



# Pohon dopravního výtahu

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství

*Autor práce:* **Jakub Šíma**  
*Vedoucí práce:* Ing. Petr Lepšík, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

## Bachelor thesis

*Study programme:* B2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2301R000 – Mechanical Engineering

*Author:* **Jakub Šíma**  
*Supervisor:* Ing. Petr Lepšík, Ph.D.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jakub Šíma**

Osobní číslo: **S12000195**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Strojní inženýrství**

Název tématu: **Pohon dopravního výtahu**

Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

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

Navrhněte kompletní pohonný systém dopravního výtahu o výkonu 15 kW a výstupních otáčkách 400 ot./min s reverzací chodu. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby

Rozsah pracovní zprávy: 50

Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L. *Části strojů. 1. díl.* Liberec: TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L. *Části strojů. 2. díl.* Liberec: TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec, V. *Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola.* Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica, I. *Současné trendy v obrábění ozubených kol.* Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J. a P. Vávra *Strojnické tabulky.* Albra: Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš, M. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.* Skriptum TU Liberec: Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s příkými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL
- [11] www firemní stránky výrobců zařízení

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Lepšík, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: 12. února 2016

Termín odevzdání bakalářské práce: 12. května 2017

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2016

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval především vedoucímu práce Ing. Petru Lepšíkovi, Ph.D. který, mi dával cenné rady a připomínky při tvorbě práce. Dále děkuji rodině za podporu a trpělivost, jak při psaní bakalářské práce, tak i po dobu celého studia.

## **Anotace**

Bakalářská práce se zabývá kompletním návrhem pohonu dopravního výtahu. V teoretické části jsou uvedeny části výtahu, rozdělení pohonů a popis jejich chodu. Pohon se skládá z elektromotoru, pružné čepové spojky, dvoustupňové převodovky, bubnu výtahu a svařovaného rámu. Práce obsahuje výpočtovou část, ve které jsou uvedeny pevnostní výpočty dílů převodového ústrojí. K práci jsou vypracovány také výkresy a 3D modely. U vybrané součásti je provedena pevnostní kontrola pomocí metody konečných prvků.

## **Klíčová slova**

pohon výtahu, dvoustupňová převodovka, pevnostní kontrola, metoda konečných prvků

## **Annonation**

The bachelor thesis is focused on complete design of transport elevator's traction. In theoretical part of this thesis are listed parts of elevator, distribution of tractions and description of their functionality. The traction includes electric motor, flexible clutch, two-phase transmission, elevator's drum and welded frame. The thesis contains calculation report, were are strength calulations of transmission's parts. There are also drafted drawings and 3D models. The strength check applying a finite elements method is performed for a selected part.

## **Keywords**

elevator's traction, two-phase transmission, strength check, finite elements method

# Obsah

Seznam použitých symbolů.....	9
1 Úvod.....	14
2 Teorie výtahů .....	15
2.1 Charakteristika a vývoj výtahů.....	15
2.2 Parametry výtahů .....	17
2.3 Hlavní části výtahů.....	17
2.3.1 Nosné části výtahů .....	17
2.3.2 Výtahový stroj.....	18
2.3.3 Klec výtahu .....	18
2.3.4 Vyvažovací závaží .....	18
2.3.5 Zachycovače.....	18
2.3.6 Nárazníky .....	19
3 Průzkum potenciálních řešení .....	19
3.1 Rozdělení výtahů.....	19
3.1.1 Rozdělení výtahů podle technického provedení.....	19
3.1.2 Rozdělení výtahů podle druhu užití .....	20
3.1.3 Rozdělení výtahů podle umístění strojovny .....	21
3.1.4 Speciální typy výtahů.....	21
3.2 Rozdělení spojek.....	22
3.2.1 Kotoučová třecí spojka.....	22
3.2.2 Pružná čepová spojka.....	22
3.2.3 Pružná obručová spojka .....	23
3.3 Zvolené řešení .....	23
4 Vytvoření 3D modelu převodovky a pohonu výtahu .....	24
5 Výpočet součástí převodovky .....	25
5.1 Schéma převodu.....	25
5.2 Převodové poměry a otáčky .....	25
5.3 Krouticí momenty .....	26
5.4 Kuželové soukolí se šikmými zuby.....	26
5.4.1 Výpočet geometrie kuželového soukolí .....	26
5.4.2 Silové poměry kuželového soukolí .....	29
5.4.3 Pevnostní kontrola kuželového soukolí.....	29
5.5 Čelní soukolí s šikmými zuby .....	32
5.5.1 Výpočet geometrie čelního sokolí.....	32
5.5.2 Korekce ozubení čelního ozubení .....	34
5.5.3 Silové poměry čelního ozubení .....	35



5.5.4 Pevnostní kontrola čelního ozubení .....	35
5.6 Čelní soukolí reverzace .....	38
5.6.1 Výpočet geometrie čelního soukolí reverzace .....	38
5.6.2 Silové poměry čelního soukolí reverzace.....	40
5.6.3 Pevnostní kontrola čelního ozubení reverzace .....	41
5.7 Řetězový převod .....	43
5.7.1 Výpočet základních parametrů řetězového převodu .....	43
5.7.2 Silové poměry řetězového převodu.....	45
5.7.3 Pevnostní kontrola řetězového převodu .....	45
5.8 Návrh hřídelí .....	46
5.8.1 Výpočet vstupní hřídele .....	46
5.8.2 Pevnostní kontrola vstupní hřídele.....	48
5.8.3 Výpočet předlohové hřídele .....	49
5.8.4 Výpočet předlohové hřídele při reverzaci otáček.....	52
5.8.5 Pevnostní kontrola předlohové hřídele.....	53
5.8.6 Výpočet výstupní hřídele .....	55
5.8.7 Výpočet výstupní hřídele při reverzaci otáček .....	57
5.8.8 Pevnostní kontrola výstupní hřídele.....	59
5.9 Ložiska .....	60
5.9.1 Ložiska uložená na vstupní hřídeli.....	60
5.9.2 Ložiska uložená na předlohové hřídeli.....	61
5.9.3 Ložiska uložená na výstupní hřídeli.....	62
5.10 Lisované spoje.....	63
5.10.1 Kuželový pastorek.....	63
5.10.2 Kuželové kolo .....	64
5.11 Návrh těsných per .....	64
5.11.1 Spojení spojky a vstupní hřídele .....	64
5.11.2 Spojení čelního kola s předlohovou hřídelí.....	64
5.11.3 Spojení ozubení s výstupní hřídelí .....	65
5.12 Návrh rovnobokého drážkování .....	65
5.12.1 Pastorek řetězového kola.....	65
5.12.2 Řetězové kolo.....	65
6 Kontrola hřídele pomocí metody konečných prvků .....	67
7 Ekonomické zhodnocení .....	69
8 Závěr .....	70
Přehled použité literatury .....	72
Seznam použitých obrázků .....	73
Seznam příloh .....	73

## Seznam použitých symbolů

### Symbole použité pro návrh a kontrolu ozubených kol

<i>Symbol</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Význam</i>
$i$	-	převodový poměr
$n$	$\text{min}^{-1}$	otáčky hřídele
$M_k$	Nm	kroucí moment
$\sigma_{Hlim}$	MPa	limitní napětí v dotyku
$\sigma_{Flim}$	MPa	limitní napětí v ohybu
$R_e$	MPa	mez kluzu
$z$	-	počet zubů
$\beta_m$	$^\circ$	střední úhel sklonu zubu
$m_n$	mm	normálový modul
$f_H$	MPa	pomocný součinitel pro výpočet rozteče
$f_F$	MPa	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
$\psi_m$	-	součinitel šířky ozubení
$K_A$	-	součinitel vnějších dynamických sil
$K_{H\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení
$K_H$	-	součinitel přídavných zatížení
$\sigma_{HP}$	MPa	přípustné napětí v dotyku
$\sigma_{FP}$	MPa	přípustné napětí v ohybu
$m_{nm}$	mm	normálový úhel na středu kola
$m_{tm}$	mm	čelní modul střední
$m_{te}$	mm	čelní modul vnější
$\delta$	$^\circ$	úhel roztečného kužele
$b$	mm	šířka ozubení
$b_w$	mm	výpočtová šířka ozubení
$\alpha$	$^\circ$	čelní úhel záběru
$h_a$	mm	výška hlavy zubu
$h_f$	mm	výška paty zubu
$d_e$	mm	vnější roztečný průměr
$d_m$	mm	střední roztečný průměr
$d_a$	mm	hlavový průměr kola
$d_b$	mm	základní průměr kola
$d_v$	mm	průměr virtuálního kola
$d_{va}$	mm	průměr hlavové kružnice virtuálního kola
$d_{vb}$	mm	průměr základní kružnice virtuálního kola

$p_{nm}$	mm	normálová rozteč
$p_{tm}$	mm	čelní rozteč
$p_{umb}$	mm	základní rozteč
$a_v$	mm	osová vzdálenost virtuálních kol
$\varepsilon_\alpha$	-	součinitel záběru profilu
$\varepsilon_\beta$	-	součinitel kroku
$\varepsilon$	-	celkový součinitel záběru
$F_t$	N	obvodová síla
$F_a$	N	axiální síla
$F_r$	N	radiální síla
$F_N$	N	normálová síla
$\sigma_H$	MPa	napětí v dotyku
$\sigma_{HO}$	MPa	napětí v dotyku při nedokonalém zatížení
$Z_E$	MPa <sup>1/2</sup>	součinitel mechanických vlastností materiálů
$Z_H$	-	součinitel tvaru zubů
$Z_e$	-	součinitel součtové délky dotkových křivek
$K_{H\alpha}$	-	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{HV}$	-	součinitel vnitřních dynamických sil
$S_H$	-	bezpečnost proti tvorbě pittingu
$Z_N$	-	součinitel životnosti
$N_{Hlim}$	-	počet zatěžovacích cyklů v ohybu
$q_H$	-	exponent Wolherovy křivky
$N_K$	-	počet zatěžovacích cyklů
$Z_R$	-	součinitel drsnosti boků zubů
$Z_v$	-	součinitel obvodové rychlosti
$Z_L$	-	součinitel maziva
$\sigma_F$	MPa	ohybové napětí paty zubů
$K_F$	-	součinitel přídavných zatížení
$Y_\beta$	-	součinitel sklonu zubů
$Y_\varepsilon$	-	součinitel vlivu záběru zubů
$Y_{FS}$	-	součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí
$S_F$	-	bezpečnost proti únavovému lomu
$Y_X$	-	součinitel velikosti
$Y_N$	-	součinitel životnosti
$Y_q$	-	součinitel vrubové citlivosti
$\sigma_{Hmax}$	MPa	maximální místní napětí v dotyku

$\sigma_{Fmax}$	MPa	maximální místní napětí v ohybu
$S_{Fs}$	-	statická bezpečnost v ohybu
$\alpha_{tw}$	°	provozní úhel záběru
$inv\alpha_{tw}$	rad	involuta provozního úhlu záběru
$inv\alpha_t$	rad	involuta čelního úhlu záběru
$x$	mm	jednotkové posunutí
$\Delta y$	mm	součinitel posunutí

### **Symbole použité pro návrh a kontrolu řetězového převodu**

<i>Symbol</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Význam</i>
$P$	kW	přenášený výkon
$P_D$	kW	diagramový výkon
$P_{D'}$	kW	korigovaný diagramový výkon
$\mu$	-	součinitel mazání
$\rho$	-	součinitel provedení řetězu
$\chi_1$	-	součinitel výkonu pro dokonalé rázy
$\chi$	-	součinitel výkonu pro nedokonalé rázy
$y$	-	korekční součinitel rázů
$\varphi$	-	součinitel provedení řetězu
$p$	mm	rozteč řetězu
$\beta$	°	úhel sklonu řetězu
$\alpha$	°	úhel opásání
$X$	-	počet článků řetězu
$L$	mm	délka řetězu
$a$	mm	skutečná osová vzdálenost kol
$v$	$ms^{-1}$	obvodová rychlost řetězu
$F_{Pt}$	kN	síla při přetržení
$A$	$mm^2$	plocha kloubu řetězu
$m$	kg	hmotnost 1 m řetězu
$F_c$	N	odstředivá síla
$F_o$	N	obvodová síla
$F_{VRh}$	N	síla zatěžující hřidel řetězového kola
$k_s$	-	statická bezpečnost
$Y$	-	činitel rázů
$k_D$	-	dynamická bezpečnost
$p_p$	MPa	tlak v kloubů řetězu

