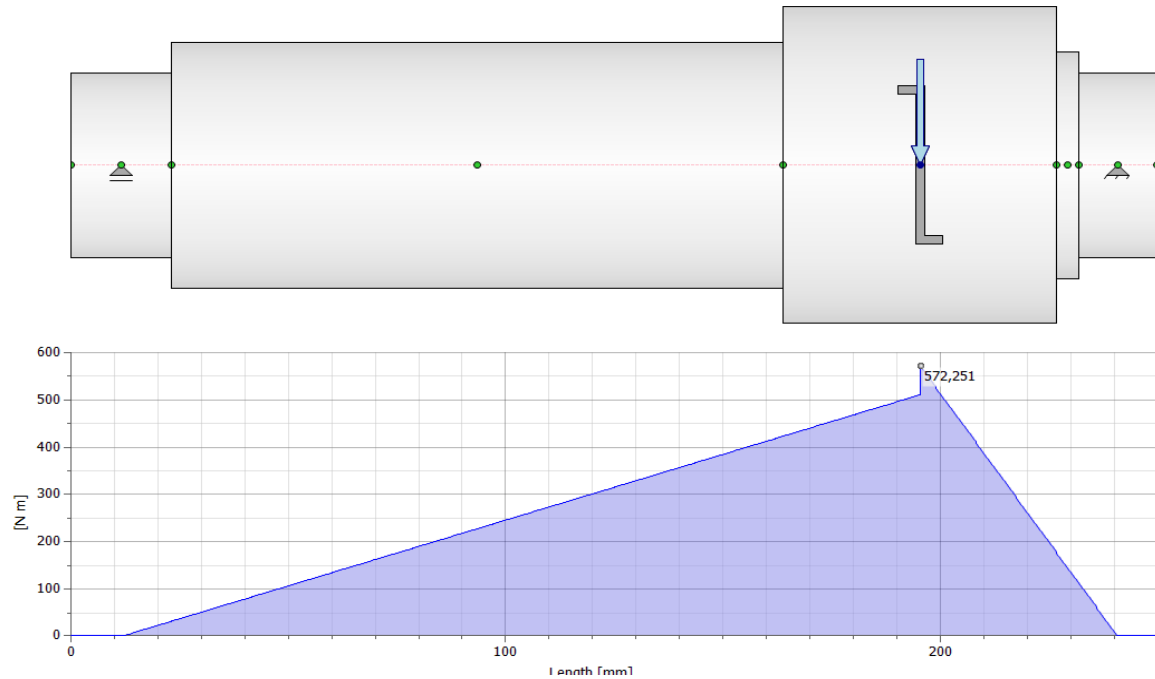
**Druhé soukolí**

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
1	<b>Kontrola ozubení dle ISO 6336</b>					jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s <sup>-1</sup>					
2				Roz.	kolo 1	kolo 2			kolo 1	kolo 2	
3	Z <sub>1</sub>	18		d	110,4128	447,7852		σ <sub>Flim</sub>	705	705	
4	Z <sub>2</sub>	73		d <sub>a</sub>	124,2148	459,7644		σ <sub>Hlim</sub>	1180	1180	
5	m <sub>n</sub>	6		d <sub>f</sub>	97,2356	432,7852		Y <sub>Fa</sub>	2,586347	2,232137	
6	x <sub>1</sub>	0,151901		d <sub>b</sub>	103,481	419,6729		Y <sub>Sa</sub>	1,620428	1,763681	
7	x <sub>2</sub>	0		d <sub>w</sub>	110,7692	449,2308		Y <sub>ε</sub>	0,709516	0,709516	
8	α <sub>n</sub>	20		h <sub>a</sub>	6,901017	5,989608		Y <sub>β</sub>	0,9	0,9	
9	β	12		h <sub>f</sub>	6,588592	7,5		F <sub>β</sub>	6	6	
10	a <sub>w</sub>	280		h	13,48961	13,48961		Y <sub>N,X</sub>	1	1	
11	b <sub>1</sub>	108		s <sub>n</sub>	10,08823	9,424778		Z <sub>H</sub>	2,418202	2,418202	
