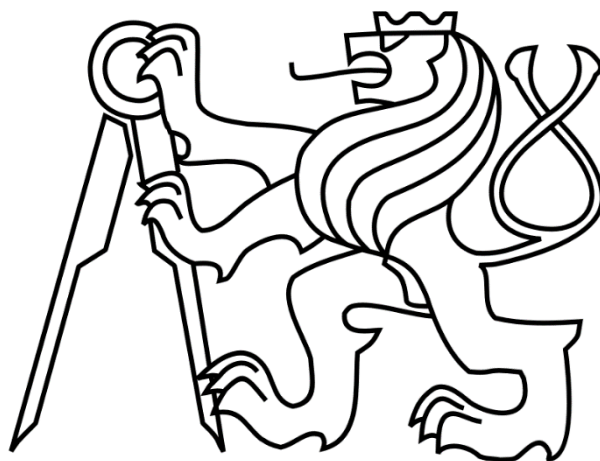


Fakulta strojní

Ústav konstruování a částí strojů



Bakalářská práce

Návrh pohonu pojízďcího ústrojí mostového jeřábu

2016

Jiří Kašpárek



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

V Praze dne

.....

podpis



Poděkování

Chtěl bych poděkovat Ing. Zdeňku Češpírovi, Ph.D. za jeho trpělivé a motivující vedení a čas strávený konzultacemi této práce. Dále bych chtěl poděkovat mým rodičům za jejich podporu během mého studia.



Anotace

Jméno autora:	Jiří Kašpárek
Název diplomové práce:	Návrh pohonu pojízděcího ústrojí mostového jeřábu
Rozsah bakalářské práce:	54
Školní rok vyhotovení:	2015-2016
Ústav:	Ú-12113 Ústav konstruování a částí strojů, FS ČVUT v Praze
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D
Klíčová slova:	Mostový jeřáb, Pojízděcí ústrojí

Anotace:

Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu pojízděcího ústrojí mostového jeřábu. Jejím obsahem je návrh prostorového uspořádání pojízděcího mechanismu, volba a výpočet jednotlivých částí a jejich konstrukce v programu Autodesk Inventor Professional.



Abstrakt

Author:	Jiří Kašpárek
Title:	Design of Travelling Gear Drive for Bridge Crane
Range:	54
Academic Year:	2015-2016
Department:	Ú-12113: Department of designing and machine components
Tutor:	Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D
Keywords:	Bridge Crane, Travelling Gear Drive,
Annotation:	

The Bachelor thesis dealt with desig of Travelling Gear Drive for Bridge Crane. It contains space arrangement of travelling gear drive. There are choice and calculation of appropriates parts. Finally, the traelling gear drive is drown in Autodesk Inventor Professional.



Obsah

1	Úvod	7
2	Přehled problematiky.....	8
2.1	Uspořádání kočky s ohledem na jeřábový most	8
2.2	Uspořádání kočky jeřábu.....	9
2.3	Pohon a převodový mechanismus	10
2.4	Kola.....	11
3	Cíle	13
4	Návrh pohonu pojezdového zařízení	14
4.1	Zadané hodnoty	14
4.2	Návrh elektromotoru	14
4.3	Návrh převodového ústrojí	15
4.3.1	Návrh ozubených kol.....	16
4.3.2	Návrh hřídelů.....	21
4.3.3	Návrh vnitřního uspořádání	22
4.3.4	Výpočet sil	23
4.3.5	Návrh ložisek	28
4.4	Návrh hřídelových spojek.....	29
4.5	Návrh nosného rámu	30
4.6	Model pohonu pojezdu kočky jeřábu	34
5	Kontrolní výpočty	37
5.1	Kontrola ozubení.....	37
5.2	Kontrola trvanlivosti ložisek	37
5.3	Kontrola statické bezpečnosti	39
5.4	Kontrola dynamické bezpečnosti	41
5.5	Kontrola průhybu a natočení	46
6	Závěr a zhodnocení	49
7	Seznamy	50
7.1	Použitá literatura.....	50
7.2	Seznam obrázků	51
7.3	Seznam tabulek	51
7.4	Seznam příloh.....	52
7.5	Seznam konstant a proměnných.....	52



1 Úvod

Snad po celou dobu existence lidské společnosti řeší různé civilizace problém, jak přemísťovat a zvedat těžká břemena. První řešení tohoto problému zahrnovalo použití lidské nebo zvířecí síly, která působila buď přímo, nebo pomocí jednoduchého mechanismu na přemísťované břemeno. Postupně, s technickým rozvojem se jako zdroj energie objevovala voda a vítr. Také mechanismy, jimiž se žádaný pohyb realizoval, se stávaly účinnějšími. Jedním z prvních odvětví využívajících mechanické energie vody bylo hornictví, kde byl realizován rumpál poháněný vodou. K největším změnám pohonů, ale i mechanismů dochází v průběhu Průmyslové revoluce. Použití parního stroje umožnilo zvýšit nosnost a tudíž i výkon zdvihacího zařízení. Do této doby také spadá zmínka z roku 1820 o prvním parním jeřábu [1]. V roce 1887 je již jako pohon jeřábu použit elektrický pohon [1]. Použitím elektrického pohonu se vývoj zdvihacích zařízení značně urychlil. Jeho použití nejen zjednodušilo provoz daného zdvihacího zařízení, ale mělo i kladný vliv na ekonomickou stránku jeho provozu.

Ani v dnešní době se vývoj různých zdvihacích zařízení nezastavil. Dochází k využití nových součástí, materiálů a Softwaru, které následně umožňují zvyšovat nejen nosnost, rychlost, odolnost a výkon daného zařízení, ale také třeba přesnost polohování břemene.

Tato Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu pojízděcího ústrojí kočky mostového jeřábu. Práce je členěna do 7 kapitol. V první jsme se seznámili se stručnou historií vývoje zdvihacích zařízení. Druhá obsahuje popis různých řešení pohonu pojezdu kočky mostového jeřábu, včetně popisu použitých komponent. V třetí kapitole jsou vytyčeny cíle této práce. Čtvrtá a nejobsáhlejší kapitola se věnuje realizaci návrhu pohonu kočky mostového jeřábu. V páté kapitole jsou provedeny kontrolní výpočty. V šesté kapitole jsou shrnuty a diskutovány výsledky práce a poslední sedmá kapitola obsahuje seznamy použité literatury, obrázků, tabulek, příloh a použitých proměnných.



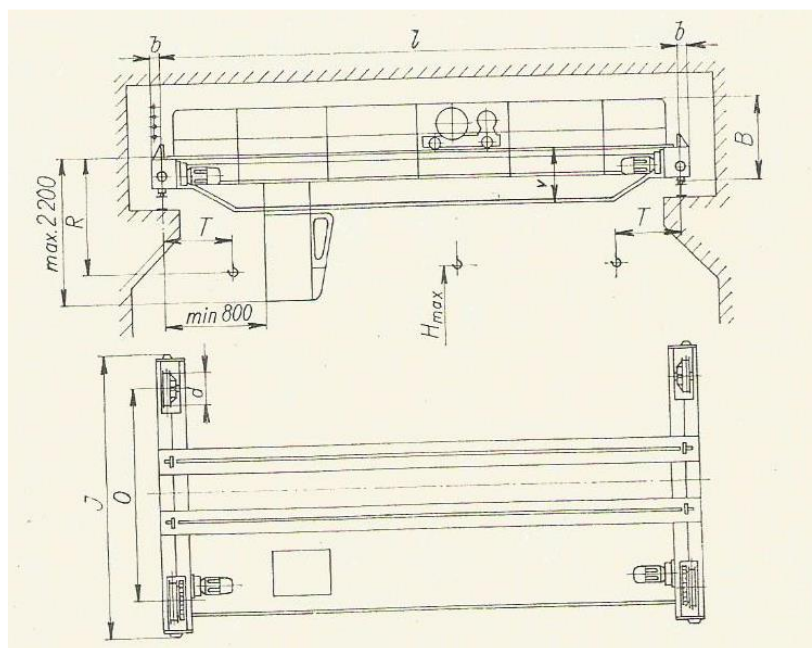
2 Přehled problematiky

Mostové jeřáby jsou charakteristické tím, že jejich nosnou část tvoří jeřábový most. Ten zpravidla přejíždí po vyvýšené jeřábové dráze s dvěma větvemi. Po jeřábovém mostě jezdí jeřábová kočka. Nejrozšířenějším druhem jeřábů jsou elektrické mostové jeřáby.

2.1 Uspořádání kočky s ohledem na jeřábový most

Mostové jeřáby mohou být tvořeny jedním nebo více nosníky [1] v závislosti na nosnosti a uspořádání pojižděcí kočky. Jeden nosník bývá použit u mostových jeřábů s nosností 1, 2, 3.2 a 5 tun. Zdvihací ústrojí bývá nejčastěji zavěšeno pod mostový nosník.

Dva nosníky [1] bývají použity pro mostové jeřáby s nosností 1, 2, 3.2, 5, 8 a 12.5 tun. Most je tvořen dvěma nosníky, po nichž jezdí kočka, která nese zdvihací ústrojí. Kočka jeřábu může opět jezdít zavěšena pod nosníky, vedena kolejkami na nosnících nebo uvnitř konstrukce mostu jeřábu. Příklad dvounosíkového jeřábu je na obrázku 1.



Obrázek 1 Návrh dvounosíkového jeřábu [1]

Při požadavku na velkou nosnost nebo dlouhou jeřábovou dráhu může být konstrukce mostu tvořena více než dvěma nosníky.



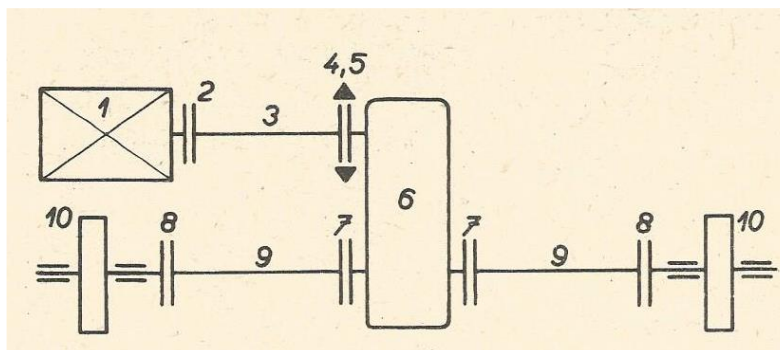
2.2 Uspořádání kočky jeřábu

Kočka jeřábu je osazena několika zařízení zajišťující jak její pohyb, tak pohyb břemene. Mimo tyto nezbytná zařízení může nést také kabinu jeřábníka, přídatné zdvihací zařízení a jiné.

S ohledem na zadání je pro nás nejdůležitější uspořádání pojízděcího ústrojí. U mostových jeřábů se využívají tři způsoby uspořádání pohonu jeřábové kočky

1, Centrální pohon s průběžným pomaloběžným hřídelem [2]

Motor (1) bývá umístěn u převodové skříně (6) a spojení je realizováno pomocí dvojitě zubové spojky s brzdovým kotoučem(4,5,), nebo pružnou čepovou spojkou s brzdovým kotoučem(2). Při velkém rozpětí je hřídel mezi motorem a převodovou skříní tvořena několika kusy(9). Převodová skříní bývá umístěna svisle. Běžně bývá převodová skříní umístěna uprostřed rozchodu kol (10) a spojení s pojezdovými koly je realizováno přes dvě zubové spojky(7,8) a vloženou hřídel (Obrázek 2). Je –li ale rozchod pojezdových kol malý a není možno umístit převodovou skříní na prostředek, je možné ji umístit excentricky blíže k jednomu kolu.



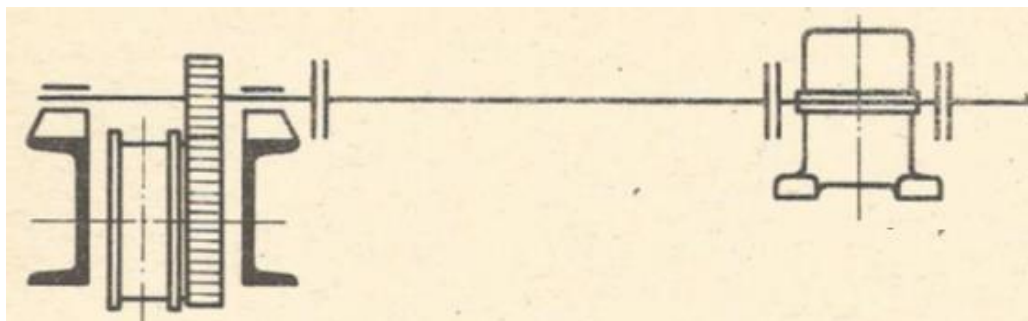
Obrázek 2. Uspořádání pohonu s průběžným pomaloběžným hřídelem [2]

2, Centrální pohon s průběžným hřídelem o středních otáčkách [2]

Toto konstrukční řešení bývalo dříve běžně užíváno u většiny mostových jeřábů. Motor je opět umístěn u převodové skříně a spojení je realizováno pomocí dvojitě zubové spojky s brzdovým kotoučem, nebo pružnou čepovou spojkou s brzdovým kotoučem. Převodová skříní je v tomto případě umístěna vodorovně na rámu kočky, uprostřed vzdálenosti rozchodu kol. Skříní bývá ve většině případů jednostupňová nebo dvoustupňová. Výstupní hřídel je opět opatřena zubovými spojkami. Převod hnacího momentu je realizován pomocí



pastorku, který je umístěn na koncích hřídele a zabírá s ozubeným věncem pojížděcích kol (Obrázek 4)



Obrázek 3 Uspořádání pohonu s průběžným hřídelem a přidavného ozubeného převodu [2]

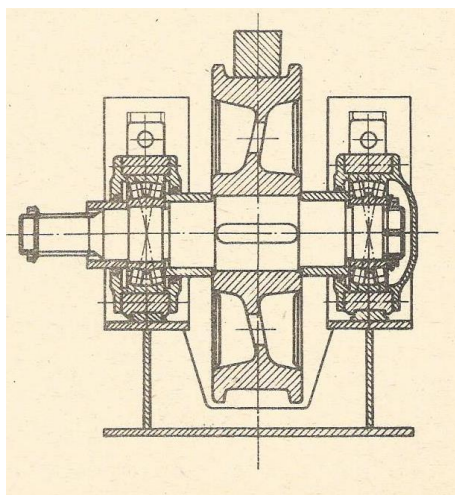
2, Vícemotorový pohon [2]

Během tohoto řešení je každá strana kočky jeřábu poháněna vlastním motorem s převodovou skříní a brzdou. Vazba mezi elektromotory na obou stranách může být elektrická pomocí elektrického hřídele (propojení rotorů obou elektromotorů), který sice zajistí stejné otáčky obou motorů, ale nezabrání přičení vlivem výrobních tolerancí. Provozní zkoušky ukázaly, že jízdní vlastnosti jeřábů s nepropojenými motory jsou dobré a tudíž je možné tento realizovat tento pohon bez propojení hřídelů.