$p_D$	MPa	dovolený tlak v kloubů řetězu
$\lambda$	-	součinitel tření

### **Symbole použité pro návrh a kontrolu hřídelí**

<i>Symbol</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Význam</i>
$d$	mm	průměr hřídele
$R_{xx}$	N	reakce hřídele v dané ose a místě
$F_t$	N	obvodová síla
$F_a$	N	axiální síla
$F_r$	N	radiální síla
$M_o$	Nm	ohybový moment
$R_m$	MPa	mez pevnosti
$\tau_D$	MPa	dovolená mez kluzu
$\tau_k$	MPa	mez kluzu pro krut
$M_{red}$	Nm	redukovaný moment
$\sigma_c^*$	MPa	mez únavy pro střídavý ohyb
$\beta$	-	vrubový součinitel
$q$	-	vrubová citlivost
$v_h$	-	součinitel velikosti
$\eta$	-	součinitel jakosti povrchu
$\alpha$	-	součinitel tvaru
$k_\tau$	-	bezpečnost v krutu
$k_D$	-	bezpečnost v ohybu
$k$	-	celková bezpečnost

### **Symbole použité pro návrh a kontrolu ložisek**

<i>Symbol</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Význam</i>
$d$	mm	vnitřní průměr ložiska
$D$	mm	vnější průměr ložiska
$B$	mm	šířka ložiska
$T$	mm	celková šířka kuželového ložiska
$C$	kN	dynamická únosnost
$C_0$	kN	statická únosnost
$p$	-	koeficient tvaru tělíska ložiska
$e$	-	součinitel zatížení ložiska
$F_a$	N	axiální síla

$F_r$	N	radiální síla
X	-	koeficient zatížení radiální silou
Y	-	koeficient zatížení axiální silou
P	N	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$L_h$	hod	trvanlivost ložiska

### **Symbole použité pro návrh a kontrolu spojů hřídelů a nábojů**

<i>Symbol</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Význam</i>
l	mm	délka lisovaného spoje
d	mm	průměr hřídele
$d_p$	mm	průměr pastorku kuželového kola
f	-	součinitel tření
$p_{min}$	MPa	minimální tlak nalisování
$\Delta d_{min}$	mm	minimální přesah spoje
$C^{II}$	-	koeficient nalisování
b	mm	tloušťka pera
h	mm	výška pera
$p_D$	MPa	dovolený tlak
d	mm	vnitřní průměr drážkování
D	mm	vnější průměr drážkování
N	-	počet zubů
B	mm	šířka zubů
f	mm <sup>2</sup>	účinná plocha drážkování
$p_D$	MPa	dovolený tlak
$l_{min}$	mm	minimální délka drážkování

# 1 Úvod

Bakalářská práce je zaměřena na návrh pohonu dopravního výtahu. Téma výtahů bylo vybráno z důvodu neustálé modernizace budov a tím i potřeby neustále rozvíjet možnosti přepravy osob i břemen, ať už do výšek nebo hloubek. Dalším aspektem, který ovlivnil výběr tématu, byl fakt, že se u výtahů klade veliký důraz na maximální efektivitu a také bezpečnost, neboť se výtahem každým dnem přepraví nespočet lidí.

Cílem této práce je návrh plnohodnotného pohonu dopravního výtahu odpovídajícího zadaným parametrům, které jsou uvedené v Tabulce 1. Výtah bude sloužit k dopravě nákladu mezi třemi patry, s maximálním zatížením až 2 000 kg, a proto jsou bezpečnosti jednotlivých dílů dimenzovány tak, aby odpovídaly bezpečnostním normám.

*Tabulka 1 Zadané parametry*

Zadané parametry	
Výkon elektromotoru	15 kW
Vstupní otáčky	1 250 min <sup>-1</sup>
Výstupní otáčky	400 min <sup>-1</sup>
Trvanlivost ložisek	8 000 hod
Přídavná vlastnost převodovky	Reverzace otáček

V úvodu práce je představena teorie a historie výtahů. Následně je řešen průzkum potenciálních řešení od rozdělení výtahů, až po výběr spojky spojující elektromotor a vstupní hřídel převodového ústrojí. Práce se zabývá i celkovým 3D modelem pohonu výtahu, do kterého patří elektromotor, spojka, převodové ústrojí, svařovaný rám a buben výtahu. Výpočtová zpráva se věnuje návrhu a pevnostní kontrole jednotlivých součástí převodového ústrojí, mezi které patří kuželové a čelní soukolí, řetězový převod, hřídele a ložiska. Dále je výstupní hřídel převodovky podrobena důkladnější pevnostní kontrole za pomoci metody konečných prvků, díky které jsou graficky znázorněny průběhy napětí a deformací na hřídeli. Bakalářská práce se zabývá i částečným ekonomickým zhodnocením vybraných dílů pohonu. Poslední částí práce je závěr, ve kterém je shrnuto vše, čím se tato práce zabývala a čeho v ní bylo dosaženo.

## 2 Teorie výtahů

Tato kapitola je věnována základním teoretickým poznatkům v oblasti výtahů a pohonu výtahů.

### 2.1 Charakteristika a vývoj výtahů

Výtahem je rozuměno strojní zařízení, které slouží k vertikální dopravě osob a břemen mezi dvěma nebo více místy. Ona břemena nebo dopravované osoby spočívají při dopravě na plošině, která je nosnou částí kabiny nebo klece. Klec je vedena pevnými vodítky, zakotvenými v šachtě daného výtahu. Tato vodítka umožňují jediný pohyb klece a tím je přímočarý posuv nahoru a dolů. Klec je dále zavěšena na jednom nebo více nosných orgánech, které ji spojují s motorickým zdvihacím ústrojím, nazývaným také výtahový stroj.

Práce výtahu je díky nástupu a výstupu osob nebo nakládání a vykládání břemen většinou přerušovaná, a to znamená, že tyto úkony probíhají při stojící kabině. Existují ale také výjimky jako např. osobní výtahy oběžné, takzvané páternostery, které pracují v nepřetržitém pracovním cyklu a nástup a výstup osob se tedy děje za provozu. [4]

Ke konstrukci výtahů vedly přirozené důvody, které se nejprve týkaly snahy mechanizovat vertikální dopravu břemen a později i osob. Mezi první průkopníky patřil v historii Archimedes, který ve 3. století př.n.l. vytvořil první zdvihadlo (obr. 1), předchůdce našich současných výtahů. Tyto stroje byly poháněny lidskou a zvířecí silou.



*Obr. 1 Výtah na lidský pohon [11]*

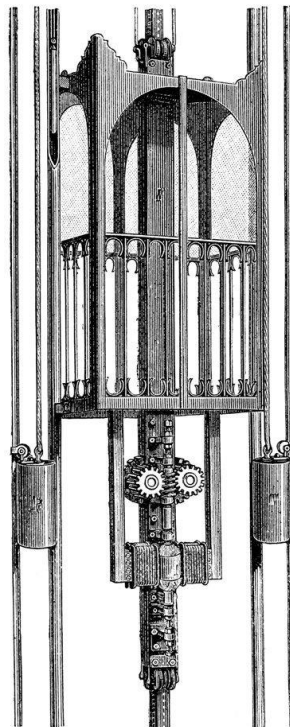


K velkému přelomu došlo v 19. století, během průmyslové revoluce, kdy se začínají vyrábět výtahy poháněné parními stroji. První výtah na parní pohon byl představen roku 1830 v Anglii.

Pozadu nezůstaly také další typy pohonu, mezi které bezpochyby patří pneumatický výtah nebo výtah s hydraulickým pohonem, kde byl píst vložen do podzemního válce, do něhož byla vstříkována kapalina, kterou tehdy byla voda, dnes je jí hydraulický olej. Tok vody byl tehdy ovládán obsluhou lana určeného k regulaci vody, ale později byl vyměněn pákovým mechanismem, který byl přesnější a plynulejší.

Mezi nejznámější vynálezce výtahů patří jistě Elish G. Otis, který přišel v roce 1853 s vynálezem výtahu s použitím lana, kladky a závaží. Tento výtah zvedal břemena podél šachtové zdi a po stranách byl veden vodičky. Důležitým prvkem tohoto výtahu byl fakt, že již měl bezpečnostní zařízení, tzv. zachycovače, které v případě přetržení lan zastavily kabinu výtahu.

Dalším velmi významným vynálezcem výtahů byl bezpochyby Werner von Siemens, který vynalezl první výtah s elektrickým pohonem (obr. 2). Tento výtah měl elektromotor umístěný přímo pod podlahou a otáčel ozubeným pastorkem, který se tak posouval po ozubeném hřebenu. Postupem času se motor přesunul na nejvyšší podlaží, kde poháněl lanový buben a kabina tak byla zavěšena na lano. [11]



Obr. 2 Výtah se elektrickým pohonem [11]

## 2.2 Parametry výtahů

Mezi základní parametry výtahů řadíme jejich nosnost a jmenovitou dopravní rychlost. Nosností je v tomto případě rozuměna nejvyšší povolená hmotnost nákladu, kterým se smí kabina za provozu zatížit. Jmenovitá dopravní rychlost představuje teoretickou rychlost výtahu, pro kterou je konstruován.

Další mnou vybrané parametry, které blíže určují typ výtahu, jsou:

- zdvih a počet stanic (nástupišť, nákladišť)
- rozměry šachty, kabiny, strojovny
- druh řízení daného výtahu
- ovládání a provedení dveří šachty
- stanovení prostředí a umístění výtahu podle norem

## 2.3 Hlavní části výtahů

V této části jsou představeny, dle mého názoru, nejdůležitější části výtahů, mezi které patří, jak pohonné a ovládací, tak i bezpečnostní prvky.

### 2.3.1 Nosné části výtahů

Nosné části jsou ocelová lana nebo kloubové řetězy, na kterých je zavěšena klec a vyvažovací závaží.

Ocelová lana jsou speciální šestipramenná lana, která jsou vyrobena ze speciálních drátů kruhového průřezu. Nosná lana podléhají zvláštním předpisům a ustanovením, jako například, že klec u výtahů pro přepravu osob musí být zavěšená nejméně na dvou lanech o stejném průměru, která nesmějí být nastavována.

Kloubové řetězy se používají pouze u některých typů výtahů, jako je například oběžný výtah (páternoster) nebo nákladní stolový výtah. Z hlavních částí se u tohoto typu nosných orgánů používají Gallovy řetězy, které jsou složeny ze střídavě spojených vnějších a vnitřních článků, tvořených jedním čepem a příslušným počtem destiček.

### **2.3.2 Výtahový stroj**

Zdvihacím ústrojím výtahu je výtahový stroj, který je umístěn ve strojovně a skládá se z:

- hnacího elektromotoru
- mechanického převodového ústrojí
- stavící brzdy
- hnacího lanového kotouče (trakční pohon), drážkovaného navíjecího bubnu (bubnový pohon) nebo hnací řetězové kladky (řetězový pohon)
- čepů, ložisek, spojek, hřídelí
- rámu výtahu

### **2.3.3 Klec výtahu**

Nosnou částí výtahu je klec, ve které se dopravují osoby nebo náklady. Klec je tvořena ocelovou kostrou, kde je uložena kabina. K této kostře jsou připevněny například:

- Závěsy nosných orgánů
- Vodící čelisti, sloužící k vedení klece po vodítkách
- Zachycovače
- Pohon kabinových dveří

### **2.3.4 Vyvažovací závaží**

Vyvažovací závaží je určeno k vyvažování hmotnosti klece s kabinou a příslušenstvím, ale také části hmotnosti nákladů. Závaží je vedeno vodítky ve stejné šachtě jako klec, nebo v samostatné šachtě.

### **2.3.5 Zachycovače**

Na ocelové konstrukci klece nebo na vyvažovacím zařízení jsou upevněny zachycovače, které představují mechanická zařízení, zachycující klec na vodítkách. Zachycovače se aktivují v případě, že se přetrhnou nosné části, nebo překročí-li dopravní rychlost předem stanovenou hodnotu, při pohybu směrem dolů.