12	b <sub>2</sub>	102		s <sub>t</sub>	10,31361	9,635333		Z <sub>E</sub>	189,8	189,8	
13	P	73,5		v <sub>n</sub>	8,761327	9,424778		Z <sub>ε</sub>	0,798124	0,798124	
14	n <sub>1</sub>	311		v <sub>t</sub>	8,95706	9,635333		Z <sub>β</sub>	0,989013	0,989013	
15	M <sub>k1</sub>	2256827		α <sub>w</sub>	20,90018			Z <sub>B</sub>	1	1	
16	v	1,797953						Z <sub>R,T</sub>	1	1	
17	u	4,055556						K <sub>A</sub>	1,1	1,1	
18								K <sub>V</sub>	1,012213	1,012213	
19	<b>Kontrolní rozměry</b>								K <sub>Fα</sub>	1	1
20		1	2					K <sub>Fβ</sub>	1,303804	1,301029	
21	h <sub>k</sub>	5,279869	4,475076					K <sub>Hα</sub>	1	1	
22	s <sub>k</sub>	8,90813	8,90813	konst. tloušťka				K <sub>Hβ</sub>	1,353319	1,353319	
23	z'	3	9								
24	M/z	46,51645	157,0924	přes zuby							
25	d	8,856394	8,856394					S <sub>F</sub>	2,876451	2,898242	
26	M/d	120,117	456,037	přes kuličky				S <sub>H</sub>	1,247338	1,247338	

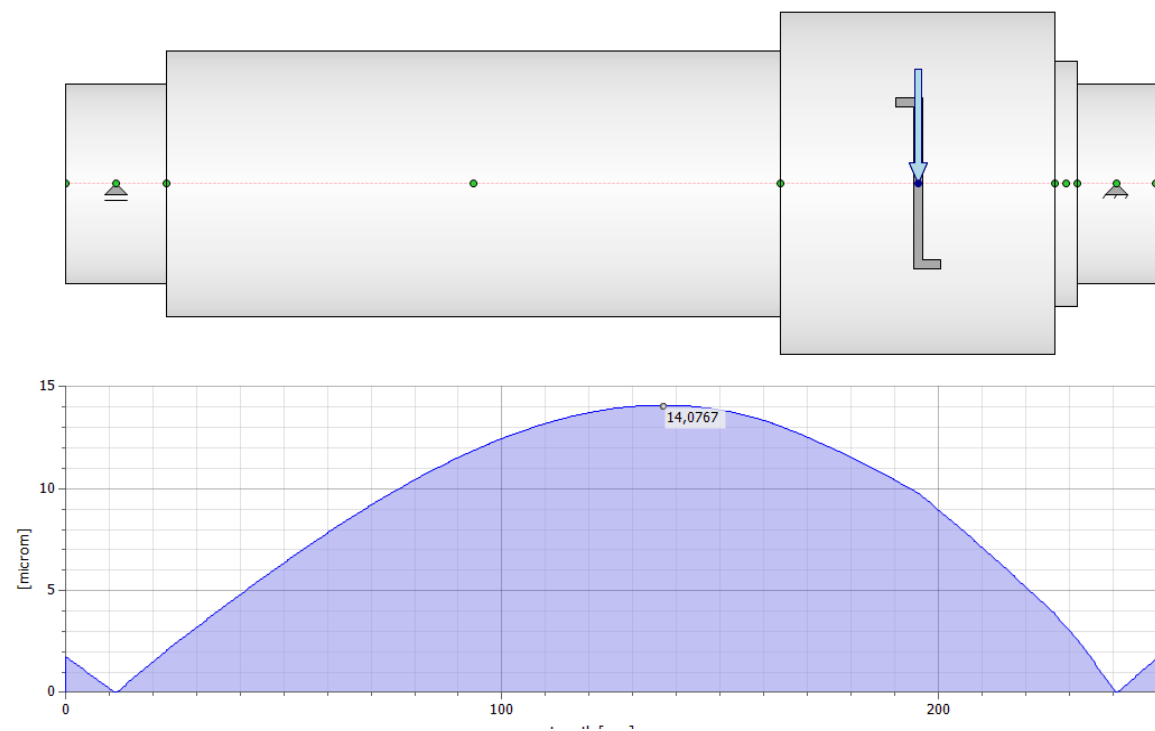
## Příloha 2 – průběhy na prvním hřídeli