2.3 Pohon a převodový mechanismus

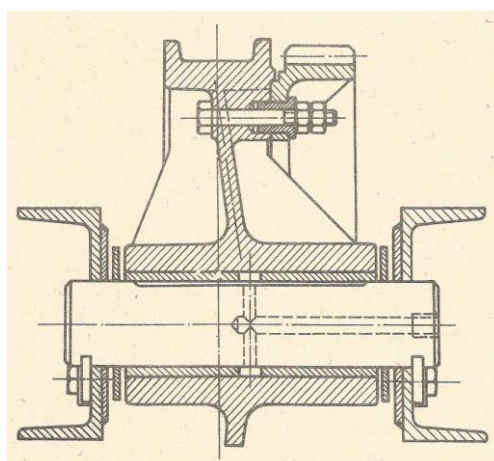
Volba pohonu a převodového mechanismu [3,4] je nejdůležitější součástí návrhu pojezdového mechanismu. Volba pohonu je celkem jednoznačná, neboť jím ve většině případů bývá asynchronní elektromotor. Jeho typ je navržen na základě potřebného výkonu. Mnohem náročnější je určit převodový mechanismus. Mezi nejčastější převodové mechanismy patří ozubené převody.

Celkový převod soustavy od motoru po pojezdová kola může být zajištěn jedním převodovým mechanismem s ozubenými koly, což bývá několika stupňová převodovka. Další možností je připojení několika převodových mechanismů. Příkladem může být použití převodovky a převodu klínovým řemenem, nebo použití převodovky a následně dalšího ozubeného převodu. Každá z variant má své klady i zápory. Kdy připojení po připojení dalšího převodu nemusíme řešit připojení spojky, ale zase nám vznikne problém s návrhem dalšího převodového zařízení, případně s mazáním ozubení. Ani



Obrázek 4. Valivě uložené kolo [2]

Podvěsné jeřabové kočky mají nákoklek pouze na jedné straně. Bez nákoklek lze použít kola pouze v případě, že jsou boční síly zachyceny jiným způsobem (např. vodorovnými vodícími kladkami). Jak již bylo v kapitole 2.1 uvedeno, může být pohon pojízďcího kola realizován jako přímý (kolo je upevněno na pohánějící hřídeli), nebo je uskutečněno pomocí ozubeného věnce kola a pastorku na pohánějící hřídeli. (Obrázek 5)[2]. Přenos kroutícího momentu je umožněn střížnými pouzdry. V případě pohonu pomocí ozubeného věnce kola bývá kolo uloženo na kluzných pouzdrech. Pojízďcí kola mají normalizované průměry 250, 320, 400, 500, 630, 710, 800 a 900 mm.



Obrázek 5. Kluzně uložené kolo s ozubeným věncem [2]

Jeřabové kolejnice [2] mají normalizované šířky 45, 55, 65, 80, 100 a 120 mm. Mohou mít čtvercový nebo tvarový profil.



3 Cíle

Cílem této práce je navrhnout pohon pojízďecího ústrojí jeřábové kočky mostového jeřábu. Nosnost jeřábu je 5 000 kg, hmotnost kočky s pojízďecím a zdvihacím ústrojím je 1 000 kg. Rychlost pojízďení kočky je $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pojízďecí kola kočky volte s průměrem 400 mm. Pohon pojízďecího ústrojí je vybaven převodovkou s čelními ozubenými koly.

Cíle práce

- 1) Navrhněte celkovou koncepci pohonu pojízďecího ústrojí, určete základní rozměrové charakteristiky.
- 2) Určete velikost pasivních odporů a potřebný výkon elektromotoru.
- 3) Určete převodové poměry mechanismu s ohledem na zadanou rychlost pojízďení.
- 4) Navrhněte konstrukční řešení pojízďecího ústrojí.
- 5) Navrhněte celkové uspořádání jeřábové kočky.



4 Návrh pohonu pojezdového zařízení

Tato kapitola se věnuje vlastnímu návrhu pojezdového ústrojí kočky mostového jeřábu. Tento návrh jsme rozdělili do několika podkapitol. V první jsou uvedeny vstupní údaje návrhu. Druhá se věnuje návrhu elektromotoru. Třetí, nejobsáhlejší podkapitola, obsahuje návrh převodového ústrojí. Ve čtvrté jsme navrhli hřídelové spojky a v poslední je nastíněn návrh rámu kočky.

4.1 Zadané hodnoty

Vstupními parametry pro návrh pohonu jeřábového ústrojí jsou:

Nosnost - $m_n = 5\,000\text{ kg}$

Hmotnost - $m_k = 1\,000\text{ kg}$

Průměr pojezdových kol - $d_k = 400\text{ mm}$

Rychlost pojezdění kočky - $v = 1\text{ m/s}$

Měrný jízdní odpor - $\omega = 0,15\text{ N/kg}$

Součinitel na přídatné odpory - $\kappa = 1,8$

Celková účinnost - $\eta = 0,9$

Úhel záběru nástroje - $\alpha_n = 20^\circ$

4.2 Návrh elektromotoru

Prvním krokem v návrhu pojezdového ústrojí je návrh jeho pohonu [4]. Tím byl v našem případě elektromotor. Abychom mohli provést jeho návrh, musíme v první řadě stanovit odporovou sílu

$$w = \frac{1}{R_p} \cdot m_c \cdot \omega \cdot \kappa = 8\,100\text{ N} \quad (1)$$

kde R_p je Průměr kola, m_c je celková hmotnost kočky a břemene, ω je měrný jízdní odpor a κ je součinitel na přídatné odpory. Ze znalosti odporové síly jsme spočítali výkon na pojezdových kolech

$$P_k = \frac{w \cdot v}{1000} = 8,1\text{ kW} \quad (2)$$

Kde v je zadaná pojezděcí rychlost kočky. Na základě této rychlosti jsme vypočítali otáčky pojezdových kol



$$n_k = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_p} = 47,746 \text{ } ot/min \quad (3)$$

Z těchto spočítaných veličin a zadané celkové účinnosti, kde se předpokládá valivé uložení hřídelů v mechanismu, jsme stanovili potřebný výkon na elektromotoru

$$P = \frac{P_k}{\eta} = 9 \text{ } kW \quad (4)$$

Na základě tohoto spočteného výkonu jsme vybrali z katalogu firmy SIEMENS [5] odpovídající trojfázový asynchronní elektromotor 1LE1002-1DC4 s výkonem $P' > P$. Bližší informace k zvolenému motoru jsou v Příloze 1. Při výběru elektromotoru musel být brán ohled na nutnost dodržet celkový převodový poměr $i_c = 15 \div 45$, daný rovnicí (5). Celkový převodový poměr se zvoleným asynchronním elektromotorem je

$$i_c = \frac{n_m}{n_k} = 20,211 \quad (5)$$

Kroutící moment daného elektromotoru je dán rovnicí (6)

$$M_k = 9550 \cdot \frac{P}{n} = 89,06 [Nm] \quad (6)$$

4.3 Návrh převodového ústrojí

Pro naši úlohu je celkový převodový poměr roven převodovému poměru převodovky a také je roven převodovému číslu u

$$u = i = i_c \quad (7)$$

které se rozdělí na jednotlivá převodová čísla soukolí 12 a 34. Aby se zabránilo zbytečnému narůstání rozměrů převodovky, které je způsobeno tím, že se největší převodové číslo dává na poslední soukolí, volí se pro rozdělení převodových čísel následující podmínka

$$u_{12} > u_{34} \quad (8)$$



Převodové číslo soukolí nemá být celé číslo. Podle těchto pravidel jsme pro soukolí 12 zvolili převodové číslo 4,59 a pro soukolí 34 převodové číslo 4,36. Pro převodovky s ozubenými koly všeobecného použití platí norma ČSN 03 1013. Jmenovité hodnoty převodových čísel jsou uvedeny v Tabulce 1 [4]

1. řada ...	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	atd.	
2. řada ...	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	atd.

Tabulka 1. Jmenovité hodnoty převodových čísel [4]

Největší možná odchylka skutečných převodových čísel od jmenovitých je pro převodová čísla nad 4,5 do 250 → 4%. Kontrola splnění této podmínky je v Příloze 2.

Pro další výpočet jsme museli určit momenty na jednotlivých hřídelích. Tyto momenty závisí na převodovém čísle a účinnosti jednotlivých převodů a jsou dány rovnicemi (9, 10, 11)

$$M_{kI} = M_k = 89,06 \text{ Nm} \quad (9)$$

$$M_{kII} = M_k \cdot \eta \cdot u_{12} = 367,906 \text{ Nm} \quad (10)$$

$$M_{kIII} = M_k \cdot \eta \cdot u_{12} \cdot \eta \cdot u_{34} = 1442,7 \text{ Nm} \quad (11)$$

4.3.1 Návrh ozubených kol

Pro návrh ozubených kol se šikmými zuby použijeme ČSN 01 4686 část 4 pevnostní výpočet čelních a ozubených kol. Při tomto výpočtu se nejprve stanoví přibližná hodnota normálního modulu m_n , kde se vychází z namáhání zubu v ohybu a přibližná hodnota průměru roztečné kružnice pastorku d , kde se předpokládá namáhání zubu v dotyku. Pro výpočet normálního modulu si musíme určit následující konstanty [4]

$$f_p = 18 - \text{pro kalená ozubená kola}$$

$$K_A = 1,1 - \text{součinitel vnějších dynamických sil}$$

$$K_{H\beta} = 1,7 - \text{součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce}$$

Výsledný součinitel namáhání v ohybu je dán rovnicí (12)

$$K_f = K_A \cdot K_{H\beta} \quad (12)$$

Poté jsme z Tabulky 2 [4] určili poměrnou šířku $b_{WF}/m_n = 20$



	$(b_{WH} / d_1)_{max}$	b_{WF} / m_n		
		u		
		2	4	8
obě kola zušlechťená	1,4	41 - 77	35 - 70	31 - 63
pastorek povrchově tvrzený (s výjimkou nitridace), kolo povrchově netvrzené	1,4	28 - 50	24 - 45	21 - 40
obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)	1,1	15 - 23	13 - 29	11 - 18
obě kola nitridovaná	0,8	17 - 28	15 - 25	13 - 21

Tabulka 2. Návrh poměrné šířky [4]

Dále jsme z Tabulky 3 [4] zvolili počet zubů na kole 1 $z_1 = 16$

	u		
	2	4	8
obě kola zušlechťená	29 - 55	25 - 50	22 - 45
pastorek povrchově tvrzený (s výjimkou nitridace), kolo povrchově netvrzené	20 - 36	17 - 32	15 - 29
obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)	14 - 21	12 - 18	10 - 16
obě kola nitridovaná	21 - 35	19 - 31	16 - 26

Tabulka 3. Návrh počtu zubů [4]

Stejný postup se zvolí i pro určení počtu zubů z_3 pro pastorek 3. Pro poměrnou šířku $b_{WF}/m_n = 16$ jsme stanovili počet zubů $z_3 = 15$. Z důvodu minimalizace rozměrů převodovky je vhodné volit $z_3 < z_1$. Na konec jsme určili hodnotu σ_{FP} :

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} \quad (13)$$

kde σ_{Flimb} je mez únavy v ohybu materiálu [4]. Materiál ozubeného kola jsme stanovili 14 220 s povrchovou úpravou cementováno a kaleno. Normální modul dán rovnicí 14

$$m_{n12} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_k}{b_{WF}/m_n \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 1,933 \quad (14)$$

U výpočtu modulu pro soukolí 34 se použije stejný postup, avšak musí se stanovit konstanty pro soukolí 34

$$f_p = 18 - \text{pro kalená ozubená kola}$$

$$K_A = 1,1$$



$$K_{H\beta} = 1,4$$

Normální modul pro soukolí 34 vypočtený na základě rovnice (14) je $m_{n34} = 5,05$.

Vypočítaná hodnota se zaokrouhlí na normalizovanou podle ČSN 01 4608, která je k dispozici v tabulce 4 [4] pro náš případ jsme zvolili normalizovaný modul $m_{12} = 3$ a $m_{34} = 5,5$

0,1	0,11	0,12	0,14	0,15	0,18	0,2	0,22	0,25	0,28
0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	0,9
1	1,125	1,25	1,375	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75
3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9
10	11	12	14	16	18	20	22	25	28

Tabulka 4. Normalizované moduly [4]

Dále jsme vypočítali počet zubů pro kola 2, 4

$$z_2 = z_1 \cdot u_{12} = 74 \quad (15)$$

$$z_4 = z_3 \cdot u_{34} = 65 \quad (16)$$

Poté se zkontroluje celkové převodové číslo převodovky u

$$u = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 20,042 \quad (17)$$

Rozdíl mezi u a i_c je 0.042 což je méně než požadované 4%. Kontrola splnění tohoto požadavku je v Příloze 2.