### 2.3.6 Nárazníky

K zastavení klece nebo vyvažovacího závaží slouží nárazníky, které jsou umístěny ve spodní části výtahové šachty a děje se tak při přejetí dolní krajní polohy. [4]

## 3 Průzkum potenciálních řešení

Tato kapitola se zabývá výběrem typu výtahu a také celkovému provedení pohonu výtahu, včetně výběru spojky.

### 3.1 Rozdělení výtahů

Výtahy lze dělit podle mnoha aspektů a v této práci jsou uvedeny ty, které jsou dle mého názoru nejdůležitější.

#### 3.1.1 Rozdělení výtahů podle technického provedení

- Trakční výtahy

U trakčního výtahu je kabina zavěšena na soustavě lan a její tažení je zajišťováno třecí silou mezi lany a trakčním kotoučem výtahového stroje (obr. 3). Vyvažovací závaží se stará o ulehčení pohybu kabiny a pohon zde může být převodový nebo bezpřevodový. Strojovna trakčního výtahu je nejčastěji umístěna nad výtahovou šachtou.



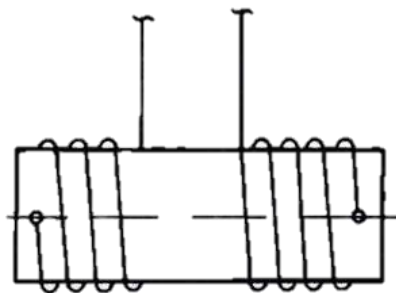
Obr. 3 Schéma trakčního pohonu [4]

- Výtahy s hydraulickým pohonem

U tohoto typu pohonu je využito hydraulických pístů, které zdvihají kabinu a jsou umístěny obvykle pod nebo vedle výtahu. Hydraulické pohony mají několik předností, z nichž největší je možnost plynulé regulace rychlostí a přesný dojezd kabiny do podlaží, nezávisle na zatížení kabiny výtahu.

- Bubnové výtahy

U bubnového výtahu je kabina zavěšená na laně. Výtah nemá protizávaží a nosné lano je navíjeno na buben pouze v jedné vrstvě (obr. 4). Maximální využití prostoru šachty je hlavní výhodou tohoto typu pohonu. V bubnu jsou vyrobeny drážky ve tvaru polokruhu souřící pro delší životnost lana. Strojovna bubnového pohonu je umístěna pod výtahovou šachtou.



Obr. 4 Schéma navíjení lana na buben [4]

- Páternostery

Jedná se o speciální typ oběžného výtahu, který se skládá kabin spojených kloubovými řetězy. Podle evropských a českých norem bychom ho neměli řadit mezi výtahy, ale pouze obecně mezi zdvihací zařízení, tzv. zdvihadla. Tento výtah má nepřetržitý chod a převážně slouží k přepravě osob v administrativních budovách.

### 3.1.2 Rozdělení výtahů podle druhu užití

- Osobní výtahy

Tyto výtahy jsou určeny pro přepravu osob a jejich zavazadel. Jsou obvykle používány ve vícepatrových budovách, ale mohou sloužit i k dopravě do podzemních staveb (například metro) nebo k dopravě na veřejném prostranství (například lanovky v horských střediscích). S přepravou osob souvisejí i přísné bezpečnostní normy, na které je při návrhu tohoto typu výtahu nutno dbát.

- Nákladní výtahy

Jsou určeny pro přepravu zboží, ale i jiných předmětů. Nákladní výtahy jsou konstruovány pro těžší náklady od 2 tun, a proto bývají větší než výtahy osobní. Díky přepravě materiálu jsou opatřeny odolnou podlahou a stěnami, aby nedošlo k poškození během nakládání a vykládání.

- Stavební výtahy

Stavební výtahy mají dočasný charakter a slouží hlavně na stavbách k přepravě stavebního materiálu do vyšších pater.

- Výtahy pro dopravu vozidel

Výtahy pro dopravu vozidel se užívají pro dopravu automobilů do vyšších pater garáží nebo jiných budov.

### **3.1.3 Rozdělení výtahů podle umístění strojovny**

- strojovna umístěná nad výtahovou šachtou
- strojovna umístěná pod výtahovou šachtou
- strojovna umístěná přímo ve výtahové šachtě
- v případě hydraulických výtahů je možnost umístění strojovny do 10 m od výtahové šachty

### **3.1.4 Speciální typy výtahů**

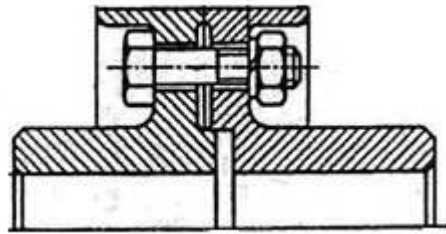
- |                                      |                        |
|--------------------------------------|------------------------|
| - lůžkový výtah                      | - elektrický výtah     |
| - výtah na dopravu knih              | - bezpřevodový výtah   |
| - výtah na dopravu spisů             | - ruční výtah          |
| - výtah pro dopravu dopisů           | - šikmý výtah          |
| - hydraulický výtah s přímým pohonem | - stolový výtah        |
| - výtah s dvěma klecemi              | - prefabrikovaný výtah |
| - výtah s dvoupodlažními klecemi     | - schodišťový výtah    |
| - výtah s šroubovým pohonem          | - jevištní výtah       |

## 3.2 Rozdělení spojek

Ke spojení vstupní hřídele převodového ústrojí a elektromotoru dochází pomocí spojky. Pro naši konstrukci nám bude vyhovovat pevná spojka, která se nedá rozpojit za chodu. Spojek je veliké množství a mnou vybrané typy jsou uvedeny níže.

### 3.2.1 Kotoučová třecí spojka

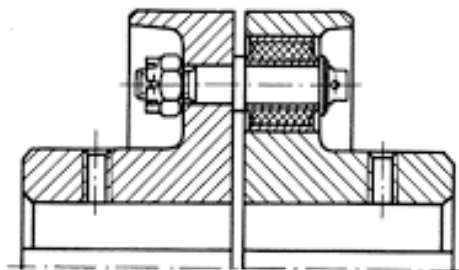
Kotoučová třecí spojka (obr. 5) je levná, konstrukčně jednoduchá a spolehlivá. K přenášení výkonu dochází pomocí třecí vazby mezi dvěma kotouči, které jsou spojeny šrouby. Kotouče jsou opatřeny drážkami pro pero, které přenáší otáčky na hřídel. Spojka se může použít pouze v případě, kdy je zajištěna souosost obou spojovaných hřídelí.



Obr. 5 Kotoučová třecí spojka [2]

### 3.2.2 Pružná čepová spojka

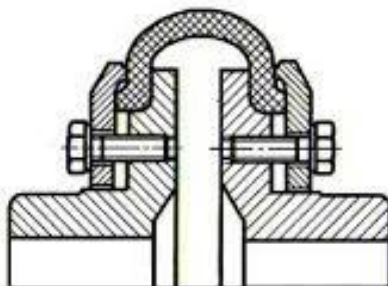
Pružná čepová spojka (obr. 6) je levná, spolehlivá a bezúdržbová. Spojka je k hřídeli připojena pomocí těsných per a je tvořena dvojicí kotoučů, které jsou spojeny čepy. Tyto čepy jsou uloženy v pryžových pouzdrech, jejichž hlavní výhodou je, že díky nim spojka tlumí vibrace a momentové rázy.



Obr. 6 Pružná čepová spojka [2]

### 3.2.3 Pružná obručová spojka

Tato spojka je konstrukčně složitější a dražší než spojky zmíněné výše. K přenosu výkonu slouží pružná pryžová obruč, která je ke spojce připevněna šrouby (obr. 7). Značná výhoda této spojky spočívá v tom, že obruč tlumí momentové rázy a vibrace. Další pozitivum této spojky je, že hřídele mohou vykonávat mírný axiální pohyb a také mohou být mimoběžné. [2]



Obr. 7 Pružná obručová spojka [2]

## 3.3 Zvolené řešení

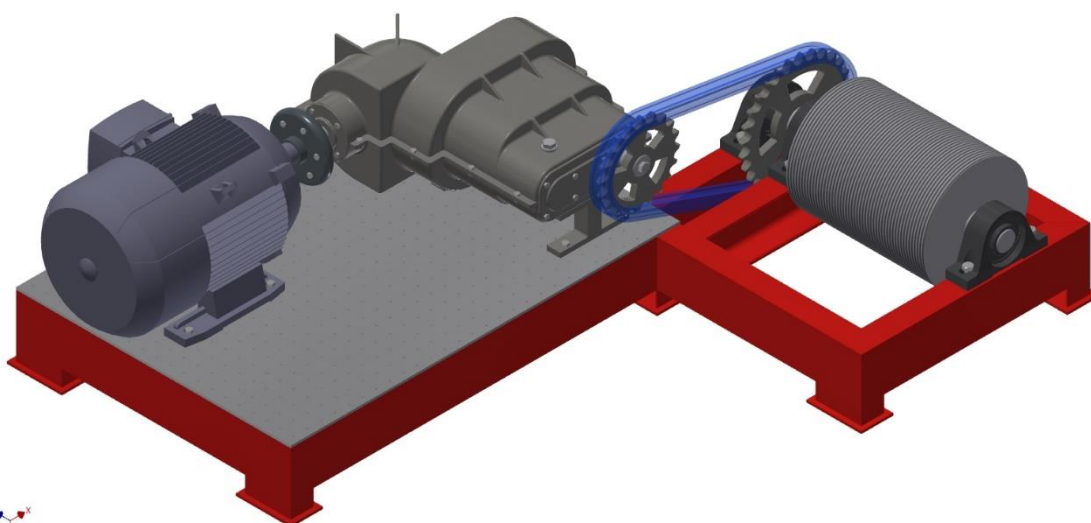
Vzhledem k praktickému uložení strojovny pod výtahovou šachtou byl pro, mnou navrhovaný, dopravní výtah zvolen bubnový pohon. Hlavními výhodami tohoto umístění strojovny je eliminace hluku, vibrací a také úspora prostoru. Na bubnu jsou zakotveny jedny konce lan (nosných a lan vyvažovacího závaží) a druhé konce jsou připevněny k závěsu klece. Jedna soustava lan je navíjena po směru hodinových ručiček, druhá proti směru, takže systém funguje tak, že navíjí-li se jedna soustava lan, druhá se současně odvíjí, přičemž navíjení lana je výhradně pouze v jedné vrstvě. Se zřetelem k životnosti lana a jeho vedení na bubnu musí být buben drážkován. Drážky mají polokruhový tvar a jsou vysoustruženy v jednom smyslu stoupání po celé délce bubnu.

K pohonu celého stroje je zvolen elektromotor typové řady 1LE1002 od společnosti Siemens. Výkon z elektromotoru je přenášen pomocí pružné čepové spojky, která tlumí momentové rázy lépe než třecí spojka a je levnější a spolehlivější než obručová spojka. Poté je výkon přenesen do převodovky, která má klasický chod a také chod reverzace otáček. Ke spojení převodovky a bubnu slouží řetězový pohon, který pracuje oproti řemenovému převodu téměř bez ztrát. Buben je uložen v ložiskových ložích, které jsou umístěné v drážkách pro napnutí řetězu. Celý pohon je přidělán ke svařovanému rámu z U- profilů.