Průběhy byly zpracovány v programu Inventor 2019

Průběh momentu – 1. hřídel

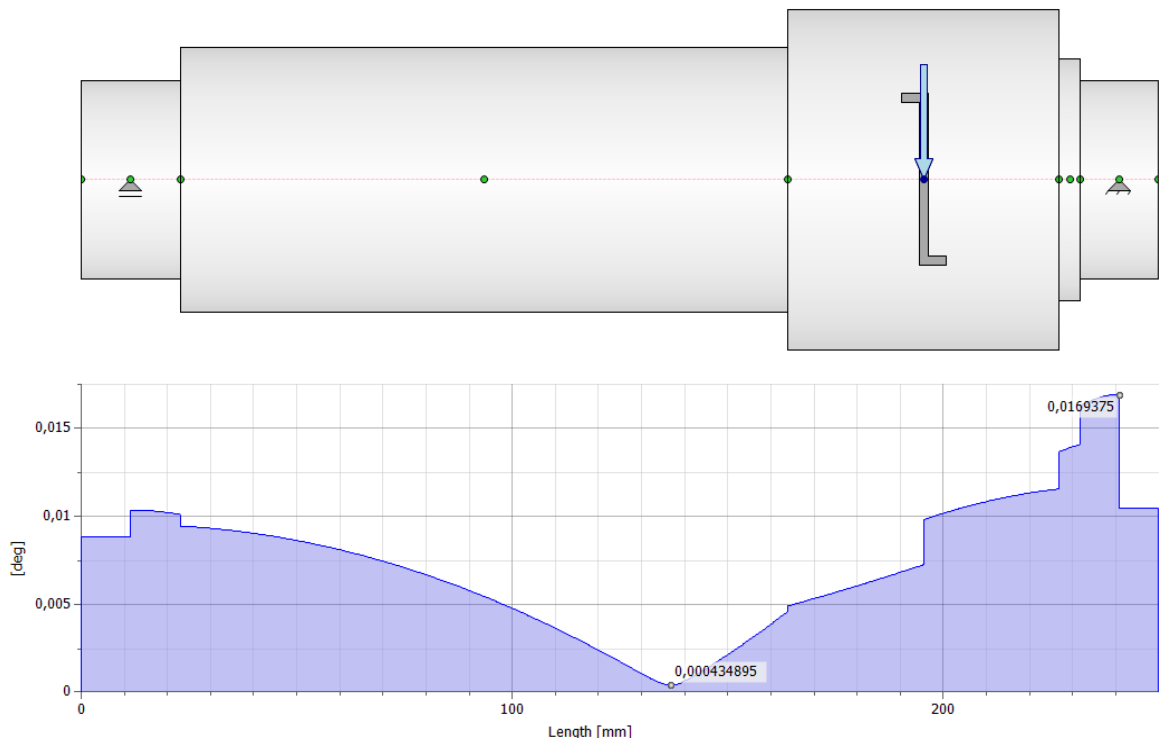


Průběh průhybu – 1. hřídel