Nyní vypočítáme šířku kola 2

$$b_2 = m_{12} \cdot b_{WF}/m_n = 60 \text{ mm} \quad (18)$$

Pastorek se většinou volí o m větší:

$$b_1 = m_{12} \cdot b_{WF}/m_n + m = 63 \text{ mm} \quad (19)$$

Totéž platí i pro určení šířky kol 3,4:

$$b_4 = m_{34} \cdot b_{WF}/m_n = 88 \text{ mm} \quad (20)$$



Pastorek 3 se rovněž zvolí větší o m :

$$b_3 = m_{34} \cdot b_{WF}/m_n + m = 93,5 \text{ mm} \quad (21)$$

Abychom mohli vypočítat průměr roztečné kružnice d_1 , potřebujeme si zvolit úhel sklonu na roztečném válci β . Z tabulky 5. [4] jsme zvolili $\beta_{12} = 15^\circ$

β	0	6	8	10	12	15	20	25	30	35	40
---------	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----

Tabulka 5. Úhel sklonu na roztečném válci [4]

Dále vypočítáme průměr roztečné kružnice pastorku d_1

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_{12}}{\cos(\beta)} = 49,693 \text{ mm} \quad (22)$$

Stejným způsobem a zvoleným úhlem sklonu na roztečném válci $\beta_{34} = 12^\circ$ vypočítáme průměr roztečné kružnice pastorku $d_3 = 84,343 \text{ mm}$

Dále se budeme věnovat koncepčnímu návrhu. V první řadě vypočítáme osové vzdálenosti. Je to zpravidla necelé číslo, které se dále převede na celé a je možné jej tolerovat. Pro čelní ozubené převodovky existuje norma ČSN 03 1014 ČELNÍ OZUBENÉ PŘEVODY PRO PŘEVODOVKY. Výpočet osové vzdálenosti je dán rovnicí (23)

$$a_{012} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} = 139,762 \text{ mm} \quad (23)$$

Stejným způsobem se vypočítá osová vzdálenost pro soukolí 34, $a_{034} = 224,915 \text{ mm}$. Osové vzdálenosti musí odpovídat hodnotám stanovených v Tabulce 6 [4]. Z tabulky jsme tedy zvolili osovou vzdálenost $a_{w12} = 140 \text{ mm}$ a $a_{w34} = 224 \text{ mm}$

1.řada	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400 atd.
2.řada			71	90	112	140	180	224	280	355	450 atd.

Tabulka 6. Osové vzdálenosti [4]

Dalším krokem bude stanovení jednotkového posunutí x_1, x_2 . Abychom mohli jednotkové posunutí vypočítat, musíme nejprve určit úhel záběru v čelní



rovině α_t , úhel záběru v čelní rovině valivý α_{tw} a úhel záběru nástroje α_n . Úhel záběru nástroje je zvolen $\alpha_n = 20^\circ$. Úhel záběru v čelní rovině α_t se spočítá z rovnice (24).

$$\alpha_t = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 0,36036 \text{ rad} \rightarrow \alpha_t = 20,647^\circ \quad (24)$$

Úhel záběru v čelní rovině valivý α_{tw} je dán rovnicí (25)

$$\alpha_{tw} = \cos^{-1} \frac{\frac{z_1+z_2}{2}}{\frac{a_w+m}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_t}} \quad (25)$$

Dosazením jednotlivých úhlů do rovnice (26) můžeme vypočítat jednotkové posunutí profilu $x_1 + x_2$

$$x_1 + x_2 = \frac{\frac{z_1+z_2}{\tan(\alpha_n)}}{2 \cdot \left(\tan(\alpha_{tw}) - \alpha_{tw} - \tan(\alpha_t) - \alpha_t - \frac{c_n}{2 \cdot m \cdot \sin(\alpha_t)} \right)} = 0,0797 \quad (26)$$

Rozdělením výsledku získáme hodnoty $x_1 = 0,0398$ a $x_2 = 0,0398$. Stejný postup se použije i pro výpočet jednotkového posunutí x_3, x_4 . $x_3 = -0,0819$ a $x_4 = -0,0819$.

V této části výpočtů se budeme věnovat kompletnímu výpočtu parametrů ozubeného kola 1 (pastorku). Výpočet roztečné kružnice pastorku jsme provedli v rovnici (22). V následujících rovnicích je proveden výpočet dalších rozměrů ozubeného kola 1. Nejprve získáme hodnotu součinitele pro snížení výšky zubu k

$$k \cdot m = (x_1 + x_2) \cdot m_{12} + a_{012} \cdot \frac{1 - \cos \alpha_t}{\cos \alpha_w} = 0,00142 \text{ mm} \quad (27)$$

Poté vypočítáme výšku hlavy zubu h_a

$$h_a = (1 + x_1) \cdot m_{12} - k \cdot m = 3,0885 \text{ mm} \quad (28)$$

Z rovnice (29) získáme výšku paty zubu h_f

$$h_f = (1 + c_a - x_1) \cdot m_n = 3,66 \text{ mm} \quad (29)$$

Kde $c_a = 0,25$ je patní vůle. Součtem výšky hlavy zubu h_a a výšky paty zubu h_f získáme výšku zubu h



$$h = h_a + h_f = 6,749 \text{ mm} \quad (30)$$

Ze znalosti roztečné kružnice d_1 a výšky hlavy zubu h_a spočítáme průměr hlavové kružnice d_a

$$d_a = d_1 + 2 \cdot h_a = 55,870 \text{ mm} \quad (31)$$

Z hodnot roztečné kružnice d_1 a výšky paty zubu h_f spočítáme průměr patní kružnice d_f

$$d_f = d_1 - 2 \cdot h_f = 42,373 \text{ mm} \quad (32)$$

Z rovnice (33) vypočteme průměr valivé kružnice d_w

$$d_w = d_1 \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w} = 49,777 \text{ mm} \quad (33)$$

Průměr základní kružnice d_b je dán rovnicí 34

$$d_b = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 46,501 \text{ mm} \quad (34)$$

Parametry ostatních ozubených kol získáme dosazením příslušných hodnot do rovnic (28-34). Jejich hodnoty jsou uvedeny v příloze 1.

4.3.2 Návrh hřídelů

Při návrhu hřídelů v převodovce se předpokládá, že jsou namáhány ohybem a krutem eventuálně tlakem a tahem. Samotný návrh hřídele se provádí z pevnostní podmínky v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (35)$$

Kde dovolené napětí ve smyku τ_D [4] se volí

$$\text{Hřídel – I} - \tau_D = 25 \text{ MPa}$$

$$\text{Hřídel – II} - \tau_D = 35 \text{ MPa}$$

$$\text{Hřídel – III} - \tau_D = 50 \text{ MPa}$$



Úpravou rovnice 35, dostaneme vztah pro výpočet průměru hřídele. Rovnice 36 vyjadřuje výpočet průměru vstupní hřídele.

$$h_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k \cdot 1000}{\pi \cdot \tau_D}} = 26,28 \text{ mm} \quad (36)$$

Kde je M_k – kroutící moment na hřídeli I. U výpočtu hřídelů h_2, h_3 se použije stejná rovnice jen s příslušným kroutícím momentem. Pro h_2 se dosadí moment M_{kII} a pro h_3 se dosadí moment M_{kIII} . Rozměry hřídele h_2, h_3 jsou $h_2 = 37,69 \text{ mm}$ a $h_3 = 59,43 \text{ mm}$. Průměry hřídelů se zaokrouhlí a stanoví na normalizovanou hodnotu podle ČSN 01 4990. S ohledem na výstupní hřídel elektromotoru, který má průměr 42 mm, zvolíme stejný rozměr u vstupního hřídele převodovky. Normalizované hodnoty hřídelů jsou $h_2 = 50 \text{ mm}$ a $h_3 = 65 \text{ mm}$. U výstupního a vstupního hřídele odpovídá průměr hřídele průměru volného konce hřídele. Výkon P se uvažuje na všech hřídelích stejný.

4.3.3 Návrh vnitřního uspořádání

V této části vypočítáme vzdálenosti mezi ložisky a koly na jednotlivých hřídelích $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7$. Zvolíme si nejmenší možnou vzdálenost mezi ložisky a koly

$$h_z = 2,5 \cdot m_{34} = 13,75 \text{ mm} \quad (37)$$

Kde m_{34} - normalizovaný modul soukolí 3,4. Z rovnic 36-43 vypočítáme jednotlivé vzdálenosti. Lepší představu o významu jednotlivých vzdáleností nám umožňují Obrázky 6-8

$$L_1 = \frac{T_{ku}}{2} + h_z + \frac{b_{w1}}{2} = 53,25 \text{ mm} \quad (38)$$

$$L_3 = T_{k1} - a_{k1} + h_z + \frac{b_{w2}}{2} = 45,75 \text{ mm} \quad (39)$$

$$L_4 = \frac{b_{w3}}{2} + h_z + \frac{b_{w2}}{2} = 90,5 \text{ mm} \quad (40)$$

$$L_5 = T_{k1} - a_{k1} + h_z + \frac{b_{w3}}{2} = 62,5 \text{ mm} \quad (41)$$

Celková největší vzdálenost mezi ložisky je

$$L_c = L_3 + L_4 + L_5 = 198,75 \text{ mm} \quad (42)$$



Zbývající vzdálenosti vypočítáme pomocí této celkové vzdálenosti

$$L_2 = L_c - L_1 = 145,5 \text{ mm} \quad (43)$$

$$L_7 = T_{k2} - a_{k2}h_z + \frac{b_{w4}}{2} = 59,75 \text{ mm} \quad (44)$$

$$L_6 = L_c - L_7 = 139 \text{ mm} \quad (45)$$

Ttloušťka stěny skříně je dána rovnicí

$$t_s = 0,03 \cdot a_{w34} + 5 = 11,72 \text{ mm} \quad (46)$$

4.3.4 Výpočet sil

V další části se budeme věnovat výpočtu tečných, axiálních a radiálních sil [4]. Předpokládáme, že síly působí uprostřed šířky kol. Ty vyřešíme silovými poměry na kolech 1, 2. Začneme výpočtem tečné síly F_{T12} , axiální síly F_{A12} a radiální síly F_{R12} , které jsou dány rovnicemi (47-49).

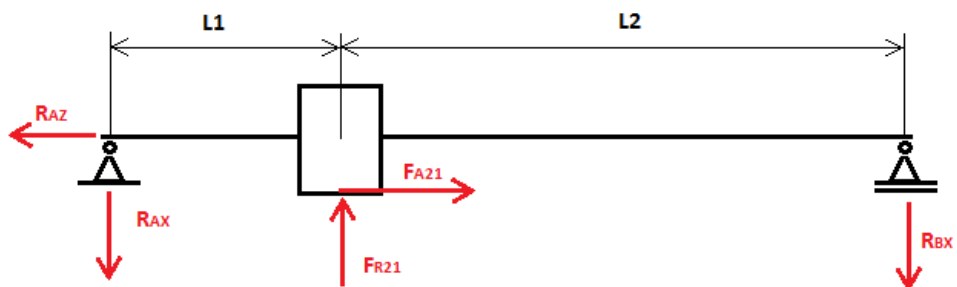
$$F_{T12} = \frac{2 \cdot M_{kl} \cdot 1000}{d_{w1}} = 3578,3 \text{ N} \quad (47)$$

$$F_{A12} = F_{T12} \cdot \tan \beta = 958,8 \text{ N} \quad (48)$$

$$F_{R12} = F_{T12} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 1348,3 \text{ N} \quad (49)$$

Dalším krokem bude výpočet reakcí v ložiskách. Reakce vypočítáme z rovnováhy sil popsaných rovnicemi (50, 51, 53) a rovnováhy momentů popsaných rovnicemi (52, 54).

Rovina xz



Obrázek 6. Síly na vstupní hřídeli v rovině xz

$$x: -R_{Ax} + F_{R12} - R_{Bx} = 0 \quad (50)$$

$$y: -R_{Az} + F_{A12} = 0 \quad (51)$$

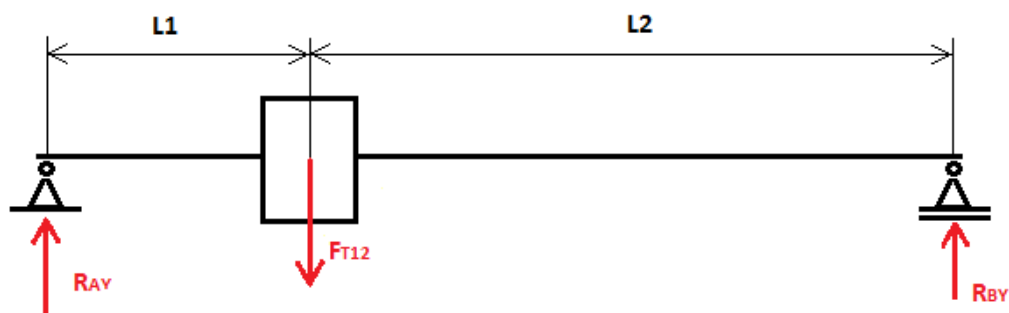
$$M_A: F_{A12} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_{R12} \cdot L_1 - R_{Bx} \cdot (L_1 + L_2) = 0 \quad (52)$$

$$\rightarrow R_{Bx} = F_{A12} \cdot \frac{d_{w1}}{2 \cdot (L_1 + L_2)} + F_{R12} \cdot \frac{L_1}{L_1 + L_2} = 481,3 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{Ax} = -R_{Bx} + F_{A12} = 867 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{Az} = F_{A12} = 958,8 \text{ N}$$

Rovina yz



Obrázek 7. Síly na vstupní hřídeli v rovině yz

$$y: R_{Ay} - F_{T12} + R_{By} = 0 \quad (53)$$



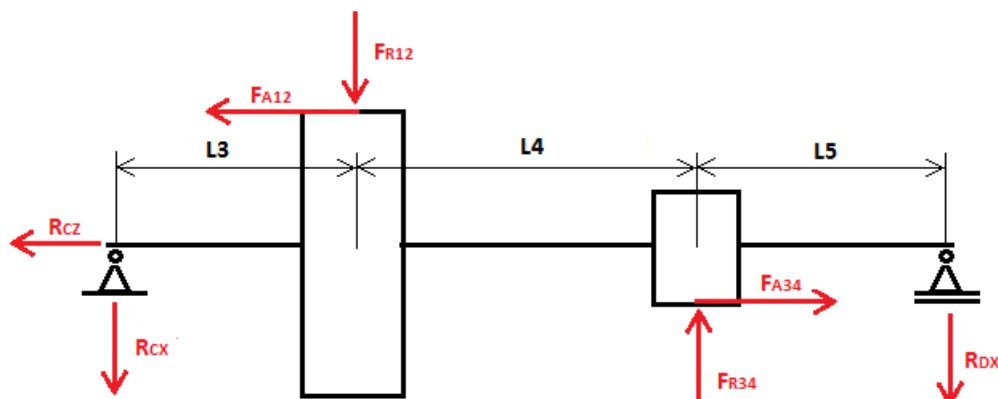
$$M_A: -F_{T12} \cdot L_1 + R_{By} \cdot (L_1 + L_2) = 0 \quad (54)$$

$$\rightarrow R_{By} = F_{T12} \cdot \frac{L_1}{L_1 + L_2} = 958,7 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{Ay} = F_{T12} - R_{By} = 2\,619,6 \text{ N}$$

Následuje výpočet reakcí pro předlokový hřídel, kdy tečná síly $F_{T34} = 34\,346,4 \text{ N}$, axiální síla $F_{A34} = 7301,2 \text{ N}$. a radiální síla $F_{R34} = 12781,5 \text{ N}$ získáme dosazením hodnot pro soukolí 34 do rovnic (47-49). Reakce opět vypočítáme z rovnováhy sil popsaných rovnicemi (55, 56, 58) a rovnováhy momentů popsaných rovnicemi (57, 59).