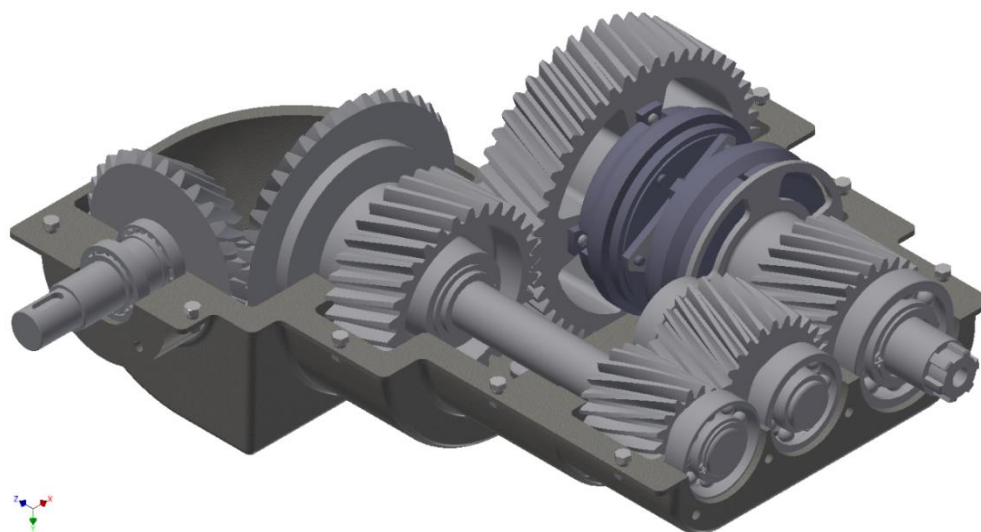


## 4 Vytvoření 3D modelu převodovky a pohonu výtahu

Vytvoření modelu pohonu (obr. 8) i převodového ústrojí (obr. 9) předcházela návrh součástí uvedených v kapitole 5. Celá sestava pohonu, včetně rámových konstrukcí a výkresů, byla modelována v programu Autodesk Inventor 2016. Díky spolupráci vysokých škol se společností Autodesk byla využita studentská verze programu. Normalizované součásti sestavy byly vloženy do modelu pomocí knihovny prvků Inventor. Ozubená soukolí, hřídele, řetězové soukolí a rám, byly vymodelovány skrze generátor prvků, díky kterému byla ověřena i správnost výpočtů. Modely zakupovaných součástí, byly staženy z internetových knihoven výrobců.



*Obr. 8 Model pohonu výtahu*

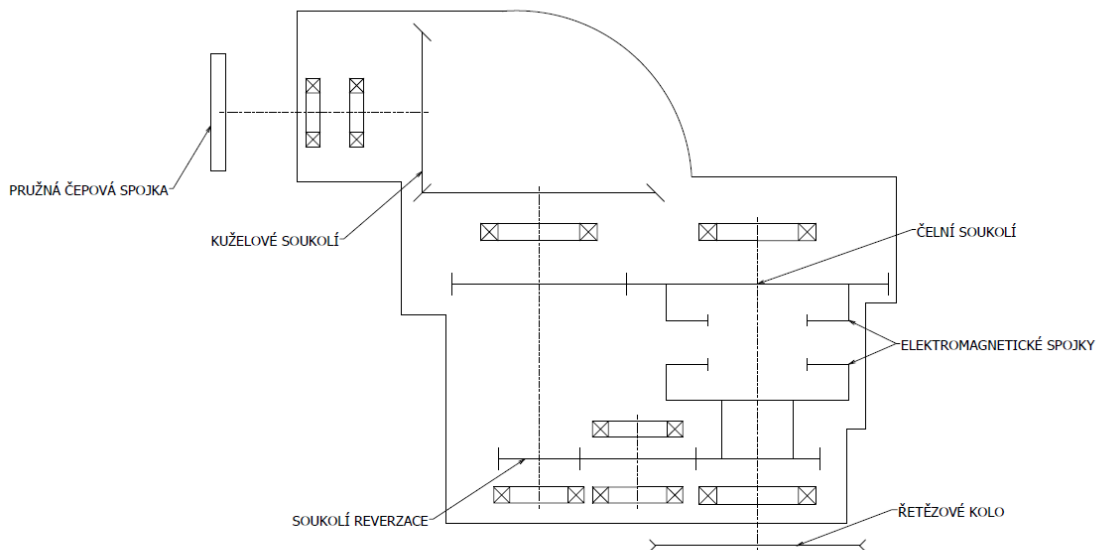


*Obr. 9 Model převodovky*

## 5 Výpočet součástí převodovky

V první řadě bylo potřeba navrhnout uspořádání součástí převodovky (obr. 10) a poté bylo možné věnovat se samotnému výpočtu základních parametrů převodu.

### 5.1 Schéma převodu



Obr. 10 Schéma převodu

### 5.2 Převodové poměry a otáčky

**Celkový převodový poměr**

$$n_1 = 1250 \text{ min}^{-1}; n_4 = 400 \text{ min}^{-1}$$

$$i_c = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1250}{400} = 3,125$$

**Jednotlivé převodové poměry**

$$i_{12} = i_K = 1,43$$

$$i_{34} = i_{\check{c}} = 1,56$$

$$i_{78} = i_{\check{r}} = 1,4$$

**Otáčky**

$$n_1 = 1250 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = 874 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{34}} = 582 \text{ min}^{-1}$$

### 5.3 Krouticí momenty

$$M_{k1} = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 15000}{2 \cdot \pi \cdot 1250} = 114,6 \text{ Nm}$$

$$M_{k2} = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{60 \cdot 15000}{2 \cdot \pi \cdot 874} = 160,6 \text{ Nm}$$

$$M_{k3} = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_3} = \frac{60 \cdot 15000}{2 \cdot \pi \cdot 582} = 246,1 \text{ Nm}$$

Po výpočtu otáček a krouticích momentů můžeme přikročit k návrhu ozubených kol. Ozubená soukolí jsou volena s šikmým ozubením, které je použité kvůli jeho příznivějšímu záběrovému poměru, a také nižšímu hluku a vibracím. Při výpočtu je nejprve navržen materiál soukolí, počet zubů pastorku a úhel sklonu zubu. Následuje návrh modulu s ohledem na dotyk a ohyb zubu, po kterém lze vypočítat rozměry soukolí. Dalším krokem byla pevnostní kontrola ozubených kol, zaměřená na dva základní typy poškození, které mohou nastat. Mezi ně patří vydrolení povrchu tzv. pitting a náhlé zlomení v patě zubu, způsobené ohybovým napětím.

### 5.4 Kuželové soukolí se šikmými zuby

Jako materiál kuželového soukolí je vybrána nízkolegovaná ocel 14 223. Počet zubů pastorku a jejich sklon je zvolen:  $z_1 = 30$ ;  $\beta = 20^\circ$ .

#### 5.4.1 Výpočet geometrie kuželového soukolí

Součinitele vyplývají z: [3], [7].

$$\sigma_{Hlim}^\circ = 1\,140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flimb}^\circ = 390 \text{ MPa}$$

$$Re = 685 \text{ MPa}$$

$$V_{HV} = 650 \text{ MPa}$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_K = 30 \cdot 1,43 = 43$$

#### Návrh modulu na dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{(b_{WF}/m_n) \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$$f_H = 690 \text{ MPa}$$

$$f_F = 18 \text{ MPa}$$

$$\psi_m = (b_{WF}/m_n) = 8$$

$$K_A = 1,2$$

$$K_{H\beta} = 1,25$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,2 \cdot 1,25 = 1,5$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa}$$

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{(b_{WF}/m_n) \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 114,6}{8 \cdot 30^2 \cdot 912^2} \cdot \frac{1,43+1}{1,43}} = 3,09 \text{ mm}$$

### Návrh modulu na ohyb

$$m_{nm} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{(b_{WF}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ MPa}$$

$$m_{nm} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{(b_{WF}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 114,6}{8 \cdot 30 \cdot 234}} = 3,02 \text{ mm}$$

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta_m} = \frac{3,02}{\cos 20^\circ} = 3,21 \text{ mm}$$

$$m_{te} = m_{tm} \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) = 3,21 \cdot \left(1 + \frac{8}{\sqrt{30^2 + 41^2}}\right) = 3,79 \text{ mm}$$

Čelní modul na vnějším kuželi je zvolen  $m_{te} = 4 \text{ mm}$ .

### Vrcholové úhly roztečných kuželů

$$\delta_1 = \tan^{-1} \frac{z_1}{z_2} = \tan^{-1} \frac{30}{43} = 34,78^\circ$$

$$\delta_2 = \tan^{-1} \frac{z_2}{z_1} = \tan^{-1} \frac{43}{30} = 55,22^\circ$$

### Šířka ozubení

$$b_w = \psi_m \cdot m_{nm} = 8 \cdot 3,02 = 24,16 \text{ mm}$$

### Výška hlavy zubu

$$h_a = m_{te} = 4 \text{ mm}$$

### Výška paty zubu

$$h_f = m_{te} \cdot 1,2 = 5 \text{ mm}$$

### **Průměry vnějších roztečných kružnic**

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{te} = 30 \cdot 4 = 120 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = z_2 \cdot m_{te} = 41 \cdot 4 = 164 \text{ mm}$$

### **Průměry středních roztečných kružnic**

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 = 120 - 35 \cdot \sin 34,78^\circ = 100 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin \delta_2 = 164 - 35 \cdot \sin 55,22^\circ = 135,25 \text{ mm}$$

### **Průměry hlavových kružnic**

$$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_1) = 120 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 34,78^\circ = 126,57 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_{e2} + 2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_2) = 164 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 55,22^\circ = 168,56 \text{ mm}$$

### **Průměry roztečných kružnic virtuálních kol**

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{100}{\cos 34,78^\circ} = 121,75 \text{ mm}$$

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{135,25}{\cos 55,22^\circ} = 237,1 \text{ mm}$$

### **Průměry základních kružnic virtuálních kol**

$$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos(\alpha) = 121,75 \cdot \cos 20^\circ = 114,4 \text{ mm}$$

$$d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos(\alpha) = 237,1 \cdot \cos 20^\circ = 222,8 \text{ mm}$$

### **Průměry hlavových kružnic virtuálních kol**

$$d_{va1} = d_{v1} + 2 \cdot m_{te} = 121,75 + 2 \cdot 4 = 129,75 \text{ mm}$$

$$d_{va2} = d_{v2} + 2 \cdot m_{te} = 237,1 + 2 \cdot 4 = 245,1 \text{ mm}$$

### **Normálová rozteč**

$$p_{nm} = \pi \cdot m_{nm} = \pi \cdot 4 = 12,57 \text{ mm}$$

### **Čelní rozteč**

$$p_{tm} = \pi \cdot m_{tm} = \pi \cdot 3,38 = 10,62 \text{ mm}$$

### **Základní rozteč**

$$p_{tmb} = \pi \cdot m_{tm} \cdot \cos \alpha = \pi \cdot 3,38 \cdot \cos 20^\circ = 9,97 \text{ mm}$$

### **Osová vzdálenost virtuálních kol**

$$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = \frac{121,75 + 237,1}{2} = 179,43 \text{ mm}$$

## Součinitel trvání záběru

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\alpha} &= \frac{\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} - 2 \cdot a_v \cdot \sin \alpha}{2 \cdot p_{nmb} \cdot \cos \alpha} = \\ &= \frac{\sqrt{129,75^2 - 114,4^2} + \sqrt{245,1^2 - 222,8^2} - 2 \cdot 179,425 \cdot \sin 20^\circ}{2 \cdot 12,57 \cdot \cos 20} \\ &= 1,72\end{aligned}$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \tan(\beta_m)}{p_{tmb}} = \frac{35 \cdot \tan 20^\circ}{9,97} = 1,278$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,72 + 1,278 = 2,99 \cong 3$$

Součinitel trvání záběru vychází celočíselný, proto ho není nutno upravovat.