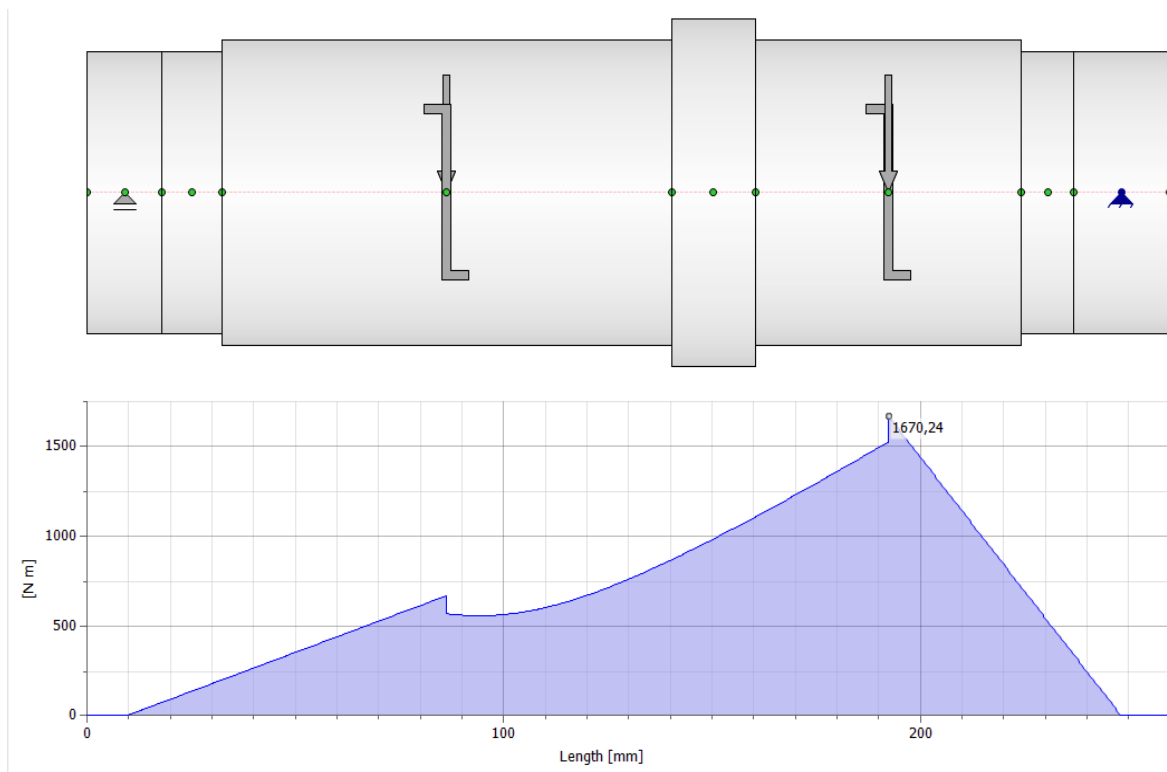
Průběh natočení – 1. hřídel



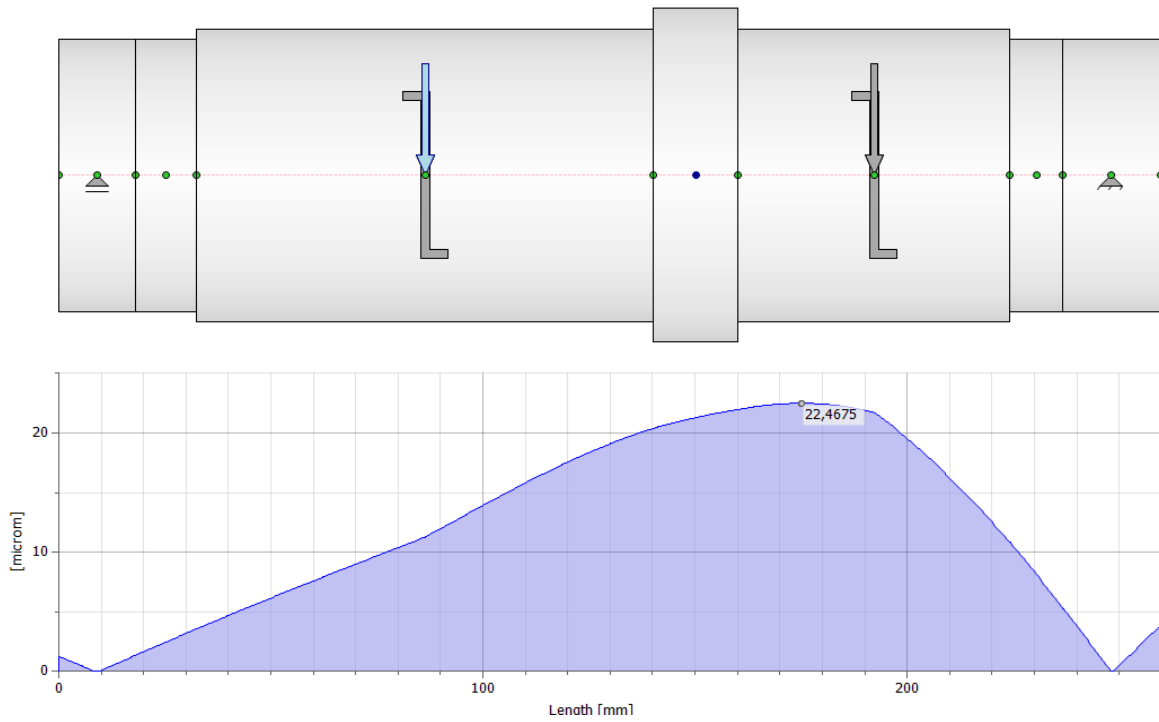
**Příloha 3 – průběhy na druhém hřídeli**