Rovina xz



Obrázek 8. Síly na předlohovém hřídeli v rovině xz

$$x: -R_{Cx} - F_{R21} + F_{R34} = 0 \quad (55)$$

$$z: -R_{Cz} - F_{A12} + F_{A34} = 0 \quad (56)$$

$$M_C: -F_{R21} \cdot L_3 + F_{A21} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{R34} \cdot (L_3 + L_4) + F_{A34} \cdot \frac{d_{w3}}{2} - R_{Dx} \cdot (L_3 + L_4 + L_5) = 0 \quad (57)$$

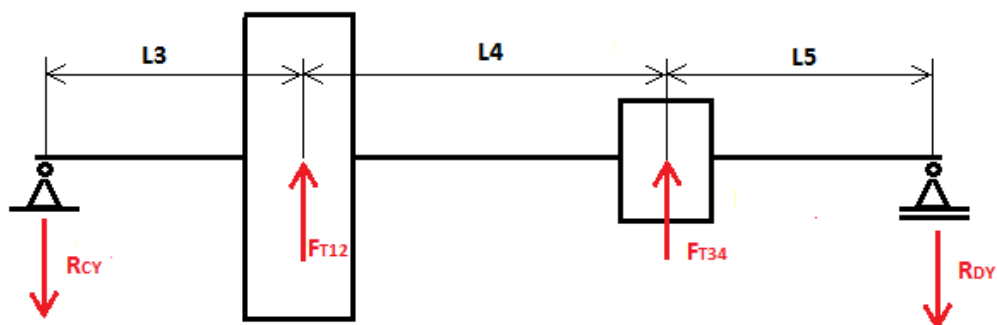
$$\rightarrow R_{Dx} = -F_{R21} \cdot \frac{L_3}{L_3 + L_4 + L_5} + F_{A21} \cdot \frac{d_{w2}}{2 \cdot (L_3 + L_4 + L_5)} + F_{R34} \cdot \frac{L_3 + L_4}{L_3 + L_4 + L_5} + F_{A34} \cdot \frac{d_{w3}}{2 \cdot (L_3 + L_4 + L_5)} = 10\,550 \text{ N}$$



$$\rightarrow R_{Cx} = F_{R34} - F_{R21} - R_{Dx} = 883,2 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{Cz} = F_{A34} - F_{A21} = 6\,342,4 \text{ N}$$

Rovina yz



Obrázek 9. Síly na předlohové hřídeli v rovině yz

$$y: -R_{Cy} + F_{T21} + F_{T34} - R_{Dy} = 0 \quad (58)$$

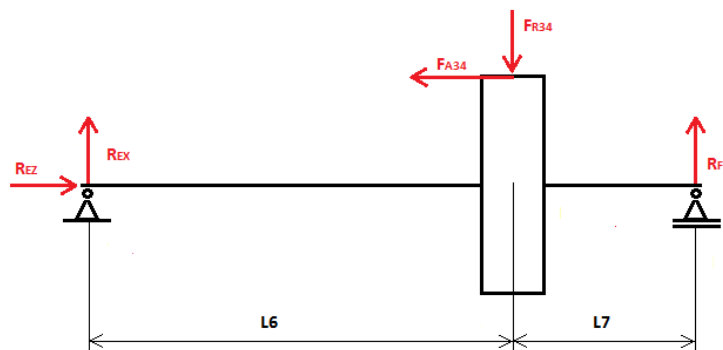
$$M_C: F_{T21} \cdot L_3 + F_{T34} \cdot (L_3 + L_4) - R_{Dy} \cdot (L_3 + L_4 + L_5) = 0 \quad (59)$$

$$\rightarrow R_{Dy} = F_{T21} \cdot \frac{L_3}{L_3 + L_4 + L_5} + F_{T34} \cdot \frac{L_3 + L_4}{L_3 + L_4 + L_5} = 24\,371,4 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{Cy} = F_{T34} + F_{T21} - R_{Dy} = 13\,556,3 \text{ N}$$

Pro výstupní hřídel jsou reakce spočteny z rovnic rovnováhy sil popsanych rovnicemi (60, 61, 63) a rovnováhy momentů popsanych rovnicemi (62 a 64).

Rovina xz



Obrázek 10. Síly na výstupní hřídeli v rovině xz

$$x: R_{Ex} - F_{R43} + R_{Fx} = 0 \quad (60)$$

$$z: R_{Fz} - F_{A43} = 0 \quad (61)$$

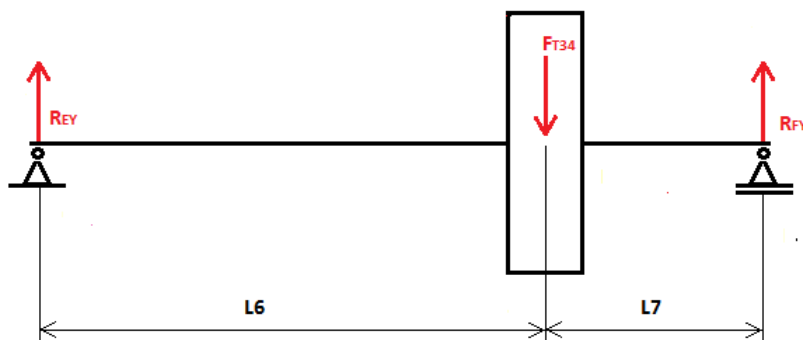
$$M_E: F_{A43} \cdot \frac{d_{w4}^4}{2} - F_{R43} \cdot L_6 + R_{Fx} \cdot (L_6 + L_7) = 0 \quad (62)$$

$$\rightarrow R_{Fx} = -F_{R43} \cdot \frac{L_6}{L_6 + L_7} - F_{A43} \cdot \frac{d_{w4}^4}{2 \cdot (L_6 + L_7)} = 2\,253,1 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{Ex} = F_{R43} - R_{Fx} = 10\,528,3 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{Ez} = F_{A43} = 7\,301,2 \text{ N}$$

Rovina yz



Obrázek 11. Síly na výstupním hřídeli v rovině yz

$$y: R_{Ey} - F_{T43} + R_{Fy} = 0 \quad (63)$$



$$M_E: -F_{T43} \cdot L_6 + R_{Fy} \cdot (L_6 + L_7) = 0 \quad (64)$$

$$\rightarrow R_{Fy} = F_{T34} \cdot \frac{L_6}{L_6 + L_7} = 24\,022,9 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{Ey} = \mp F_{T43} - R_{Fy} = 10\,326,4 \text{ N}$$

4.3.5 Návrh ložisek

V této části se budeme zabývat návrhem ložisek. Pro vstupní hřídel jsme zvolili kuličková ložiska [6] vzhledem k nejmenšímu zatížení. Pro předlohou a výstupní hřídel budeme uvažovat ložiska kuželíková [7]. Návrh provedeme pro ložisko na jedné straně hřídele. Na opačném konci hřídele budeme uvažovat stejné ložisko. V návrhu pro kuličková ložiska začneme stanovením ložiska a poté určením součinitelů [6] e, Y . Součinitelé e, Y závisí na vztahu $\frac{f_o \cdot F_a}{C_o}$, kde f_o je výpočtový součinitel, F_a je axiální složka působícího zatížení a C_o je statická únosnost. Parametry vybraného ložiska jsou:

$$\begin{aligned} d_{ku} &= 45 \text{ mm}, \\ D_{ku} &= 75 \text{ mm}, \\ \text{Šířka kul. ložiska } T_{ku} &= 16 \text{ mm}, \\ C_{kuo} &= 14,6 \text{ kN}, \\ C_{ku} &= 22,1 \text{ kN}, \\ f_o &= 15, \end{aligned}$$

Dále spočítáme vztah

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_o} = A_n = 0,985 \quad (65)$$

Jelikož tato hodnota není v tabulce pro určení součinitelů [6], stanovíme součinitele lineární interpolací. Zvolíme dvě za sebou jdoucí nejbližší hodnoty e, Y pro dvě hodnoty vztahu A_n , z tabulky a provedeme interpolaci

Vybrané tabulkové hodnoty

$$\begin{aligned} e_1 &= 0,28, \\ e_2 &= 0,3, \\ A_1 &= 1,03, \\ A_2 &= 1,38 \end{aligned}$$

Hodnotu součinitele e_n spočteme z rovnice 66



$$e_n = e_2 - \frac{(e_2 - e_1) \cdot (A_1 - A_n)}{A_1 - A_2} = 0,303 \quad (66)$$

Pro součinitel Y provedeme stejný postup. Vybrané tabulkové hodnoty jsou:

$$Y_1 = 1,55,$$

$$Y_2 = 1,45,$$

Hodnotu součinitele Y_n spočteme z rovnice 67

$$Y_n = Y_2 + \frac{(Y_1 - Y_2) \cdot (A_1 - A_n)}{A_1 - A_2} = 1,437 \quad (67)$$

Tímto máme stanovené součinitele pro návrh a kontrolní výpočty kuličkových ložisek.

V návrhu pro kuželíková ložiska jsme zvolili ložisko pro příslušný průměr hřídele. Zde konstanty e, X, Y jsou stanoveny přímo v katalogu. Pomocí hodnot v katalogu jsme nakonec provedli kontrolní výpočty. Rozměry a hodnoty výpočtových součinitelů ložiska pro předlohou a výstupní hřídel:

Předlohová hřídel	Výstupní hřídel
$d_{k1} = 50 \text{ mm},$	$d_{k2} = 70 \text{ mm},$
$D_{k1} = 80 \text{ mm},$	$D_{k2} = 100 \text{ mm},$
$T_{k1} = 20 \text{ mm},$	$T_{k2} = 25 \text{ mm},$
$C_{k1o} = 88 \text{ kN},$	$C_{k2o} = 153 \text{ kN},$
$C_{k1} = 60,5 \text{ kN},$	$C_{k2} = 101 \text{ kN},$
$Y_{k1o} = 0,8,$	$Y_{k2o} = 0,8,$
$Y = 1,4,$	$Y = 1,4,$
$e_{k1} = 0,43,$	$e_{k2} = 0,43,$
$a_{k1} = 18 \text{ mm}$	$a_{k2} = 23 \text{ mm}$

4.4 Návrh hřídelových spojek

Pro spojení vstupního hřídele s elektromotorem a přenesením kroutícího momentu se doporučuje použít pružnou spojku. Pro výstupní hřídel se doporučuje použít universální zubovou spojku.

Velikost pružné spojky je charakterizována výpočtovým momentem spojky, který pro naše zadání má velikost:

$$M_{kI} = k_p \cdot M_k = 142,5 \text{ Nm} \quad (68)$$



kde k_p je provozní součinitel pružné spojky. Jeho hodnoty se doporučuje volit v rozmezí 1,5 – 1,7. Na základě hodnoty momentu spojky se v katalogu [8] vyhledá spojka s vyhovujícími rozměry. Během návrhu je také potřeba uvažovat jako další kritérium průměr díry v náboji spojky. Často je nutné zvolit větší spojku s ohledem na průměr hřídele. Pro náš případ jsme zvolili pružnou spojku s označením GE-T 38/45 BB [8]

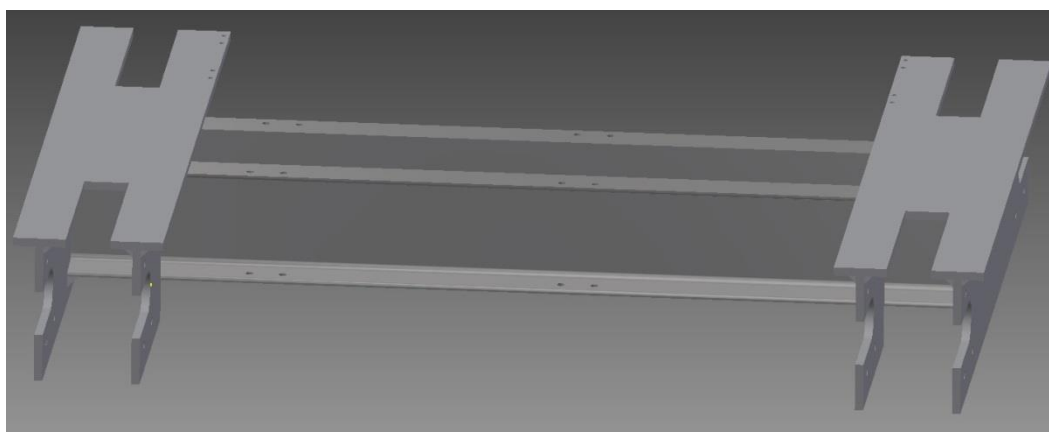
Doporučené spojení výstupního hřídele a pojezdového kola se provádí pomocí universální zubové spojky. Návrh zubové spojky se provede z výpočtu kroutícího momentu na výstupním hřídeli

$$M_{v2} = k_z \cdot M_{kIII} = 2\,308,27 \text{ Nm} \quad (69)$$

kde k_z je provozní součinitel zubové spojky. Jeho hodnoty se volí rozmezí 1,5 – 1,9. Pro naši aplikaci jsme vybrali zubovou spojku s označením BZ1 series 50 od firmy R + W [9].