## 5.4.2 Silové poměry kuželového soukolí

### Obvodové síly

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot Mk_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 114,6}{100} = 2\,292 \text{ N}$$

$$F_{t2} = F_{t1} = 2292 \text{ N}$$

### Axiální síly

$$\begin{aligned}F_{a1} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\tan \alpha_{nm} \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cdot \cos \delta_1) = \frac{2292}{\cos 20} \cdot \\ &\quad \cdot (\tan 18,882^\circ \cdot \sin 34,78^\circ + \sin 20^\circ \cdot \cos 34,78^\circ) = 1\,161,63 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F_{a2} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\tan \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1) = \frac{2292}{\cos 20} \cdot \\ &\quad \cdot (\tan 18,882^\circ \cdot \cos 34,78^\circ - \sin 20^\circ \cdot \sin 34,78^\circ) = 209,33 \text{ N}\end{aligned}$$

### Radiální síly

$$F_{r1} = F_{a2} = 209,33 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{a1} = 1\,161,63 \text{ N}$$

## 5.4.3 Pevnostní kontrola kuželového soukolí

### Kontrola z hlediska tlakového zatížení boku zubu

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_w \cdot d_{m1}} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

Součinitele vyplývají z: [3], [7].

$$Z_E = 190 \text{ MPa}^{1/2}$$

$$Z_H = 2,25$$

$$Z_\varepsilon = 0,72$$

$$K_A = 1,25$$

$$K_{H\beta} = 1,2$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,8$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_w \cdot d_{m1}} \cdot \frac{i+1}{i}} = 190 \cdot 2,25 \cdot 0,72 \cdot \sqrt{\frac{2292}{35 \cdot 100} \cdot \frac{1,43+1}{1,43}} = \\ &= 324,69 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 324,69 \cdot \sqrt{1,8} = 435,63 \text{ MPa}$$

### Bezpečnost proti poškození boku zubu

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_N}{\sigma_H}$$

$$Z_N = \sqrt[10]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}}$$

$$N_{Hlim} = 100 \cdot 10^6$$

$$g_H = 10$$

$$N_k = 60 \cdot L_h \cdot n_1 = 60 \cdot 4000 \cdot 1250 = 2 \cdot 10^8$$

$$Z_N = \sqrt[10]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} = \sqrt[10]{\frac{100 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^8}} = 0,93$$

$$Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L = 1$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L}{\sigma_H} = \frac{1140 \cdot 0,93 \cdot 1}{435,62} = 2,92$$

### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{b_{WF} \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$$

$$K_F = 2,8$$

$$Y_\beta = 0,9$$

$$\varepsilon_\alpha = 2,03$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{2,03} = 0,493$$

$$Y_{FS} = 4,6$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{b_{WF} \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{2292}{35 \cdot 3,02} \cdot 1,8 \cdot 4,6 \cdot 0,9 \cdot 0,493 = 81,33 \text{ MPa}$$

### Bezpečnost proti únavovému lomu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x \cdot Y_N \cdot Y_Q}{\sigma_F}$$

$$Y_x = 1$$

$$Y_N = 1$$

$$Y_Q = 1,2$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x \cdot Y_N \cdot Y_Q}{\sigma_F} = \frac{390 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1}{81,33} = 5,6$$

### Statická únosnost v dotyku

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{t1}}}$$

$$F_{tmax} = 2 \cdot F_{tm} = 2292 \cdot 2 = 4584 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{t1}}} = 324,69 \cdot \sqrt{\frac{4584 \cdot 1,8}{2292}} = 616,05 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$  soukolí vyhovuje.

### Statická bezpečnost v ohybu

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{Fst}}{\sigma_{Fmax}}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tmax}}{F_{tm}} = 66,1 \cdot \frac{4584}{2292} = 132,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fst} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa}$$

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{Fst}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{975}{132,2} = 5,9$$



## 5.5 Čelní soukolí s šikmými zuby

Jako materiál čelního soukolí je vybrána nízkolegovaná ocel 14 223. Počet zubů pastorku a jejich sklon je zvolen:  $z_3 = 30$ ;  $\beta = 18^\circ$ .

### 5.5.1 Výpočet geometrie čelního sokolí

Součinitele vyplývají z: [3], [7].

$$V_{HV} = 600 \div 675$$

$$\sigma_{Hlim}^\circ = 1140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flimb}^\circ = 390 \text{ MPa}$$

$$Re = 390 \text{ MPa}$$

$$z_4 = z_3 \cdot i_\zeta = 30 \cdot 1,56 = 47$$

#### Návrh modulu na dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_3^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$$f_H = 690 \text{ MPa}$$

$$f_F = 18 \text{ MPa}$$

$$K_A = 1,3$$

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

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,3 \cdot 1,4 = 1,82$$

$$\psi_m = (b_{WF}/m_n) = 18$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^\circ = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa}$$

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_3^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,82 \cdot 160,6}{18 \cdot 30^2 \cdot 912^2} \cdot \frac{1,56+1}{1,56}} = 2,31 \text{ mm}$$

#### Návrh modulu na ohyb

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{(b_{WF}/m_n) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^\circ = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ MPa}$$

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{(b_{WF}/m_n) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,82 \cdot 160,6}{18 \cdot 30 \cdot 234}} = 2,38 \text{ mm}$$

Normálový modul je zvolen  $m_n = 3,5 \text{ mm}$ .

### Čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = \frac{3,5}{\cos 18^\circ} = 3,68 \text{ mm}$$

### Šířka ozubení

$$b_W = \psi_m \cdot m_n = 18 \cdot 3,5 = 63 \text{ mm}$$

### Průměry roztečných kružnic

$$d_3 = z_3 \cdot m_t = 30 \cdot 3,68 = 110,4 \text{ mm}$$

$$d_4 = z_4 \cdot m_t = 47 \cdot 3,68 = 172,96 \text{ mm}$$

### Průměry hlavových kružnic

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 110,4 + 2 \cdot 3,5 = 117,4 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 172,96 + 2 \cdot 3,5 = 179,96 \text{ mm}$$

### Průměry patních kružnic

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = 110,4 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3,5 = 101,65 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = 172,96 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3,5 = 164,21 \text{ mm}$$

### Úhel záběru zubu

$$\alpha_t = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \tan^{-1} \frac{\tan 20^\circ}{\cos 18^\circ} = 20,94^\circ$$

### Průměry základních kružnic

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 110,4 \cdot \cos 20,94^\circ = 103,11 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 172,96 \cdot \cos 20,94^\circ = 161,54 \text{ mm}$$

### Normálová rozteč

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3,5 = 10,99 \text{ mm}$$

### Čelní rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,68 = 11,56 \text{ mm}$$

### Základní rozteč

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 11,56 \cdot \cos 20,94^\circ = 10,79 \text{ mm}$$

## 5.5.2 Korekce ozubení čelního ozubení

### Provozní úhel záběru

$$\begin{aligned}\alpha_{tw} &= \arccos\left(\frac{m_t \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot a_w} \cdot \cos \alpha_t\right) = \\ &= \arccos\frac{3,68 \cdot (30 + 47)}{2 \cdot 145,15} \cdot \cos 20,94^\circ = 24,14^\circ\end{aligned}$$

### Součinitele jednotkových posunutí

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \tan \alpha_{tw} - \alpha_{tw} = \tan 24,14^\circ - \frac{\pi \cdot 24,14}{180} = 0,02683$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \tan \alpha - \alpha = \tan 20^\circ - \frac{\pi \cdot 20}{180} = 0,0149$$

$$\begin{aligned}x_1 + x_2 &= \frac{\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (z_3 + z_4) = \frac{0,026 - 0,015}{2 \cdot \tan 20} \cdot (30 + 47) = \\ &= 1,262\end{aligned}$$

$$\frac{x_1}{z_2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow x_1 = \frac{z_4 \cdot (x_1 + x_2)}{z_3 + z_4} = 0,77$$

$$x_2 = (x_1 + x_2) - x_1 = 1,262 - 0,77 = 0,49$$

### Součinitel posunutí

$$\Delta y = \frac{(x_1 + x_2) - (a_w - a)}{m_n} = \frac{1,262 - (145 - 141,68)}{3,5} = -0,588 \text{ mm}$$

### Průměr hlavových kružnic po korekci

$$\begin{aligned}d_{a3} &= d_3 + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_1 - \Delta y) = 110,4 + 2 \cdot 3,5 \cdot (1 + 0,77 + 0,588) \\ &= 122,79 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{a4} &= d_4 + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_2 - \Delta y) = 172,9 + 2 \cdot 3,5 \cdot (1 + 0,492 + 0,588) \\ &= 183,36 \text{ mm}\end{aligned}$$

### Průměr patních kružnic

$$d_{f3} = d_3 - 2,5 \cdot m_n \cdot (1 - x_1) = 110,4 - 2,5 \cdot 3,5 \cdot (1 - 0,77) = 108,39 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5 \cdot m_n \cdot (1 - x_2) = 172,9 - 2,5 \cdot 3,5 \cdot (1 - 0,492) = 168,48 \text{ mm}$$

### Součinitel trvání záběru

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{wt}}{2 \cdot p_{tb}} = \\ &= \frac{\sqrt{122,79^2 - 103,11^2} + \sqrt{183,36^2 - 161,54^2} - 2 \cdot 145 \cdot \sin 24,14^\circ}{2 \cdot 10,79} = 1,61\end{aligned}$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{50 \cdot \sin 18^\circ}{\pi \cdot 3,5} = 1,385$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,61 + 1,38 = 2,99 \cong 3$$

Součinitel trvání záběru vychází celočíselný, proto ho není nutno upravovat.

### 5.5.3 Silové poměry čelního ozubení

#### Obvodové síly

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 160,52}{0,11} = 2\,918,55 \text{ N}$$

$$F_{t4} = F_{t3} = 2\,918,55 \text{ N}$$

#### Normálové síly

$$F_{n3} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{2918,55}{\cos 20^\circ \cdot \cos 18^\circ} = 3\,265,69 \text{ N}$$

$$F_{n4} = F_{n3} = 3\,265,69 \text{ N}$$

#### Axiální síly

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \tan \beta = 2918,55 \cdot \tan 18^\circ = 948,29 \text{ N}$$

$$F_{a4} = F_{a3} = 948,29 \text{ N}$$

#### Radiální síly

$$F_{r3} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha = \frac{2918,55}{\cos 18^\circ} \cdot \tan 20^\circ = 1\,115,78 \text{ N}$$

$$F_{r4} = F_{r3} = 1\,115,78 \text{ N}$$

### 5.5.4 Pevnostní kontrola čelního ozubení

#### Kontrola z hlediska tlakového zatížení boku zubu

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_w \cdot d_3} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

Součinitelé vyplývají z: [3], [7].

$$Z_E = 190 \text{ MPa}^{1/2}$$

$$Z_H = 2,25$$

$$Z_\varepsilon = 0,75$$

$$K_A = 1,2$$

$$K_{H\beta} = 1,2$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1,8$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_w \cdot d_3} \cdot \frac{i+1}{i}} = 190 \cdot 2,25 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{\frac{2918,55}{50 \cdot 110,4} \cdot \frac{1,56+1}{1,56}} = \\ &= 314,85 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 314,85 \cdot \sqrt{1,8} = 439,29 \text{ MPa}$$

### Bezpečnost proti poškození boku zubu

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L}{\sigma_H}$$

$$Z_N = \sqrt[10]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}}$$

$$N_{Hlim} = 100 \cdot 10^6$$

$$g_H = 10$$

$$N_k = 60 \cdot L_h \cdot n_2 = 60 \cdot 4000 \cdot 874 = 2 \cdot 10^8$$

$$Z_N = \sqrt[10]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} = \sqrt[10]{\frac{100 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^8}} = 0,93$$

$$Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L = 1$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L}{\sigma_H} = \frac{1140 \cdot 0,93 \cdot 1}{439,29} = 2,98$$

### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_{t3}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$$

$$K_F = 1,8$$

$$Y_\beta = 0,9$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,614$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,614} = 0,619$$

$$Y_{FS} = 4,4$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t3}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{2918,55}{50 \cdot 3,5} \cdot 1,8 \cdot 4,4 \cdot 0,9 \cdot 0,619 = 91,97 \text{ MPa}$$

### Bezpečnost proti únavovému lomu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x \cdot Y_N \cdot Y_Q}{\sigma_F}$$

$$Y_x = 1$$

$$Y_N = 1$$

$$Y_Q = 1,2$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x \cdot Y_N \cdot Y_Q}{\sigma_F} = \frac{390 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2}{91,97} = 4,63$$

### Statická únosnost v dotyku

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{t1}}}$$

$$F_{tmax} = 2 \cdot F_{t3} = 2918,55 \cdot 2 = 5837,1 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{tm}}} = 314,85 \cdot \sqrt{\frac{5837,1 \cdot 1,8}{2918,55}} = 597,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$  soukolí vyhovuje.

### Statická bezpečnost v ohybu

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{Fst}}{\sigma_{Fmax}}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tmax}}{F_{t3}} = 91,97 \cdot \frac{5837,1}{2918,55} = 183,94 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fst} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa}$$

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{Fst}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{975}{183,94} = 4,73$$

## 5.6 Čelní soukolí reverzace

Jako materiál čelního soukolí je vybrána legovaná ocel 14 220.6. Počet zubů pastorku a jejich sklon je zvolen:  $z_5 = 16$ ;  $\beta = 20^\circ$ .