Průběhy byly zpracovány v programu Inventor 2019

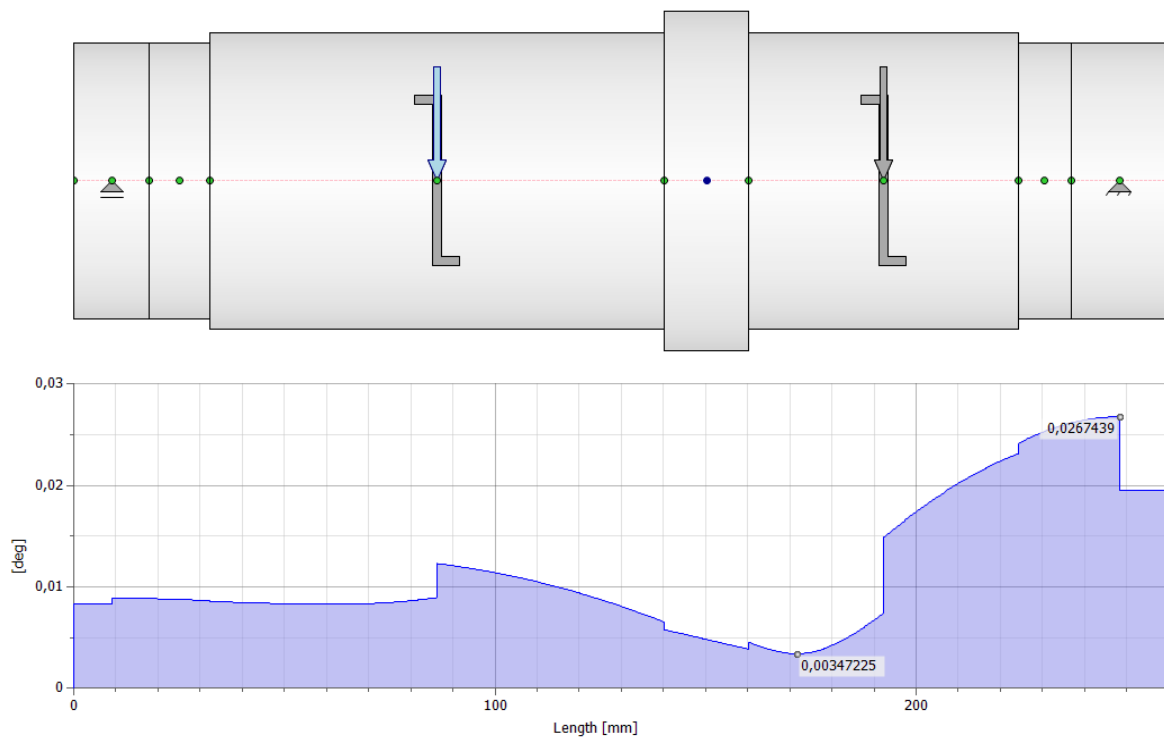
Průběh momentu – 2. hřídel



Průběh průhybu – 2. hřídel