4.5 Návrh nosného rámu

V posledním kroku se budeme věnovat návrhu nosného rámu pro připojení komponent kočky jeřábu. Rám jsme vytvořili jako svařenec obsahující dva U profily, na kterých je usazeno zdvihací pojezdové zařízení. Zvolili jsme za tepla válcované U profily, DIN 1026-1, U 200 o délce 1 636 mm, které jsou na jejich koncích přivařeny ke dvěma deskám. Výkres rámu je součástí Přílohových výkresů.



Obrázek 12. Model rámu

Vhodnost této volby jsme ověřily kontrolou napětí v ohybu. Rám je zatížen hmotností břemene a bubny, které je rozloženo do osmi šroubů (na



jednom U profilu uchycení pomocí čtyř šroubů). Rozložení těchto sil je lépe patrné z obrázku 13.

Hodnoty použité ve výpočtu jsou:

$$\begin{aligned} F &= 7\,500\text{ N} \\ a &= 690,75\text{ mm} \\ b &= 60\text{ mm} \\ c &= 500\text{ mm} \\ d &= 60\text{ mm} \\ e &= 325\text{ mm} \end{aligned}$$

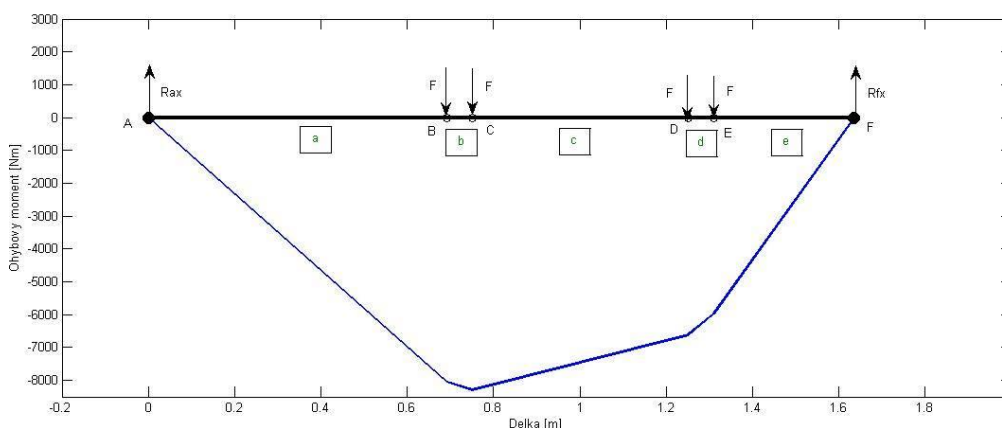
Umístění sil je lépe patrné z obrázku 13. Kde jsou uvedeny i jednotlivé vzdálenosti. Tento obrázek také ukazuje průběh ohybového momentu jehož výpočet je řešen v rovnicích 70 – 73.

$$x: R_{Ax} - 4F + R_{Hx} = 0 \rightarrow R_{Ax} = 4F - R_{Hx} \quad (70)$$

$$y: R_{Ay} = 0 \quad (71)$$

$$M_A: R_{Bx} \cdot (a + b + c + d + e) - F \cdot a - F \cdot (a + b) - F \cdot (a + b + c) - F \cdot (a + b + c + d) = 0 \quad (72)$$

Z momentové rovnice vypočítáme reakci v bodě H, $R_{Hx} = 18\,353,97\text{ N}$. Dosazením do rovnice 70 získáme reakci $R_{Ax} = 11\,646,03\text{ N}$



Obrázek 13 Průběh ohybového momentu na U profilu

Maximální ohybový moment, který se nachází v místě C, spočteme z rovnice 73



$$M_{omax} = -R_{Ax} \cdot (a + b) + F \cdot b = -8\,293,3 \text{ Nm} \quad (73)$$

Nosník je tvořen U profilem, Jehož rozměry jsou:

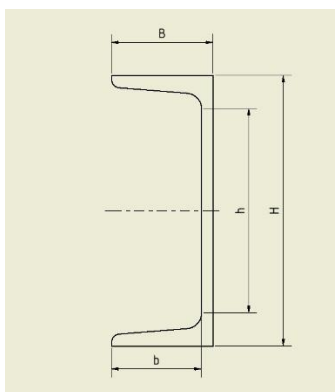
$$B = 75 \text{ mm}$$

$$H = 200 \text{ mm}$$

$$b = 66 \text{ mm}$$

$$h = 178 \text{ mm}$$

Rozměry U profilu jsou zakótovány na obrázku 14



Obrázek 14. U profil

Modul v průřezu ohybu W_o pro U profilu spočteme z rovnice 74

$$W_o = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = 189\,813,64 \text{ mm}^3 \quad (74)$$

Nyní můžeme spočítat maximální napětí v ohybu

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = 43,7 \text{ Mpa} \quad (75)$$

Pro náš zvolený materiál je hodnota dovoleného napětí $\sigma_D = 120 \text{ Mpa}$.

Stejným způsobem spočteme maximální ohybové napětí v deskách. Rozložení sil od připojených U profilů je lépe patrné z obrázku 15.



Hodnoty použité ve výpočtu jsou:

$$F = 15\,000\text{ N}$$

$$a = 517,5\text{ mm}$$

$$b = 275\text{ mm}$$

$$c = a = 517,5\text{ mm}$$

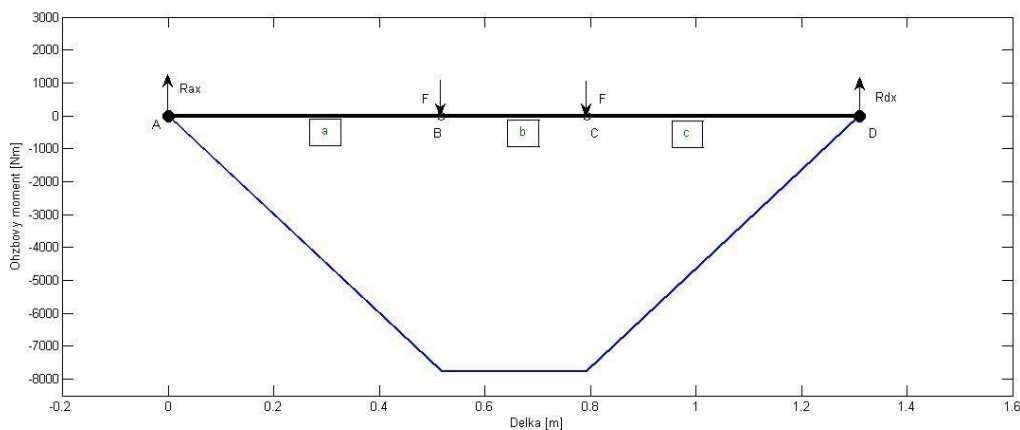
Umístění sil je lépe patrné z obrázku 15. Kde jsou uvedeny i jednotlivé vzdálenosti. Tento obrázek také ukazuje průběh ohybového momentu, jehož výpočet je řešen v rovnicích 76 - 79

$$x: R_{Ax} - 2F + R_{Dx} = 0 \rightarrow R_{Ax} = 2F - R_{Dx} \quad (76)$$

$$y: R_{Ay} = 0 \quad (77)$$

$$M_A: R_{Dx} \cdot (a + b + c) - F \cdot a - F \cdot (a + b) = 0 \quad (78)$$

Z momentové rovnice vypočítáme reakci v bodě D, $R_{Dx} = 15\,000\text{ N}$. Dosazením do rovnice 76 získáme $R_{Ax} = 15\,000\text{ N}$.



Obrázek 15. Průběh ohybového momentu na deskovém profilu

Dále spočítáme maximální ohybový moment, který se nachází v místě B

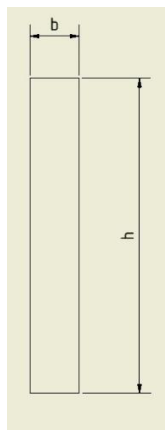
$$M_{omax} = -R_{Ax} \cdot a = -7\,762,5\text{ Nm} \quad (79)$$

Nosník je tvořen obdélníkovým profilem, jehož rozměry jsou:



$$b = 15 \text{ mm}$$
$$h = 253 \text{ mm}$$

Rozměry deskového profilu jsou zakótovány na obrázku 16



Obrázek 16. Deskový profil

Modul v průřezu ohybu W_o pro U profilu spočteme z rovnice 80

$$W_o = \frac{bh^2}{6} = \frac{15 \cdot 253^2}{6} = 160\,022,5 \text{ mm}^3 \quad (80)$$

Nyní můžeme spočítat maximální napětí v ohybu

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = 48,5 \text{ Mpa} \quad (81)$$

Pro náš zvolený materiál je hodnota dovoleného napětí $\sigma_D = 120 \text{ Mpa}$.

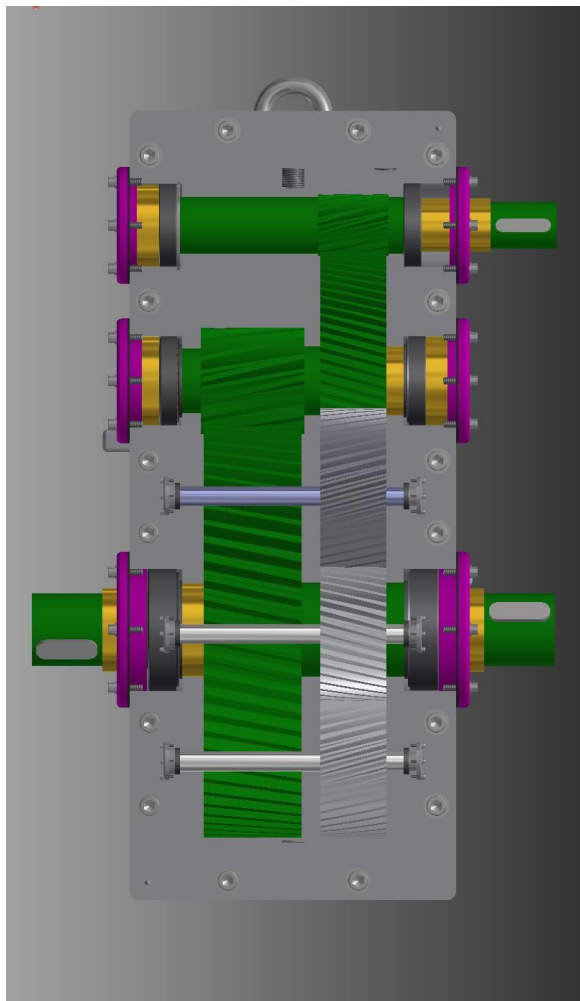
Jelikož je rám svařenec museli jsme provést kontrolu svaru U profilu a boční desky. Tato kontrola je v Příloze 3.

4.6 Model pohonu pojezdu kočky jeřábu

Tato kapitola je věnována prezentaci vytvořeného modelu pojezdového zařízení kočky jeřábu. Jelikož jsou vytvořené modely rozměrné a jejich zmenšením na stránky práce by došlo k jejich značnému zneřehlednění, jsou výkresy modelů připojena ve formě Příloh-výkresů k Bakalářské práci.



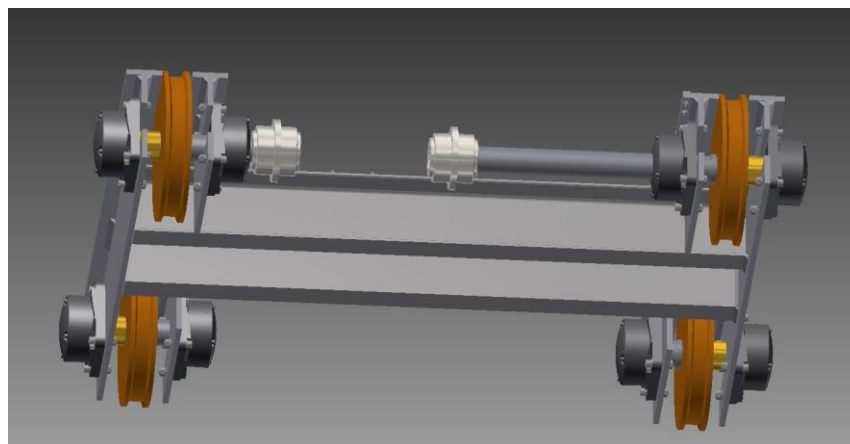
Na obrázku 17 je pohled do odkryté převodové skříně.



Obrázek 17. Pohled do převodové skříně

Vstupní hřídel od motoru je umístěna nahoře a průběžná výstupní hřídel je umístěna ve spodní části převodové skříně. Jelikož by takovéto uspořádání nedovolilo automatické mazání soukolí 12, bylo do převodové skříně přidáno mazací soukolí, které je v modelu znázorněno šedou barvou. Zajištění kol 2 a 4 na hřídeli je provedeno použitím pera. Drážky pro pera jsou také dobře patrné na koncích vstupní a výstupní hřídele, kde jsou připojeny pružná a zubové spojky.

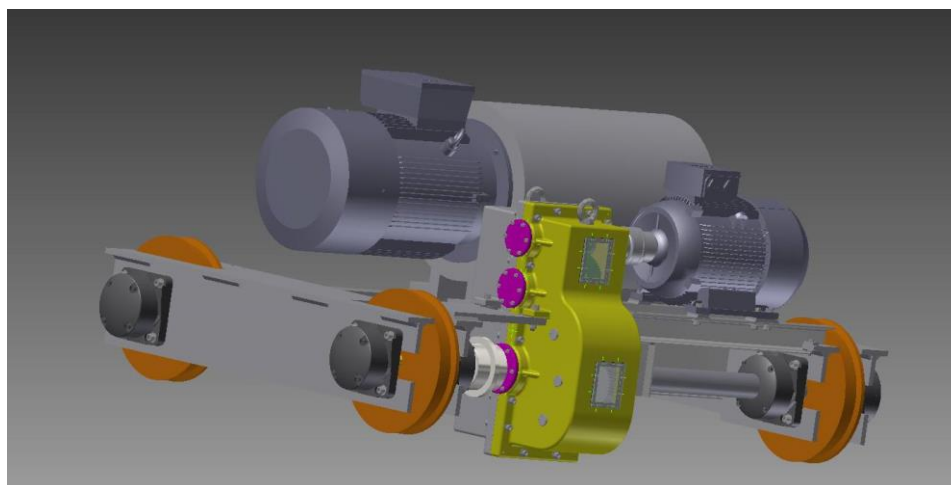
Obrázek 18 je přední spodní pohled na rám kočky nesoucí zdvihací zařízení a pohon pojezdu.