### 5.6.1 Výpočet geometrie čelního soukolí reverzace

Součinitelé vyplývají z: [3], [7].

$$\sigma_{Hlim}^\circ = 1\,270 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flimb}^\circ = 500 \text{ MPa}$$

$$Re = 390 \text{ MPa}$$

$$V_{HV} = 650 \text{ MPa}$$

$$z_6 = z_5 \cdot i_\xi = 16 \cdot 1,56 = 25$$

#### Návrh modulu na dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_5^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$$f_H = 690 \text{ MPa}$$

$$f_F = 18 \text{ MPa}$$

$$K_A = 1,3$$

$$K_{H\beta} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,3 \cdot 1,2 = 1,56$$

$$\psi_m = (b_{WF}/m_n) = 20$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^\circ = 0,8 \cdot 1270 = 1\,016 \text{ MPa}$$

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_5^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,56 \cdot 160,6}{20 \cdot 16^2 \cdot 1016^2} \cdot \frac{1,56+1}{1,56}} = 2,95 \text{ mm}$$

#### Návrh modulu na ohyb

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_5 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^\circ = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_5 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,56 \cdot 160,52}{20 \cdot 16 \cdot 420}} = 2,21 \text{ mm}$$

Normálový modul je zvolen  $m_n = 3 \text{ mm}$ .

### Čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = \frac{3}{\cos 20^\circ} = 3,19 \text{ mm}$$

### Šířka ozubení

$$b_W = \psi_m \cdot m_n = 20 \cdot 3 = 60 \text{ mm}$$

### Průměry roztečných kružnic

$$d_5 = z_5 \cdot m_t = 16 \cdot 3,19 = 51,04 \text{ mm}$$

$$d_6 = z_6 \cdot m_t = 25 \cdot 3,19 = 79,75 \text{ mm}$$

### Průměry hlavových kružnic

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot m_n = 51,04 + 2 \cdot 3 = 57,04 \text{ mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot m_n = 79,75 + 2 \cdot 3 = 85,75 \text{ mm}$$

### Průměry patních kružnic

$$d_{f5} = d_5 - 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = 51,04 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 43,54 \text{ mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = 79,75 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 72,25 \text{ mm}$$

### Úhel záběru zubu

$$\alpha_t = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \tan^{-1} \frac{\tan 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 21,17^\circ$$

### Průměry základních kružnic

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha_t = 51,04 \cdot \cos 21,17^\circ = 47,59 \text{ mm}$$

$$d_{b6} = d_6 \cdot \cos \alpha_t = 79,75 \cdot \cos 21,17^\circ = 74,37 \text{ mm}$$

### Normálová rozteč

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9,42 \text{ mm}$$

### Čelní rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,19 = 10,02 \text{ mm}$$

### Základní rozteč

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 10,02 \cdot \cos 21,17^\circ = 9,34 \text{ mm}$$



### Osová vzdálenost

$$a_w = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{51,04 + 79,75}{2} = 65,4 \text{ mm}$$

### Součinitel trvání záběru

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{d_{a5}^2 - d_{b6}^2} + \sqrt{d_{a5}^2 - d_{b6}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tb}} = \\ &= \frac{\sqrt{57,04^2 - 47,59^2} + \sqrt{87,75^2 - 74,37^2} - 2 \cdot 65,4 \cdot \sin 21,17^\circ}{2 \cdot 9,34} = \\ &= 1,65 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{49,96 \cdot \sin 20}{\pi \cdot 3} = 1,559$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,61 + 1,38 = 2,99 \cong 3$$

Součinitel trvání záběru vychází celočíselný, proto ho není nutno upravovat.

## 5.6.2 Silové poměry čelního soukolí reverzace

### Obvodové síly

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_5} = \frac{2 \cdot 160,52}{51,1} = 5\,393,8 \text{ N}$$

$$F_{t6} = F_{t5} = 5\,393,8 \text{ N}$$

### Normálové síly

$$F_{n5} = \frac{F_{t5}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{5\,393,8}{\cos 20^\circ \cdot \cos 20^\circ} = 6\,108,36 \text{ N}$$

$$F_{n6} = F_{n5} = 6\,108,63 \text{ N}$$

### Axiální síly

$$F_{a5} = F_{t5} \cdot \tan \beta = 5\,393,8 \cdot \tan 20^\circ = 1\,963,18 \text{ N}$$

$$F_{a6} = F_{a5} = 1\,963,18 \text{ N}$$

### Radiální síly

$$F_{r5} = \frac{F_{t5}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha = \frac{5\,393,8}{\cos 20^\circ} \cdot \tan 20^\circ = 2\,089,18 \text{ N}$$

$$F_{r6} = F_{r5} = 2\,089,18 \text{ N}$$

### 5.6.3 Pevnostní kontrola čelního ozubení reverzace

#### Kontrola z hlediska tlakového zatížení boku zubu

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5}}{b \cdot d_5} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

Součinitele vyplývají z: [3], [7].

$$Z_E = 190 \text{ MPa}^{1/2}$$

$$Z_H = 2,2$$

$$Z_\varepsilon = 0,75$$

$$K_A = 1,3$$

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

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1,8$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5}}{b_w \cdot d_5} \cdot \frac{i+1}{i}} = 190 \cdot 2,2 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{\frac{5393,8}{60 \cdot 51,04} \cdot \frac{1,56+1}{1,56}} = \\ &= 443,61 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 443,61 \cdot \sqrt{1,8} = 595,17 \text{ MPa}$$

#### Bezpečnost proti poškození boku zubu

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L}{\sigma_H}$$

$$Z_N = \sqrt[10]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}}$$

$$N_{Hlim} = 100 \cdot 10^6$$

$$g_H = 10$$

$$N_k = 60 \cdot L_h \cdot n_2 = 60 \cdot 4000 \cdot 874 = 2 \cdot 10^8$$

$$Z_N = \sqrt[10]{\frac{N_{Hlim}}{N_k}} = \sqrt[10]{\frac{100 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^8}} = 0,93$$

$$Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L = 1$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L}{\sigma_H} = \frac{1270 \cdot 0,93 \cdot 1}{595,17} = 2,23$$

### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_{t5}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$$

$$K_F = 1,8$$

$$Y_\beta = 0,9$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,65$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,65} = 0,606$$

$$Y_{FS} = 4,4$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t5}}{b_W \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{5393,8}{60 \cdot 3} \cdot 1,8 \cdot 4,4 \cdot 0,9 \cdot 0,606 = 129,44 \text{ MPa}$$

### Bezpečnost proti únavovému lomu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x \cdot Y_N \cdot Y_Q}{\sigma_F}$$

$$Y_x = 1$$

$$Y_N = 1$$

$$Y_Q = 1,2$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x \cdot Y_N \cdot Y_Q}{\sigma_F} = \frac{700 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2}{129,44} = 5,48$$

### Statická únosnost v dotyku

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{t1}}}$$

$$F_{tmax} = 2 \cdot F_{t5} = 5393,8 \cdot 2 = 10\,178,6 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{tm}}} = 443,61 \cdot \sqrt{\frac{10178,6 \cdot 1,8}{5393,8}} = 841,69 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2\,600 \text{ MPa}$$

Z podmínky  $\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$  soukolí vyhovuje.

## Statická bezpečnost v ohybu

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{Fst}}{\sigma_{Fmax}}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{tmax}}{F_{t5}} = 223,82 \cdot \frac{10787,6}{5393,8} = 447,64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fst} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}$$

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{Fst}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{1750}{447,64} = 3,9$$

## 5.7 Řetězový převod

Při návrhu řetězového převodu bylo v první řadě nutné zvolit typ a počet řad válečkového řetězu. Dále byly vypočítány základní rozměry soukolí a velikost řetězu. V silových účincích byla zohledněna také váha řetězu. Posledním krokem byla pevnostní kontrola, která se zabývala statickým a dynamickým zatížením a také otláčením zubů v kloubu řetězu.

### 5.7.1 Výpočet základních parametrů řetězového převodu

#### Počty zubů

$$z_7 = 20$$

$$z_8 = z_7 \cdot i_{\text{Ř}} = 20 \cdot 1,4 = 28$$

#### Diagramový výkon

$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi}$$

Součinitelé vyplývají z: [3].

$$\mu = 1$$

$$\chi_1 = 1,11$$

$$y = 1$$

$$\chi = \chi_1 \cdot y = 1,11 \cdot 1 = 1,11$$

$$\varphi = 1$$

$$\rho = 1$$

$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{15}{1,11 \cdot 1 \cdot 1} = 13,64 \text{ kW}$$

### Korigovaný diagramový výkon

$$P_D' = \frac{P_D}{\rho} = \frac{13,64}{1} = 13,64 \text{ kW}$$

Z [3] je vybrán: Jednořadý řetěz 16 B ČSN 02 3311.

$$p = 25,4 \text{ mm}$$

### Průměr roztečných kružnic

$$d_7 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_7}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{20}} = 162,4 \text{ mm}$$

$$d_8 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_8}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{28}} = 226,8 \text{ mm}$$

### Úhly opásání

$$\frac{\beta}{2} = \sin^{-1} \left( \frac{d_8 - d_7}{2 \cdot a} \right) = \sin^{-1} \left( \frac{226,8 - 162,4}{2 \cdot 355} \right) = 5,2^\circ$$

$$\alpha_1 = \pi - \beta = 180^\circ - 5,2 = 174,8^\circ$$

$$\alpha_2 = \pi + \beta = 180^\circ + 5,2 = 185,2^\circ$$

### Počet článků řetězu

$$\begin{aligned} X &= 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_7 + z_8}{2} + \left( \frac{z_8 - z_7}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} = 2 \cdot \frac{355}{25,40} + \frac{20 + 28}{2} + \left( \frac{28 - 20}{2 \cdot \pi} \right)^2 \frac{25,40}{355} = \\ &= 51,56 \end{aligned}$$

Počet článků je zaokrouhlen na celé sude číslo:  $X = 52$

### Délka řetězu

$$L = X \cdot p = 52 \cdot 25,4 = 1\,320,8 \text{ mm}$$

### Skutečná osová vzdálenost

$$K = \frac{X - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{52 - 20}{28 - 20} = 4 \rightarrow 0,8113$$

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{8} \cdot \left[ 2 \cdot X - z_7 - z_8 + \sqrt{(2 \cdot X - z_7 - z_8)^2 - K \cdot (z_8 - z_7)^2} \right] = \\ &= \frac{25,4}{8} \cdot \left[ 2 \cdot 52 - 28 - 20 + \sqrt{(2 \cdot 52 - 28 - 20)^2 - 0,8113 \cdot (28 - 20)^2} \right] \\ &= 354,12 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

## 5.7.2 Silové poměry řetězového převodu

Součinitele vyplývají z: [3].

$$F_{Pt} = 58 \text{ kN}$$

$$A = 210 \text{ mm}^2$$

$$m = 2,75 \text{ kg}$$

### Obvodová rychlost řetězu

$$v = \frac{\pi \cdot d_7 \cdot n_3}{60} = \frac{\pi \cdot 0,162 \cdot 595}{60} = 5,07 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### Obvodová síla

$$F_o = \frac{P}{v} = \frac{15}{5,07} = 2\,972,1 \text{ N}$$

### Odstředivá síla řetězu

$$F_c = m \cdot v^2 = 2,75 \cdot 5,07^2 = 70,68 \text{ N}$$

### Síla od vlastní tíhy řetězu

$$F_m = \frac{m \cdot a^2}{8 \cdot y} \cdot g = \frac{2,75 \cdot 0,355^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 0,355} \cdot 9,81 = 101,16 \text{ N}$$

### Síla zatěžující hřídel

$$F_{vRh} \cong F_o = 2\,972,1 \text{ N}$$

## 5.7.3 Pevností kontrola řetězového převodu

### Statická bezpečnost

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_t} \geq 7$$

$$F_t = F_o + F_c + F_m = 2972,1 + 70,68 + 101,16 = 3\,143,94 \text{ N}$$

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_t} = \frac{58000}{3143,94} = 18,44 \geq 7$$

### Dynamická bezpečnost

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_t \cdot Y} \geq 5$$

$$Y = 2$$

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_t \cdot Y} = \frac{58000}{3143,94 \cdot 2} = 9,22 \geq 5$$

## Kontrola řetězu na otláčení

Součinitele vyplývají z: [3].

$$p_P \leq p_D$$

$$p_P = \frac{F_t}{A} = \frac{3143,94}{210} = 14,97 \text{ MPa}$$

$$p_S = 18,34 \text{ MPa}$$

$$\lambda = 0,83$$

$$p_D = p_S \cdot \lambda = 18,34 \cdot 0,83 = 15,22 \text{ MPa}$$

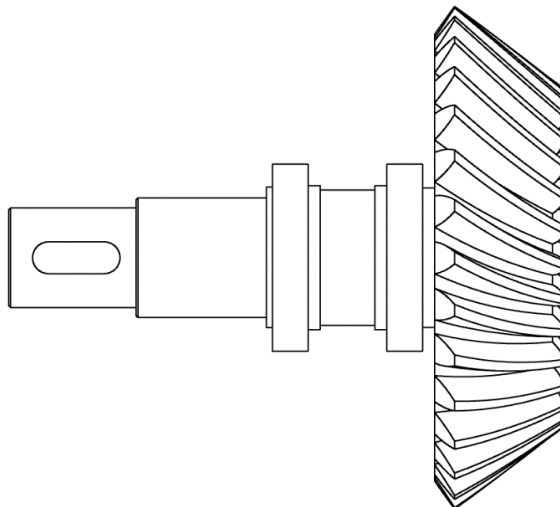
Z podmínky  $p_P \leq p_D$  převod vyhovuje.