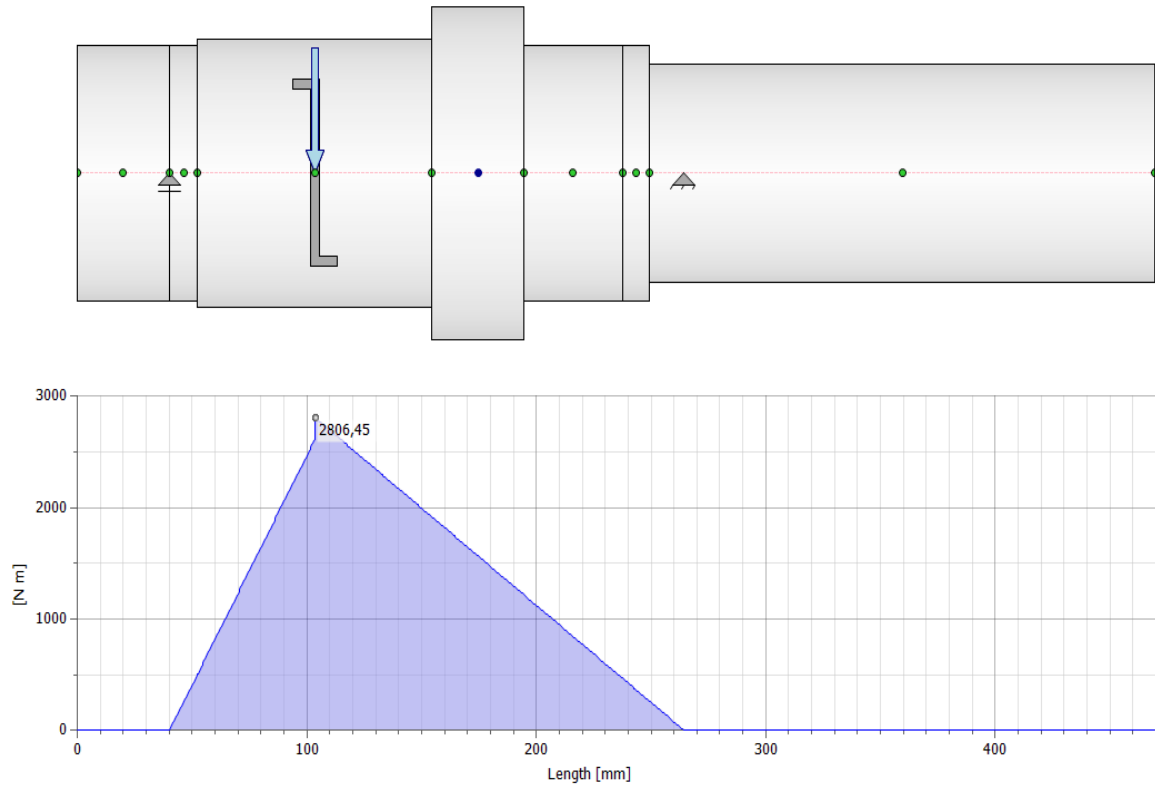
Průběh natočení – 2. hřídel



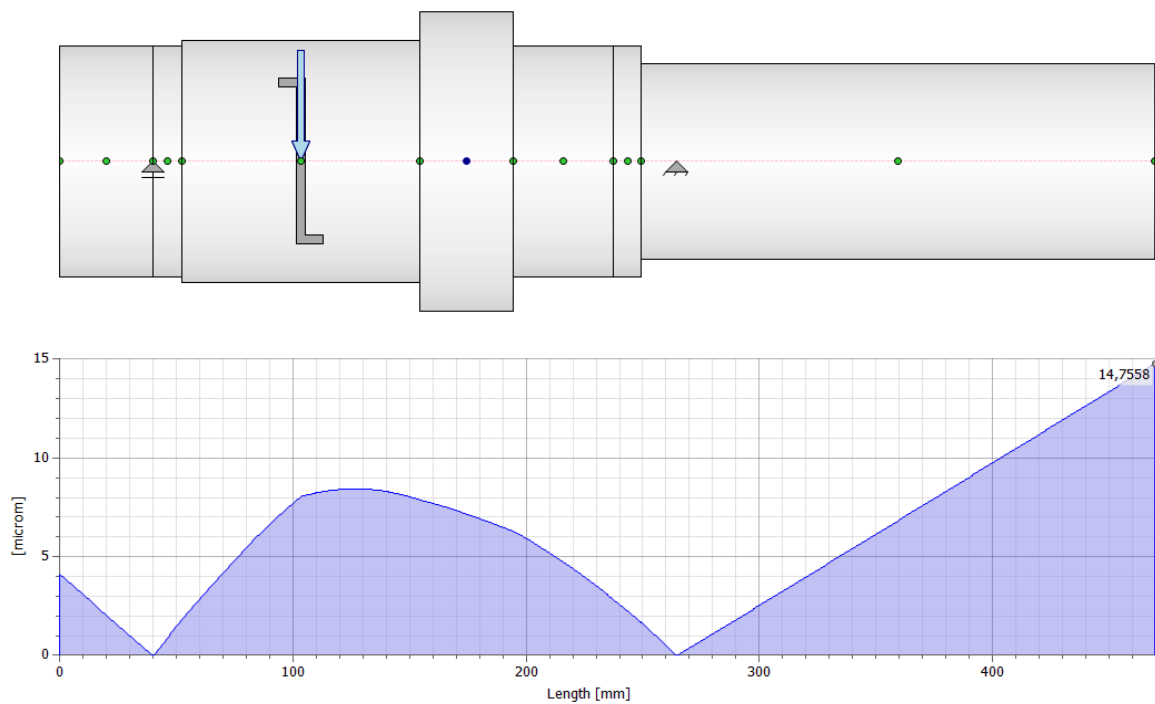
### Příloha 4 – průběhy na třetím hřídeli

Průběhy