Obrázek 18. Rám kočky jeřábu osazený koly

Rám je tvořen dvěma U profily, které jsou po obou stranách přivařeny k deskám. Rám je osazen čtyřmi pojezdovými koly s dvěma nákolníky. Přenos zátěže rámu do pojížděcích kol je realizován osmi ložiskovými domky.

Obrázek 19 nám přináší pohled na celkové uspořádání kočky jeřábu. Pohon pojezdu je umístěn v přední části. Zdvihací zařízení je připevněno k dvěma U profilům. Lano zdvihacího zařízení bude procházet v prostoru mezi nimi.



Obrázek 19. Celkové uspořádání kočky jeřábu



5 Kontrolní výpočty

Tato kapitola obsahuje popis kontrolních výpočtů, kterými jsme ověřili vhodnost navržených komponent a rozměrů. Během návrhu jsme provedli kontrolu ozubení, kontrolu trvanlivosti ložisek, kontrolu statické bezpečnosti a kontrolu dynamické bezpečnosti.

5.1 Kontrola ozubení

Kontrola ozubení se provádí pomocí výpočtu ozubení podle ČSN 01 4686 Část I – 5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČELNÍCH A KUŽELOVÝCH OZUBENÝCH KOL a stanoví se součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu a součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů. Vzhledem k tomu, že tento výpočet je velice náročný, použijeme výpočetní program připravený katedrou ČMS pod označením Kontrola ozubení [11] pro výpočet koeficientů K a Y . Rovnice pro výpočet bezpečností představují rovnice (82, 83). Pro pastorek 1

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_x}{\frac{F_t}{b_{WF} \cdot m_{12}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon} = 6,5 \quad (82)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V}{\sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot u+1}{b_{WH} \cdot d_1 \cdot u}} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon} = 1,97 \quad (83)$$

Pro kolo 2 je jsou bezpečnosti rovny $S_F = 6,95$ a $S_H = 1,97$. Pro pastorek 3 je bezpečnost $S_F = 1,65$ a $S_H = 1,12$ a nakonec pro kolo 4 je bezpečnost $S_F = 1,77$ a $S_H = 1,12$.

5.2 Kontrola trvanlivosti ložisek

Nyní se budeme věnovat výpočtu trvanlivosti ložiska [4]. Normalizovaný způsob výpočtu dynamicky namáhaných valivých ložisek dává za příčinu vyřazení ložiska únavou jeho materiálu, vzniku tkz. pittingu. Rovnice výpočtu je tedy

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^p \quad (84)$$

Kde L_{10} je jmenovitá trvanlivost v milionech otáček, které dosáhne nebo překročí 90% ložisek



Avšak pro náš případ uvažujeme konstantní otáčky ložiska a je tedy možné trvanlivost vyjádřit v hodinách. Obecný vzorec pro výpočet trvanlivosti v hodinách

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (85)$$

kde C je dynamická únosnost ložiska, P je dynamické ekvivalentní zatížení, p je exponent trvanlivosti – pro kuličkové ložiska $p = 3$ a pro kuželíkové ložiska $p = \frac{10}{3}$, n jsou otáčky hřídele

Výpočet trvanlivosti v hodinách jsme provedli pro ložiska na obou koncích příslušných hřídelů. Trvanlivost v hodinách nám musela vyjít $L_h \geq 25\,000$ hod

Abychom si mohli vypočítat trvanlivost pro kuličkové ložiska na vstupním hřídeli, musíme nejprve zjistit dynamické ekvivalentní zatížení P v bodě A

$$P = X \cdot F_{r12} + Y \cdot F_{a12} = 1,645 \text{ kN} \quad (86)$$

Dále můžeme z rovnice 73 vypočítat $L_h = 41\,852,9$ hod

Pro ložisko v bodě B jsme z rovnic 85 a 86 spočetli $P = 0,481 \text{ kN}$ a $L_h = 1\,671\,832$ hod. Jelikož jsou ložiska na obou koncích hřídele shodná a jsou navržena tak, aby vyhovovali zátěži od větší síly, může dojít k jejich předdimenzování na druhé straně.

Stejný postup použijeme i při výpočtu pro kuželíková ložiska. Rozdílný bude pouze výpočet dynamického ekvivalentního zatížení. Výpočet pro ložisko na předlohovém hřídeli v bodě C bude

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a = 9,232 \text{ kN} \quad (87)$$

Výpočet trvanlivosti ložiska v hodinách je z rovnice 85 $L_h = 46\,380,03$ hod.

Pro ložisko v bodě D získáme $P = 10,55 \text{ kN}$ z rovnice 86 a $L_h = 29\,733,1$ hod z rovnice 85. Nakonec výpočet pro ložiska na výstupním hřídeli. Výpočet pro ložiska v bodě E a F jsou opět dány rovnicemi 86 a 87 a v bodě E je $P = 14,44 \text{ kN}$ a $L_h = 279\,503,3$ hod. Pro ložisko v bodě F je $P = 2,25 \text{ kN}$ a $L_h = 136\,446\,995$ hod



5.3 Kontrola statické bezpečnosti

Statická kontrola hřídele ve vybraných průměrech spočívá v porovnání výsledného redukovaného napětí σ_{red} a meze pevnosti R_e . Pro náš případ vypočítáme bezpečnosti pouze na předlohové a výstupní hřídeli. Pro vstupní hřídel statickou bezpečnost počítat nebudeme z důvodu předdimenzování. Dále výpočty statické bezpečnosti na předlohovém hřídeli a výstupním budeme počítat pouze v místě největšího ohybového momentu a v místě nejmenšího průřezu.

Nejprve vypočítáme bezpečnost pro předlohovou hřídel. Určíme maximální ohybový moment. Pro náš zvolený materiál se $R_e = 800 \text{ Mpa}$

$$M_{ox} = R_{Dx} \cdot L_5 = 659,4 \text{ Nm} \quad (88)$$

$$M_{oy} = R_{Dy} \cdot L_5 = 1\,523,21 \text{ Nm} \quad (89)$$

$$M_{omax} = 1\,659,81 \text{ Nm} \quad (90)$$

Kroutící moment $M_k = 368 \text{ Nm}$ máme spočítaná z kapitoly 4.3 návrh převodového ústrojí. Nyní vypočítáme napětí v ohybu σ_o

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = 19,9 \text{ Mpa} \quad (91)$$

A napětí v krutu τ_k

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = 2,12 \text{ Mpa} \quad (92)$$

Redukované napětí spočítáme pomocí hypotézy τ_{max}

$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = 20,35 \text{ Mpa} \quad (93)$$

Statická bezpečnost se určí z redukovaného napětí

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{ored}} = 39,3 \quad (94)$$

Nyní spočítáme statickou bezpečnost pro nejmenší průřez $d = 54 \text{ mm}$. Určíme ohybový moment v místě nejmenšího průměru

$$M_{ox} = R_{Cx} \cdot L_3 = 40,4 \text{ Nm} \quad (95)$$



$$M_{oy} = R_{Cy} \cdot L_3 = 620,2 Nm \quad (96)$$

$$M_{omax} = 621,5 Nm \quad (97)$$

Kroutící moment je roven $M_k = 368 Nm$. Nyní vypočítáme napětí v ohybu σ_o

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = 40,2 Mpa \quad (98)$$

Napětí v krutu τ_k spočteme z rovnice 99

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = 11,9 Mpa \quad (99)$$

Redukované napětí spočítáme pomocí hypotézy τ_{max}

$$\sigma_{ored} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = 46,7 Mpa \quad (100)$$

Statická bezpečnost se určí z redukovaného napětí

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{ored}} = 17,13 \quad (101)$$

Dále vypočítáme statickou bezpečnost pro výstupní hřídel. Jako v předchozím případě, určíme statickou bezpečnost pouze pro místo s maximálním ohybovým momentem a pro místo s nejmenším průřezem. Obě tyto podmínky splňuje místo pod kolem 4. Materiál uvažujeme stejný jako u předchozí hřídele. Nyní tedy spočítáme ohybový moment

$$M_{ox} = R_{Fx} \cdot L_7 = 134,6 Nm \quad (102)$$

$$M_{oy} = R_{Fy} \cdot L_7 = 1\,435,4 Nm \quad (103)$$

$$M_{omax} = 1\,441,7 Nm \quad (104)$$

Kroutící moment $M_k = 1\,442 Nm$ máme spočítaná z kapitoly 4.3 návrh převodového ústrojí. Nyní vypočítáme z rovnice 98 napětí v ohybu $\sigma_o = 34,5 Mpa$ a z rovnic 99 napětí v krutu $\tau_k = 16,7 Mpa$. Redukované napětí spočítáme z rovnice 100 a $\tau_{max} = 48 Mpa$. Statická bezpečnost se určí z rovnice 101 a je rovna $k_s = 16,6$.



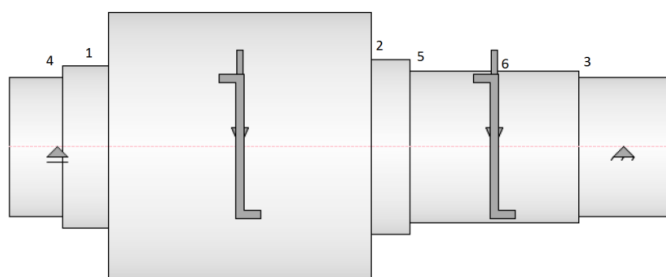
5.4 Kontrola dynamické bezpečnosti

Při kontrole dynamické bezpečnosti bude uvažován střídavý ohyb a stálý krut. Dynamická bezpečnost se provádí pro různé vruby na kontrolovaných hřídelích, které jsou – drážka pro pero, osazení (přechod z menšího průměru na větší – mezi nimi rádius nebo zápich), hřídel s podélným drážkováním, konce nalisovaných nábojů, závit a drážka za závitem. Z důvodu předdimenzování vstupní hřídele budeme dynamickou analýzu provádět pouze pro předlohou a výstupní hřídel. Vruby pro náš případ budeme uvažovat pouze – drážku pro pero a osazení (z menšího průměru na větší – mezi nimi rádius nebo zápich). Abychom mohli tuto kontrolu provést, musíme stanovit nejprve je součinitel tvaru α , vrubovou citlivost η_c , součinitel vrubu β , vliv velikosti na mez únavy v_0 a vliv jakosti povrchu η_p .

Jako první budeme kontrolovat osazení hřídelí pro předlohou hřídel. Nejprve si zde vypíšeme mechanické vlastnosti oceli 14 220, kterou jsme zvolili jako materiál pro hřídele. Tento materiál bude pro všechny případy stejný.

$$\begin{aligned}\sigma_p &= 800 \text{ Mpa} \\ \sigma_k &= 600 \text{ Mpa} \\ \tau_p &= 0,58 \cdot \sigma_p = 464 \text{ Mpa} \\ \tau_k &= 360 \text{ Mpa} \\ \sigma_c &= 200 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Dále musíme stanovit, pro jaké průměry budeme dynamickou bezpečnost provádět a také musíme stanovit součinitele. Výpočet provedeme pro místo označené na hřídeli číslem 1. Součinitel tvaru α se volí s grafu na obrázku 20 a je závislý na malém průměru d , větším průměru D a rádiusu r , pro náš případ



Obrázek 20. Body dynamické kontroly na předlohou hřídeli

$$D = 96 \text{ mm}$$

$$d = 58 \text{ mm}$$

$$r = 2 \text{ mm}$$

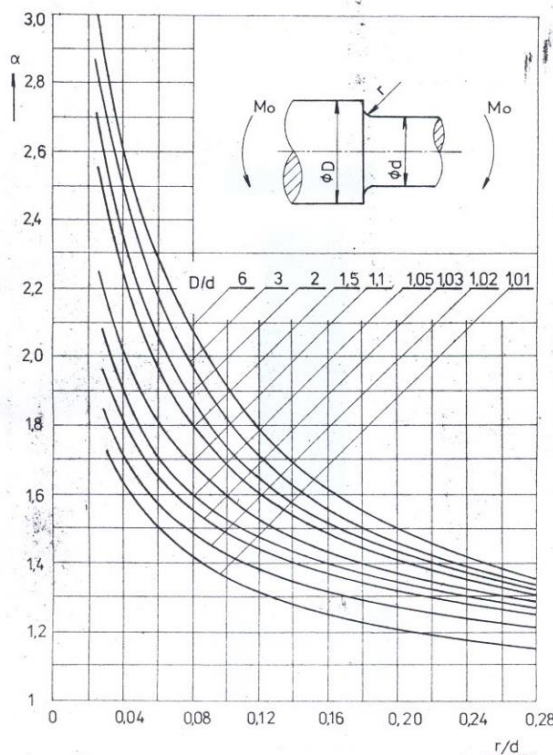


Vypočítáme

$$\frac{r}{d} = 0,034 \quad (105)$$

$$\frac{D}{d} = 1,66 \quad (106)$$

Z grafu [12] na obrázku 21 zvolíme $\alpha = 2,7$



Obrázek 21. Graf pro získání součinitele tvaru

Jako zatížení uvažujeme stálý krut $M_{kII} = 368 \text{ Nm}$. Ohybový moment jsme spočítali z momentu v místě, kde uvažujeme vrub. Hodnota ohybového momentu je $M_{oII} = 494 \text{ Nm}$. Stanovíme součinitel vrubové citlivosti $\eta_c = 0,5$. Dále z rovnice (107) vypočítáme součinitel vrubu β_k

$$\beta_k = 1 + (\alpha - 1)\eta_c = 1,85 \quad (107)$$

A z rovnice (96) vliv velikosti meze únavy v_0

$$v_0 = j \cdot d^k = 0,798 \quad (108)$$



Kde pro vliv velikosti na mez únavy, pro $51 \text{ mm} < d < 254 \text{ mm}$ volíme součinitel $j = 1,51$ a exponent $k = -0,157$ [13]

$$\eta_p = h \cdot \sigma_p^g = 0,767 \quad (109)$$

Kde η_p je vliv jakosti povrchu, σ_p je mez pevnosti v tahu, součinitel h určíme podle povrchové úpravy z tabulky 7 [13].