## 5.8 Návrh hřídelí

Prvním krokem při návrhu hřídele byl výpočet reakcí v místě uložení. Při tomto výpočtu je nezbytné správně volit uložení ložisek. S ohledem na redukováný moment byl dále vypočítán minimální průměr hřídele. Dalším krokem bylo zjištění statické bezpečnosti, která se zabývá namáháním hřídele konstantním krouticím momentem. Nezbytné bylo také zjištění dynamické bezpečnosti, zabývající se namáháním hřídele ohybem v místě vrubu. Výstupním parametrem pevností kontroly byla tedy celková bezpečnost hřídele, která bere v potaz oba druhy namáhání.

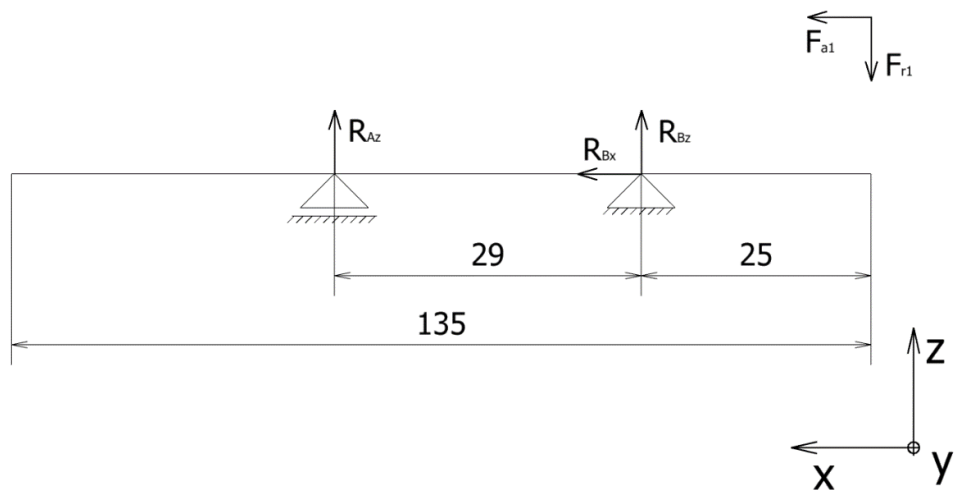
### 5.8.1 Výpočet vstupní hřídele

Jako materiál vstupní hřídele je vybrána konstrukční ocel 12 050.



Obr. 11 Vstupní hřídel

## Reakce vstupního hřídele v rovině xz



Obr. 12 Reakce vstupního hřídele v rovině xz

$$x: R_{Bx} + F_{a1} = 0$$

$$z: R_{Az} + R_{Bz} - F_{r1} = 0$$

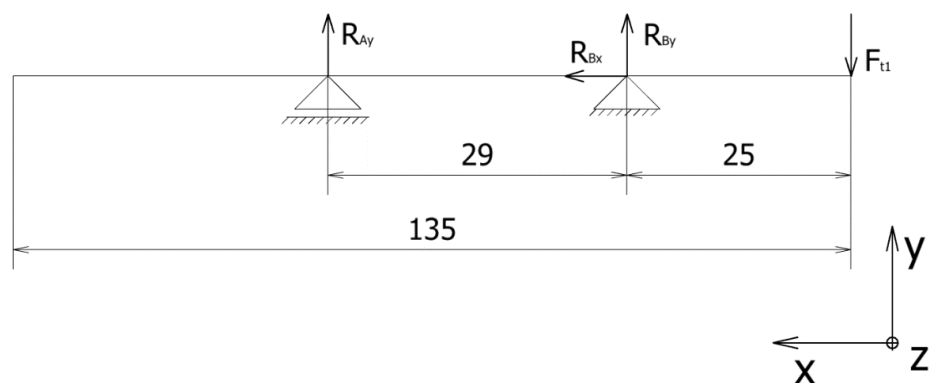
$$M_B: R_{Az} \cdot 29 + F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot 25 = 0$$

$$R_{Az} = \frac{F_{r1} \cdot 25 - F_{a1} \cdot r_{m1}}{29} = \frac{209,3 \cdot 25 - 1161,4 \cdot 50}{29} = -1\,450,6 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = F_{r1} - R_{Az} = 209,3 - (-1450,6) = 1\,659,9 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = -F_{a1} = -1\,161,4 \text{ N}$$

## Reakce vstupního hřídele v rovině xy



Obr. 13 Reakce vstupní hřídele v rovině xy

$$y: R_{Ay} + R_{By} - F_{t1} = 0$$

$$M_B: R_{Ay} \cdot 29 - F_{t1} \cdot 25 = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{t1} \cdot 25}{29} = \frac{2292 \cdot 25}{29} = 1\,910 \text{ N}$$



$$R_{By} = F_{t1} - R_{Ay} = 2292 - 1910 = 382 \text{ N}$$

### Maximální ohybový moment

$$M_{oxzmax} = F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot 25 = 1161,4 \cdot 50 - 209,3 \cdot 25 = 52,83 \text{ Nm}$$

$$M_{oxymax} = F_{t1} \cdot 25 = 2292 \cdot 25 = 57 \text{ Nm}$$

$$M_{omax1} = \sqrt{M_{oxzmax}^2 + M_{oxymax}^2} = \sqrt{43,55^2 + 57,3^2} = 77,72 \text{ Nm}$$

### Výpočet minimálního průměru hřídele

Součinitele vyplývají z: [6].

$$R_m = 660 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 200 \text{ MPa}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{omax}^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot M_k^2)} = \sqrt{77,72^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot 114,6^2)} = 123,29 \text{ Nm}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 123,29}{\pi \cdot 200}} = 18,5 \text{ mm}$$

Z [3] je vybrán minimální průměr hřídele  $d_1 = 30 \text{ mm}$ .

## 5.8.2 Pevnostní kontrola vstupní hřídele

### Dynamická bezpečnost v ohybu

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v_h \cdot \eta}{\beta}$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$$

Součinitele vyplývají z: [6].

$$q_1 = 0,66$$

$$q_2 = 0,62$$

$$v_h = 0,95$$

$$\eta = 0,8$$

$$\alpha = 1,7$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2) = \frac{1}{2} \cdot (0,66 + 0,62) = 0,64$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,64 \cdot (1,7 - 1) = 1,45$$

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v_h \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,35 \cdot 660 \cdot 0,95 \cdot 0,8}{1,45} = 121,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\sigma 1} = \frac{M_{\text{omax}1}}{W_o} = \frac{32 \cdot 77,72}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 77,72}{\pi \cdot 30^3} = 29,32 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{\sigma 1}} = \frac{121,1}{29,32} = 4,13$$

### Statická bezpečnost v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \cdot 114,6}{\pi \cdot 30^3} = 21,62 \text{ MPa}$$

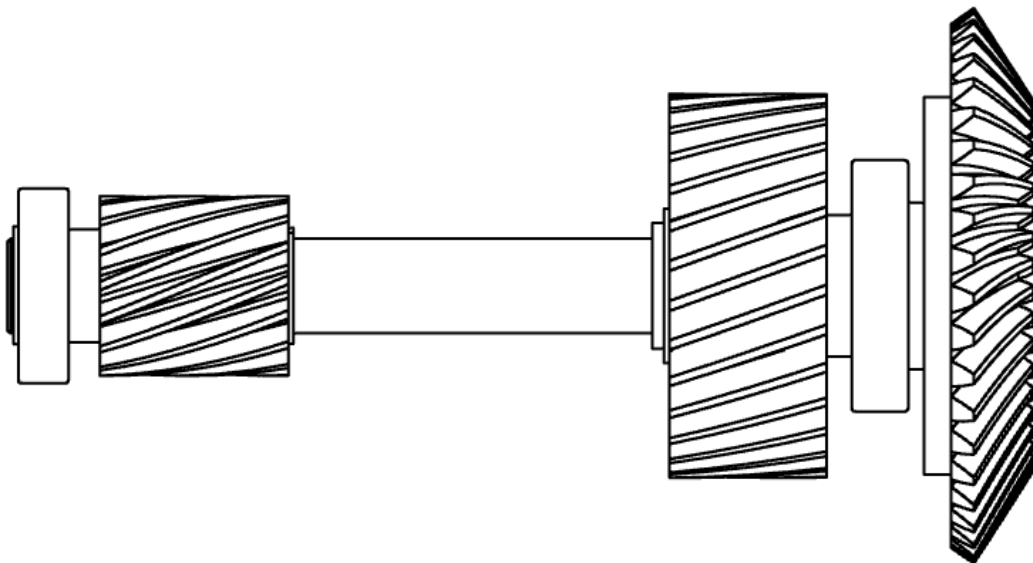
$$k_{\tau 1} = \frac{\tau_{kl}}{\tau_{k1}} = \frac{200}{21,62} = 9,25$$

### Celková bezpečnost

$$k_1 = \sqrt{\frac{k_{\sigma 1}^2 \cdot k_{\tau 1}^2}{k_{\tau 1}^2 + k_{\sigma 1}^2}} = \sqrt{\frac{4,13^2 \cdot 9,25^2}{4,13^2 + 9,25^2}} = 3,8$$

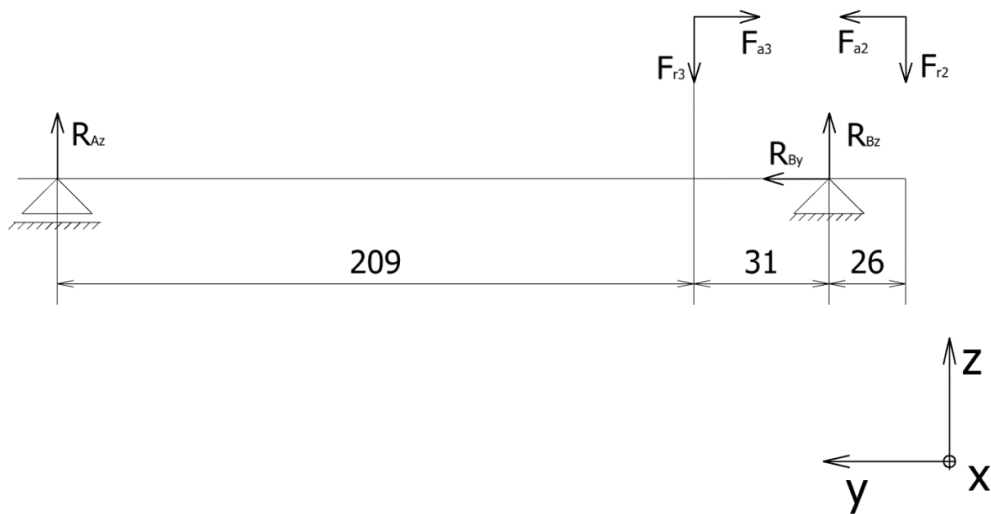
## 5.8.3 Výpočet předlokové hřídele

Jako materiál předlokové hřídele je vybrána konstrukční ocel 12 050.