byly zpracovány v programu Inventor 2019

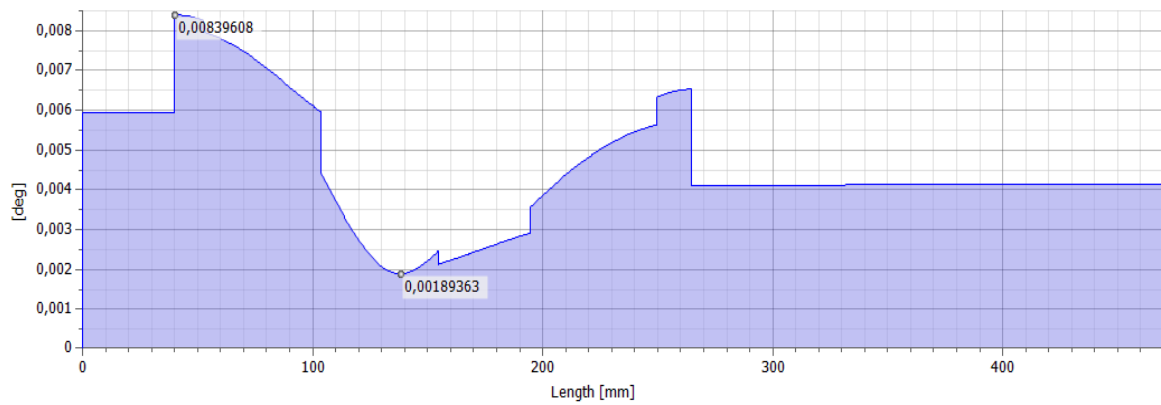
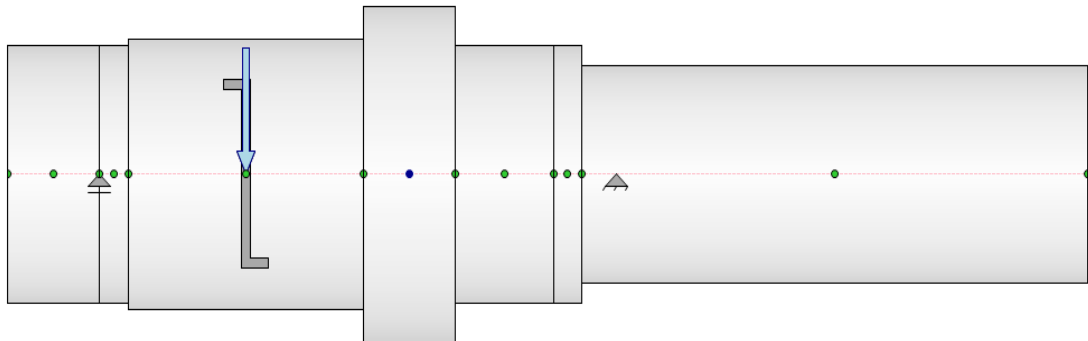
Průběh momentu – 3. hřídel