Povrch dokončený	součinitel a	exponent b
broušením	1,58	-0,085
obráběním nebo tažením za studena	4,51	-0,265
válcováním za tepla	57,7	-0,718
kováním	272,0	-0,995

Tabulka 7. Mez pevnosti v tahu na základě povrchové úpravy [13]

Pro tyto průměry uvažujeme dokončovací metodu – obrábění nebo tažení za studena. V dalším kroku určíme mez únavy pro střídavý ohyb

$$\sigma_{cox} = \frac{\sigma_c \cdot v_0 \cdot \eta_p}{\beta} = 66,196 \text{ Mpa} \quad (110)$$

Z rovnice (111) vypočítáme napětí ve vrubu pro krut a z rovnice (112) pro ohyb

$$\tau_m = \frac{M_k}{W_k} = 9,603 \text{ Mpa} \quad (111)$$

$$\sigma_{ao} = \frac{M_o}{W_o} = 25,8 \text{ Mpa} \quad (112)$$

Nakonec určíme dílčí a výslednou míru bezpečnosti

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{cox}}{\sigma_{ao}} = 2,57 \quad (113)$$

$$k_\tau = \frac{\tau_{kt}}{\tau_m} = 37,488 \quad (114)$$

$$k = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = 2,56 \quad (115)$$

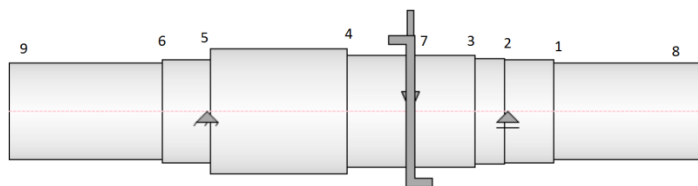
Dále použijeme stejný výpočet pro další osazení.



Poloha	Místo 2	Místo 3	Místo 4	Místo 5	Místo 6 – drážka pro pero
D	96	54	58	62	54
d	62	50	50	54	-
b	-	-	-	-	16
r	2	2	0,8	0,8	0,6
t_p	-	-	-	-	6,2
M_k	368	368	368	368	368
M_o	1260	220	52	1070	655,5
α	2,5	2	2,8	2,8	-
β_k	1,75	1,5	1,9	1,8	2
η_p	0,767	0,767	0,895	0,895	0,895
v_o	0,79	0,817	0,817	0,807	0,87
σ_{cox}	69,2	97,52	71,2	80,3	72,2
σ_{ao}	53,85	17,9	4,24	69,2	2,3
τ_m	7,9	15	14,99	11,99	12,8
k_σ	1,3	5,4	16,8	1,16	31,4
k_τ	45,8	24	24,1	30,2	28,13
k	1,3	5,3	13,8	1,16	21

Tabulka 8. Výsledky kontroly předlohové hřídele

Dále vypočítáme bezpečnost pro výstupní hřídel. Zde uvažujeme stejný materiál jako u předlohové hřídele. Výpočet provedeme v místech 1-7. Poloha těchto míst je znázorněna na obrázku. Vypočtené hodnoty jsou v Tabulce



Obrázek 22. Body kontroly na výstupní hřídeli

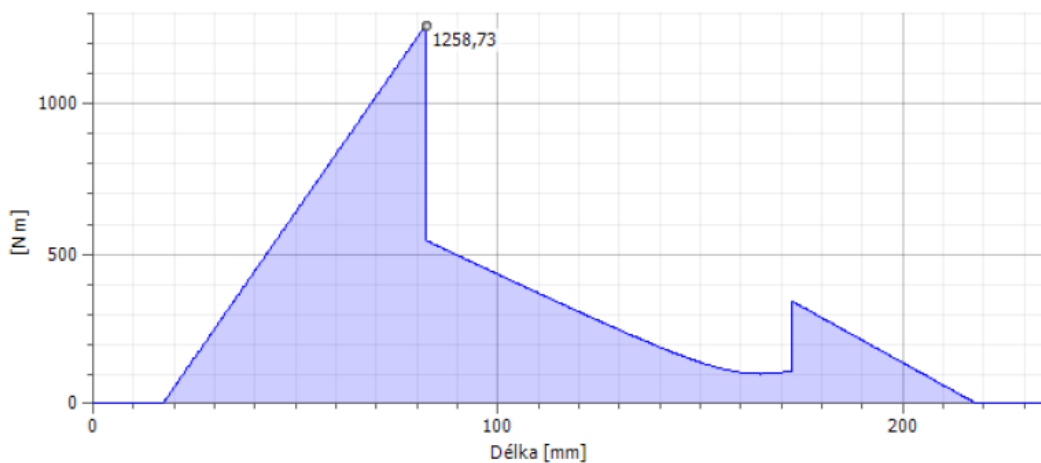
	Místo1,6	Místo2	Místo3	Místo4	Místo5	Místo7	Místo8,9
D	70	72	76	85	85	76	65
d	65	70	72	76	72	-	-
b	-	-	-	-	-	22	20
r	2	1	2	2	2	0,6	0,6
t_p	-	-	-	-	-	8,5	7,5
M_k	1442	1442	1442	1442	1442	1442	1442
M_o	0	103,2	555	1390	29,6	708,2	0
α	1,35	1,9	2,7	2,3	2,3	-	-
β	1,175	1,45	1,85	1,65	1,65	0,767	2
η_p	0,767	0,895	0,767	0,767	0,895	0,775	0,895
v_o	0,784	0,775	0,772	0,765	0,774	0,767	0,87
σ_{cox}	-	95,7	63,99	71,14	84,1	52,7	0
σ_{ao}	-	2,14	15,1	32,3	0,9	17,8	0
τ_m	26,742	21,41	19,68	16,73	21,441	17,4	28,12
k_σ	-	44,6	4,2	2,2	95,6	2,96	0
k_τ	13,42	16,8	18,3	21,52	16,8	20,7	12,8
k	-	15,7	4,1	2,2	16,5	2,96	12,8

Tabulka 9. Výsledky kontroly výstupní hřídele

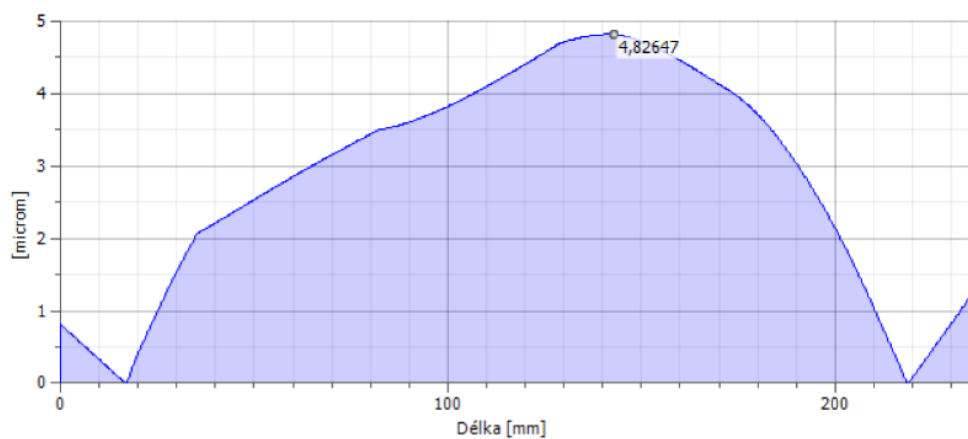


5.5 Kontrola průhybu a natočení

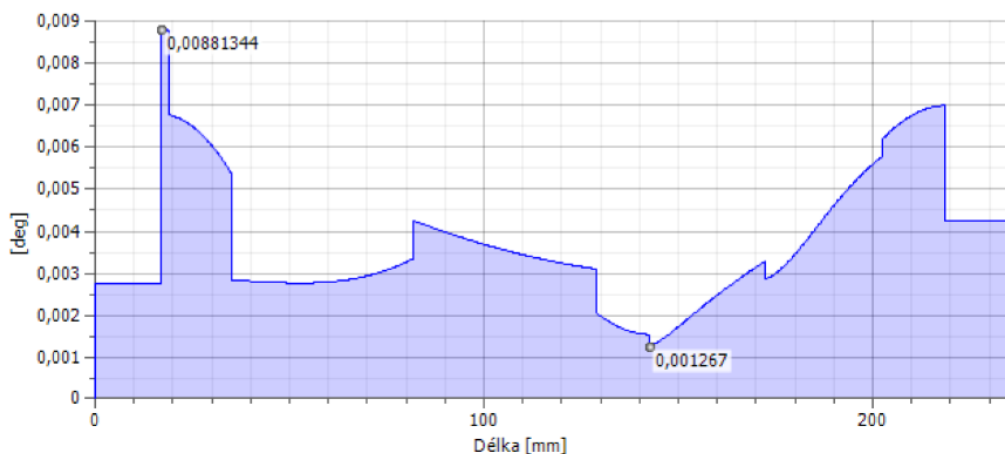
Kontrolu průhybu a natočení jsme provedli v programu Autodesk Inventor Professional na vytvořeném modelu hřídelů. Jelikož je vstupní hřídel předdimenzován, byla kontrola provedena na předlohové (obrázek 23, 24, 25) a výstupní hřídeli. (obrázky 26, 27, 28).



Obrázek 23. Ohybový moment na předlohové hřídeli

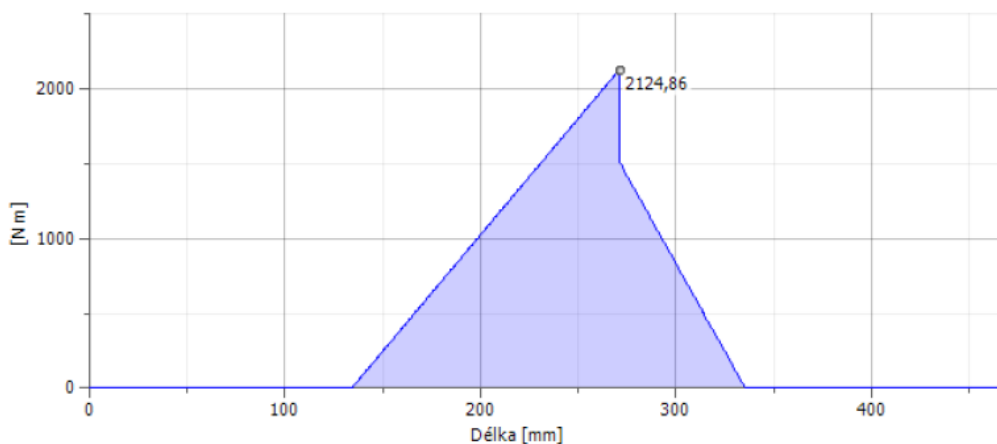


Obrázek 24. Průhyb předlohové hřídele

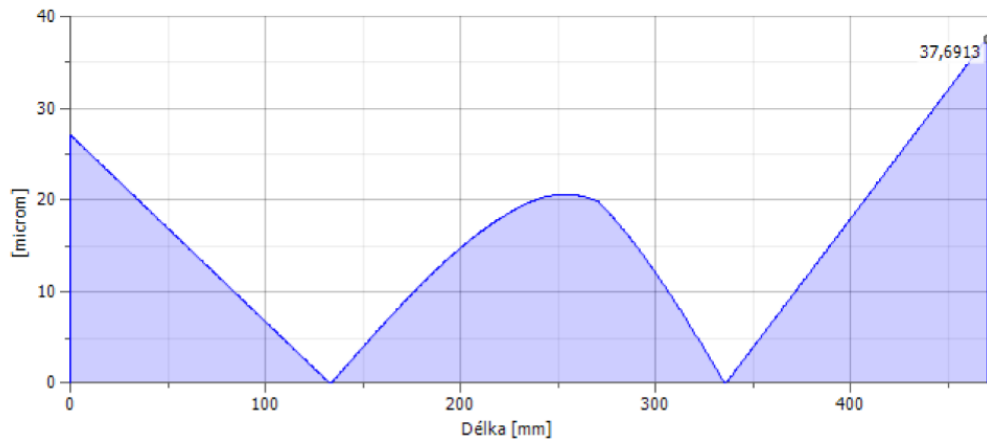


Obrázek 25. Natočení předlohové hřídele

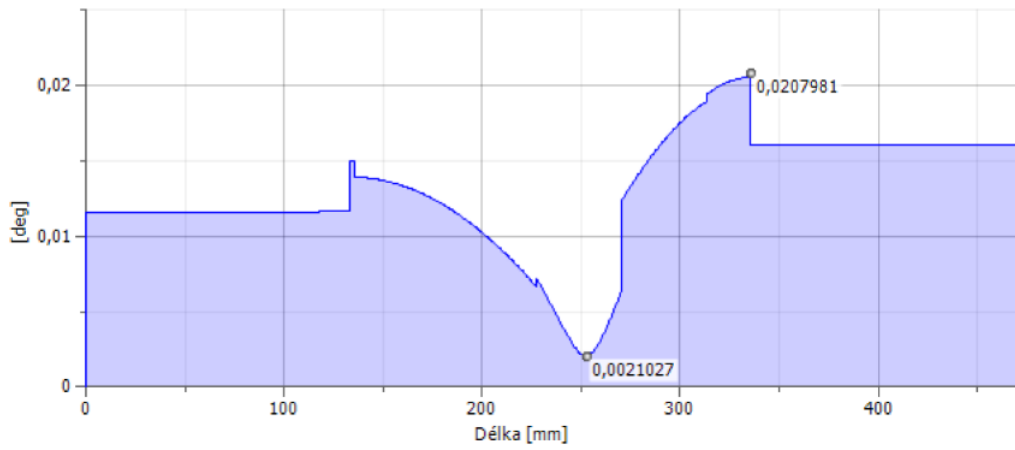
Na obou hřídelích uvažujeme kuželíková ložiska. Natočení v kuželíkových ložiskách je doporučeno volit $0,016-0,033^\circ$ [4]. Pro předlohovou hřídel je v našem případě natočení $0,009^\circ$ a pro výstupní hřídel $0,02^\circ$. Obě tyto hodnoty danou podmínku splňují. Další podmínkou pro použití kuželíkových ložisek je splnění maximální povolené hodnoty průhybu hřídele, která je rovna $0,04$ mm [4]. Pro předlohovou hřídel je v našem případě mximální průhyb $0,004$ mm a pro výstupní hřídel je to $0,037$ mm. Obě tyto hodnoty danou podmínku splňují.