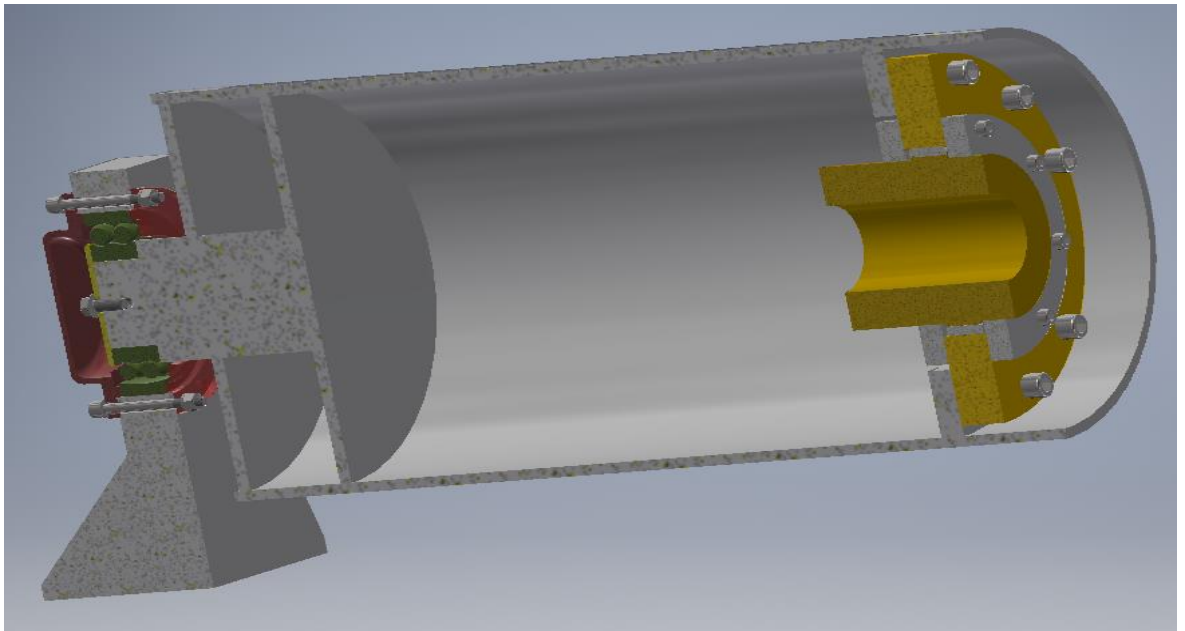
Průběh průhybu – 3. hřídel



Průběh natočení – 3. hřídel



**Příloha 5 – spojení válečkové spojky s lanovým bubnem**



Příloha 15 – 3D náhled do modelu převodovky