Obrázek 26 Ohybový moment na předlohové hřídeli



Obrázek 27. Průhyb výstupní hřídele



Obrázek 28. Natočení výstupní hřídele



6 Závěr a zhodnocení

Vypracovaná Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu pojezdového zařízení kočky jeřábu. Na začátku práce bylo vymezeno několik cílů, které jsou podrobně vypsány v kapitole 3, kterých mělo být v průběhu práce dosaženo, což se také podařilo.

Po prostudování problematiky uspořádání pojezdového zařízení a jeho komponent, která je blíže popsána v kapitole 2, jsme navrhli celkovou koncepci pojezdového ústrojí včetně jeho členů.

V kapitole 4.2 jsme výpočtem určili Odporovou sílu zahrnující pasivní odpory a na jejím základě navrhli potřebný výkon elektromotoru. Na základě tohoto výkonu byl zvolen vhodný asynchronní elektromotor.

Z požadavku na pojezdovou rychlost uvedeného v kapitole 2.1 a z návrhu použitého asynchronního motoru byl navržen celkový převod. Jelikož návrh obsahuje pouze jeden převodový mechanismus, kterým je dvoustupňová převodovka se soukolím se šikmými zuby je celkový převod rozdělen pouze na převody jednotlivých soukolí.

Celá kapitola 4 se věnuje návrhu jednotlivých částí pojezdového ústrojí, zahrnující asynchronní elektromotor, převodovku, spojky, hřídele a nosný rám

Celkové uspořádání kočky je dobře patrné z obrázku 19 v kapitole 4.6. Tato kapitola obsahuje také model převodovky a rámu s osazenými koly.

Výkresy jsou z důvodu své rozměrnosti umístěny v Příloze- výkresy



7 Seznamy

7.1 Použitá literatura

- [1] REMTA, F. a kol.: Jeřáby. SNTL Praha, 1974
- [2] CVEKL, Z. a kol.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. ČVUT Praha, 1984
- [3] ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
- [4] KUGL, O. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.
- [5] Katalog asynchronních motorů, <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1000-otacek/1le1001-1-1-2-1-2.html>, Internetový zdroj, 2016
- [6] Katalog kuličkových ložisek SKF
- [7] Katalog kuželíkových ložisek SKF
- [8] Katalog pružných spojek typu GE-T, TAE
- [9] Katalog zubových spojek, <http://www.rw-couplings.com/products/industrial-drive-couplings/flexible-gear-couplings/bz1.html>, R+W, Internetový zdroj. 2016
- [10] Aplikace pro výpočet průhybu nosníků, <http://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/18-vypocet-pruhybu-nosniku/36-vypocet-pruhybu-staticky-urcite-nosniky/39-vypocet-pruhybu-staticky-urciteho-nosniku>, Internetový zdroj, 2016
- [11] ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [12] Prášil L., Únava materiálu strojních součástí při periodickém zatěžování
- [13] Netopil V., Porovnání různých přístupů k získání meze únavy reálného tělesa, Bakalářská práce, Brno 2014



7.2 Seznam obrázků

OBRÁZEK 1.NÁVRH DVOUNOSNÍKOVÉHO JEŘÁBU [1]	8
OBRÁZEK 2. USPOŘÁDÁNÍ POHONU S PRŮBĚŽNÝM POMALOBĚŽNÝM HŘÍDELEM [2]	9
OBRÁZEK 3 USPOŘÁDÁNÍ POHONU S PRŮBĚŽNÝM HŘÍDELEM A PŘÍDAVNÉHO OZUBENÉHO PŘEVODU [2]	10
OBRÁZEK 4. VALIVĚ ULOŽENÉ KOLO [2]	12
OBRÁZEK 5. KLUZNĚ ULOŽENÉ KOLO S OZUBENÝM VĚNCEM [2]	12
OBRÁZEK 6. SÍLY NA VSTUPNÍ HŘÍDELI V ROVINĚ XZ	24
OBRÁZEK 7. SÍLY NA VSTUPNÍ HŘÍDELI V ROVINĚ YZ	24
OBRÁZEK 8.SÍLY NA PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELI V ROVINĚ XZ	25
OBRÁZEK 9. SÍLY NA PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELI V ROVINĚ YZ	26
OBRÁZEK 10.SÍLY NA VÝSTUPNÍ HŘÍDELI V ROVINĚ XZ	27
OBRÁZEK 11. SÍLY NA VÝSTUPNÍM HŘÍDELI V ROVINĚ YZ	27
OBRÁZEK 12. MODEL RÁMU	30
OBRÁZEK 13 PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU NA U PROFILU	31
OBRÁZEK 14. U PROFIL	32
OBRÁZEK 15. PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU NA DESKOVÉM PROFILU	33
OBRÁZEK 16. DESKOVÝ PROFIL	34
OBRÁZEK 17. POHLED DO PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ	35
OBRÁZEK 18. RÁM KOČKY JEŘÁBU OSAZENÝ KOLY	36
OBRÁZEK 19. CELKOVÉ USPOŘÁDÁNÍ KOČKY JEŘÁBU	36
OBRÁZEK 20. BODY DYNAMICKÉ KONTROLY NA PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELI	41
OBRÁZEK 21. GRAF PRO ZÍSKÁNÍ SOUČiniteLE TVARU	42
OBRÁZEK 22. BODY KONTROLY NA VÝSTUPNÍ HŘÍDELI	45
OBRÁZEK 23. OHYBOVÝ MOMENT NA PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELI	46
OBRÁZEK 24. PRŮHYB PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE	46
OBRÁZEK 25. NATOČENÍ PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE	47
OBRÁZEK 26 OHYBOVÝ MOMENT NA PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELI	47
OBRÁZEK 27. PRŮHYB VÝSTUPNÍ HŘÍDELE	48
OBRÁZEK 28. NATOČENÍ VÝSTUPNÍ HŘÍDELE	48

7.3 Seznam tabulek

TABULKA 1. JMENOVITÉ HODNOTY PŘEVODOVÝCH ČÍSEL [4]	16
TABULKA 2. NÁVRH POMĚRNÉ ŠÍŘKY [4]	17
TABULKA 3. NÁVRH POČTU ZUBŮ [4]	17
TABULKA 4. NORMALIZOVANÉ MODULY [4]	18
TABULKA 5. ÚHEL SKLONU NA ROZTEČNÉM VÁLCI [4]	19
TABULKA 6. OSOVÉ VZDÁLENOSTI [4]	19
TABULKA 7. MEZ PEVNOSTI V TAHU NA ZÁKLADĚ POVRCHOVÉ ÚPRAVY [13]	43
TABULKA 8. VÝSLEDKY KONTROLY PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE	44
TABULKA 9. VÝSLEDKY KONTROLY VÝSTUPNÍ HŘÍDELE	45



7.4 Seznam příloh

Příloha 1 - Katalogový list pro elektromotor SIEMENS 1LE1002

Příloha 2 – Tabulka převodových čísel

Příloha 3 – Kontrola svaru

Příloha 4 – Kontrola ozubení 1

Příloha 5 – Kontrola ozubení 2

Příloha – výkresy

Výkres rámu kočky

Pojížděcí ústrojí mostového jeřábu

Sestava pohonu

Sestava převodovky

Výkres rámu

Výkres předlohové hřídele

Výkres ozubeného kola 4

Výkres víka ložiska

7.5 Seznam konstant a proměnných

Symbol	Jednotka	Název veličiny
a_{o12}, a_{o34}	<i>mm</i>	Osové vzdálenosti pro soukolí 12, 34
b_1, b_2, b_3, b_4	<i>mm</i>	Šířky kol 1, 2, 3, 4
b_{WF}/m_n	–	Poměrná šířka
C_{k1}	<i>kN</i>	Dynamická únosnost kuželíkového ložiska
C_{ku}	<i>kN</i>	Dynamická únosnost kuličkového ložiska
C_{k1o}	<i>kN</i>	Statická únosnost kuželíkového ložiska
C_{kuo}	<i>kN</i>	Statická únosnost kuličkového ložiska
d_1, d_2, d_3, d_4	<i>mm</i>	Roztečné průměry kol 1, 2, 3, 4
d_k	<i>mm</i>	Průměr pojezdových kol
D_{k1}	<i>mm</i>	Vnější průměr kuželíkového ložiska
D_{ku}	<i>mm</i>	Vnější průměr kuličkového ložiska
d_{a1}, \dots, d_{a4}	<i>mm</i>	Hlavové kružnice kol 1, 2, 3, 4
d_{b1}, \dots, d_{b4}	<i>mm</i>	Základní kružnice kol 1, 2, 3, 4
d_{f1}, \dots, d_{f4}	<i>mm</i>	Patní kružnice kol 1, 2, 3, 4
d_{k1}	<i>mm</i>	Vnitřní průměr kuželíkového ložiska
d_{w1}, \dots, d_{w4}	<i>mm</i>	Valivé kružnice kol 1, 2, 3, 4
d_{ku}	<i>mm</i>	Vnitřní průměr kuličkového ložiska



f_p	—	Součinitel pro ozubená kalená kola
F_{A12}, F_{A34}	N	Axiální síly soukolí 12, 34
F_{T12}, F_{T34}	N	Tečné síly soukolí 12, 34
F_{R12}, F_{R34}	N	Radiální síly soukolí 12, 34
h	mm	Výška zubu
h_1, h_2, h_3	mm	Průměry vstupního, předlohového a výstupního hřídele
h_a	mm	Výška hlavy zubu
h_f	mm	Výška paty zubu
i	—	Převodový poměr převodovky
i_c	—	Celkový převodový poměr
k	—	Provozní součinitel
K_A	—	Součinitel vnějších dynamických sil
K_f	—	Součinitel namáhání v ohybu
k_s	—	Statická bezpečnost
k_z	—	Součinitel pro snížení výšky zubu
k_σ	—	Dynamická bezpečnost pro ohyb
k_τ	—	Dynamická bezpečnost pro krut
$K_{H\beta}$	—	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
L_h	hod	Trvanlivost v hodinách
L_{10}	ot	Jmenovitá trvanlivost v milionech otáček
M_k	Nm	Kroutící moment na vstupním hřídeli
m_k	kg	Hmotnost kočky
m_n	kg	Nosnost
m_{12}, m_{12}	mm	Normalizovaný modul pro soukolí 12, 34
M_{v1}, M_{v2}	Nm	Kroutící momenty na spojkách
M_{kII}, M_{kIII}	Nm	Kroutící momenty na předlohovém a výstupním hřídeli
m_{n12}, m_{n34}	mm	Normální modul pro soukolí 12, 34
M_{omax}	Nm	Maximální ohybový moment
n_i	ot/min	Otáčky motoru
n_k	ot/min	Otáčky pojezdových kol
P	kW	Výkon elektromotoru
P_k	kW	Výkon na pojezdových kolech
P_l	N	Dynamické ekvivalentní zatížení
R_p	mm	Poloměr pojezdových kol
R_e, σ_p	MPa	Mez pevnosti v tahu
$R_{Ax}, R_{Bx}, R_{Cx}, R_{Dx}, R_{Ex}, R_{Fx}$	N	Reakce v ložiskách ve směru x
$R_{Ay}, R_{By}, R_{Cy}, R_{Dy}, R_{Ey}, R_{Fy}$	N	Reakce v ložiskách ve směru y
R_{Az}, R_{Cz}, R_{Ez}	N	Reakce v ložiskách ve směru z



S_{H1}, \dots, S_{H4}		Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
S_{F1}, \dots, S_{F4}		Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
T_{k1}	<i>mm</i>	Šířka kuželíkového ložiska
T_{ku}	<i>mm</i>	Šířka kuličkového ložiska
u	—	Převodové číslo
u_{12}, u_{34}	—	Převodové čísla soukolí 12, 34
v	<i>m/s</i>	Rychlost poježdění kočky
v_0	—	Vliv velikosti na mez únavy
w	<i>N</i>	Odporová síla
W_k	<i>mm³</i>	Modul průřezu pro krut
W_o	<i>mm³</i>	Modul průřezu pro ohyb
x_1, x_2, x_3, x_4	<i>mm</i>	Jednotkové posunutí pro kola 1, 2, 3, 4
z_1, z_2, z_3, z_4	—	Počty zubů na kole 1, 2, 3, 4
α	—	Součinitel tvaru
α_n	°	Úhel záběru stroje
α_t	°	Úhel záběru v čelní rovině
α_{tw}	°	Úhel záběru v čelní rovině valivý
β_v	—	Součinitel vrubu
β_{12}, β_{34}	°	Úhel sklonu na roztečném válci
ω	<i>N/kg</i>	Měrný jízdní odpor
κ	—	Součinitel na přídavné odpory
η	—	Účinnost
σ_{Flimb}	<i>MPa</i>	Mez únavy v ohybu materiálu
τ_D	<i>MPa</i>	Dovolené napětí ve smyku
σ_o	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu
τ_{km}, τ_m	<i>MPa</i>	Napětí v krutu
σ_{ored}	<i>MPa</i>	Redukované napětí
σ_k	<i>MPa</i>	Mez kluzu v tahu
τ_k	<i>MPa</i>	Mez kluzu ve smyku
σ_c	<i>Mpa</i>	Mez únavy střídavý pohyb
η_c	—	Součinitel vrubové citlivosti
η_p	—	Vliv jakosti povrchu
σ_{cox}	<i>MPa</i>	Mez únavy pro střídavý ohyb