Obr. 14 Předloková hřídel

### Reakce předlohové hřídele za normálního chodu v rovině yz



Obr. 15 Reakce předlohové hřídele za normálního chodu v rovině yz

$$y: R_{By} + F_{a2} - F_{a3} = 0$$

$$z: R_{Az} + R_{Bz} - F_{r2} - F_{r3} = 0$$

$$M_B: R_{Az} \cdot 240 + F_{a3} \cdot r_3 - F_{r3} \cdot 31 + F_{r2} \cdot 26 - F_{a2} \cdot r_{m2} = 0$$

$$R_{Az} = \frac{F_{r3} \cdot 31 - F_{a3} \cdot r_3 + F_{a2} \cdot r_{m2} - F_{r2} \cdot 26}{240} =$$

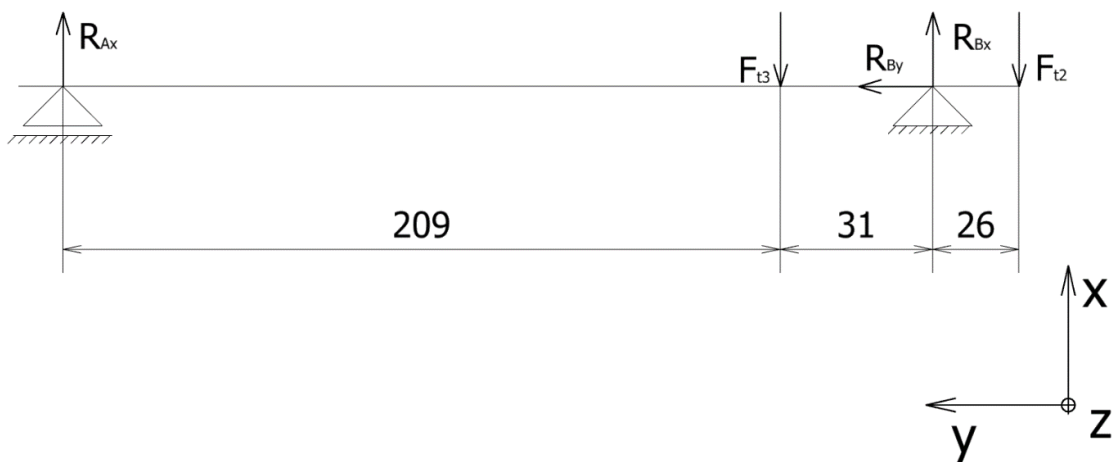
$$= \frac{1115,8 \cdot 31 - 948,3 \cdot 55 + 209,3 \cdot 67,5 - 1161,4 \cdot 26}{240} =$$

$$= -140,2 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = F_{r2} + F_{r3} - R_{Az} = 1161,4 + 1115,8 - (-140,2) = 2417,4 \text{ N}$$

$$R_{By} = F_{a3} - F_{a2} = 948,3 - 209,3 = 739 \text{ N}$$

### Reakce předlohové hřídele za normálního chodu v rovině xy



Obr. 16 Reakce předlohové hřídele za normálního chodu v rovině xy

$$x: R_{Ax} + R_{Bx} - F_{t2} + F_{t3} = 0$$

$$M_B: R_{Ax} \cdot 240 + F_{t3} \cdot 31 + F_{t2} \cdot 26 = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{-F_{t2} \cdot 26 - F_{t3} \cdot 31}{240} = \frac{-2728,6 \cdot 26 - 2918,6 \cdot 31}{240} = -625,3 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = F_{t2} - F_{t3} - R_{Ax} = 2728,6 - 2918,6 - (-625,3) = 435,3 \text{ N}$$

### Maximální ohybový moment

$$\begin{aligned} M_{oyzmax} &= F_{a2} \cdot r_{m2} - F_{r2} \cdot y + R_{Az} \cdot (y - 20) \\ &= 209,3 \cdot 67,5 - 1161,4 \cdot 57 - 140,2 \cdot (57 - 20) = -54,66 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{oxymax} &= -F_{t2} \cdot y + R_{Ax} \cdot (y - 20) = -2728,57 \cdot 57 + 506,57 \cdot (57 - 20) \\ &= -142,48 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_{omax2} = \sqrt{M_{oyzmax}^2 + M_{oxymax}^2} = \sqrt{54,66^2 + 142,48^2} = 144,23 \text{ Nm}$$

### Výpočet minimálního průměru hřídele

Součinitele vyplývají z: [6].

$$R_m = 660 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 200 \text{ MPa}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red2}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}}$$

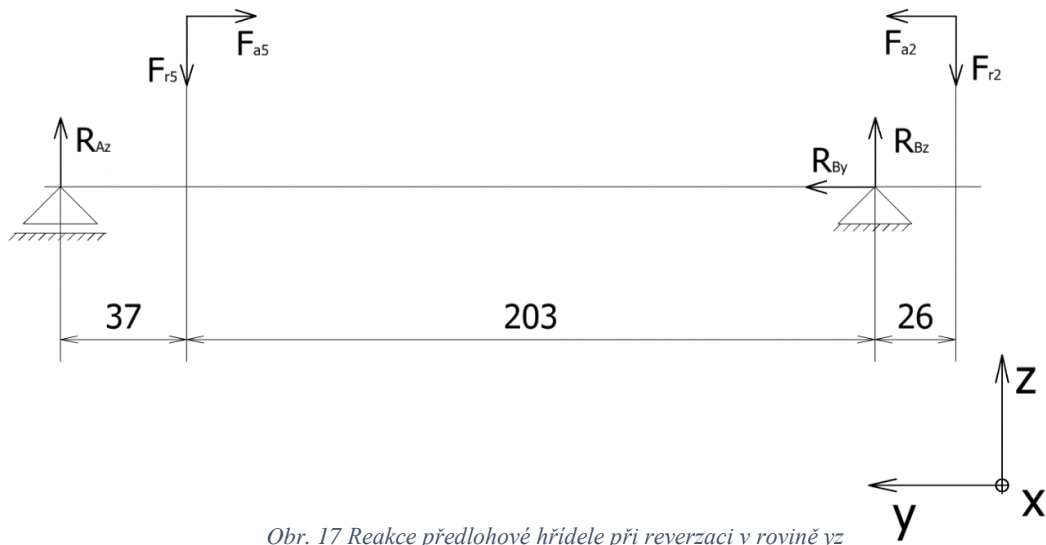
$$\begin{aligned} M_{red2} &= \sqrt{M_{omax2}^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot M_{k2}^2)} = \sqrt{144,23^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot 160,52^2)} = \\ &= 186,84 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red2}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 186,84}{\pi \cdot 200}} = 21,19 \text{ mm}$$

Z [3] je vybrán minimální průměr hřídele  $d_2 = 35 \text{ mm}$ .

## 5.8.4 Výpočet předlokové hřídele při reverzaci otáček

### Reakce předlokové hřídele při reverzaci v rovině yz



Obr. 17 Reakce předlokové hřídele při reverzaci v rovině yz

$$y: R_{By} + F_{a2} - F_{a5} = 0$$

$$z: R_{Az} + R_{Bz} - F_{r2} - F_{r5} = 0$$

$$M_B: R_{Az} \cdot 240 + F_{a5} \cdot r_5 - F_{r5} \cdot 203 + F_{r2} \cdot 26 - F_{a2} \cdot r_{m2} = 0$$

$$R_{Az} = \frac{F_{r5} \cdot 203 - F_{a5} \cdot r_5 + F_{a2} \cdot r_{m2} - F_{r2} \cdot 26}{240} =$$

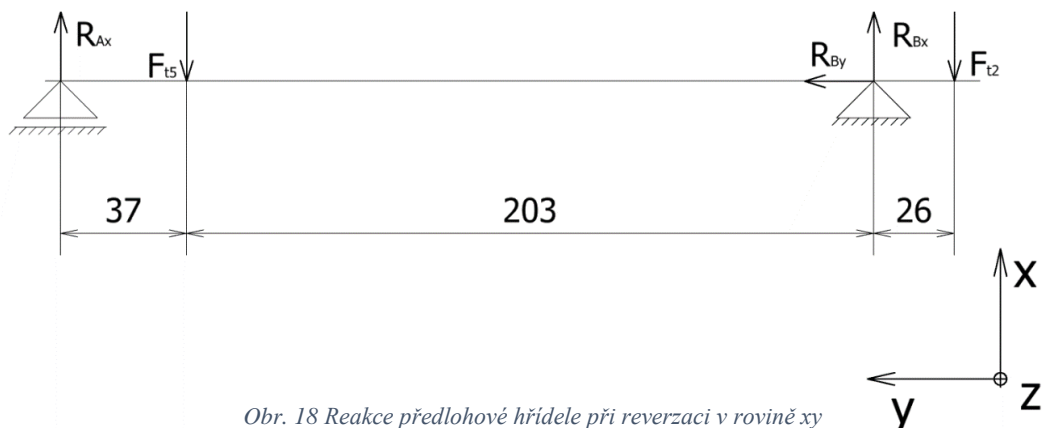
$$= \frac{2089,2 \cdot 203 - 1963,8 \cdot 25,5 + 209,3 \cdot 67,5 - 1161,4 \cdot 26}{240} =$$

$$= 1491,5 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = F_{r2} + F_{r5} - R_{Az} = 1161,4 + 2089,2 - 1491,5 = 1759,1 \text{ N}$$

$$R_{By} = F_{a5} - F_{a2} = 1963,8 - 209,3 = 1754,5 \text{ N}$$

### Reakce předlokové hřídele při reverzaci v rovině xy



Obr. 18 Reakce předlokové hřídele při reverzaci v rovině xy

$$x: R_{Ax} + R_{Bx} - F_{t2} + F_{t5} = 0$$

$$M_B: R_{Ax} \cdot 240 + F_{t5} \cdot 203 + F_{t2} \cdot 26 = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{-F_{t2} \cdot 26 - F_{t5} \cdot 203}{240} = \frac{-2728,6 \cdot 26 - 5393,8 \cdot 203}{240} = -4790,4 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = F_{t2} - F_{t5} - R_{Ax} = 2728,6 - 5393,8 - (-4790,4) = 2125,23 \text{ N}$$

### Maximální ohybový moment

$$\begin{aligned} M_{oyzmax'} &= F_{a5} \cdot r_5 - F_{r5} \cdot (y - 37) + R_{Az} \cdot y = \\ &= 1963,8 \cdot 25,5 - 2089,2 \cdot (52 - 37) + 1491,5 \cdot 52 = 103,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_{oxymax'} = R_{Ax} \cdot y = 4790,4 \cdot 37 = 171,4 \text{ Nm}$$

$$M_{omax2'} = \sqrt{M_{oyzmax'}^2 + M_{oxymax'}^2} = \sqrt{103,5^2 + 171,4^2} = 198,2 \text{ Nm}$$

### Výpočet minimálního průměru hřídele

Součinitele vyplývají z: [6].

$$R_m = 660 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 200 \text{ MPa}$$

$$d_2' \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red2}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}}$$

$$\begin{aligned} M_{red2} &= \sqrt{M_{omax2'}^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot M_{k2}^2)} = \sqrt{198,2^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot 160,52^2)} = \\ &= 230,3 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$d_2' \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red2}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 230,3}{\pi \cdot 200}} = 22,72 \text{ mm}$$

Z [3] vyplývá minimální průměr hřídele  $d_2 = 35 \text{ mm}$ .

## 5.8.5 Pevnostní kontrola předlokové hřídele

### Dynamická bezpečnost v ohybu

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v_h \cdot \eta}{\beta}$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$$

Součinitele vyplývají z: [6].

$$q_1 = 0,44$$

$$q_2 = 0,42$$

$$v_h = 0,97$$

$$\eta = 0,9$$

$$\alpha = 1,69$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2) = \frac{1}{2} \cdot (0,44 + 0,42) = 0,43$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,43 \cdot (1,69 - 1) = 1,3$$

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v_h \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,35 \cdot 660 \cdot 0,97 \cdot 0,9}{1,3} = 155,13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{omax2'}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{omax2'}}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{32 \cdot 198,2}{\pi \cdot 35^3} = 47,1 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{o2}} = \frac{155,13}{47,1} = 3,3$$

#### Statická bezpečnost v krutu

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{16 \cdot 160,52}{\pi \cdot 35^3} = 19,07 \text{ MPa}$$

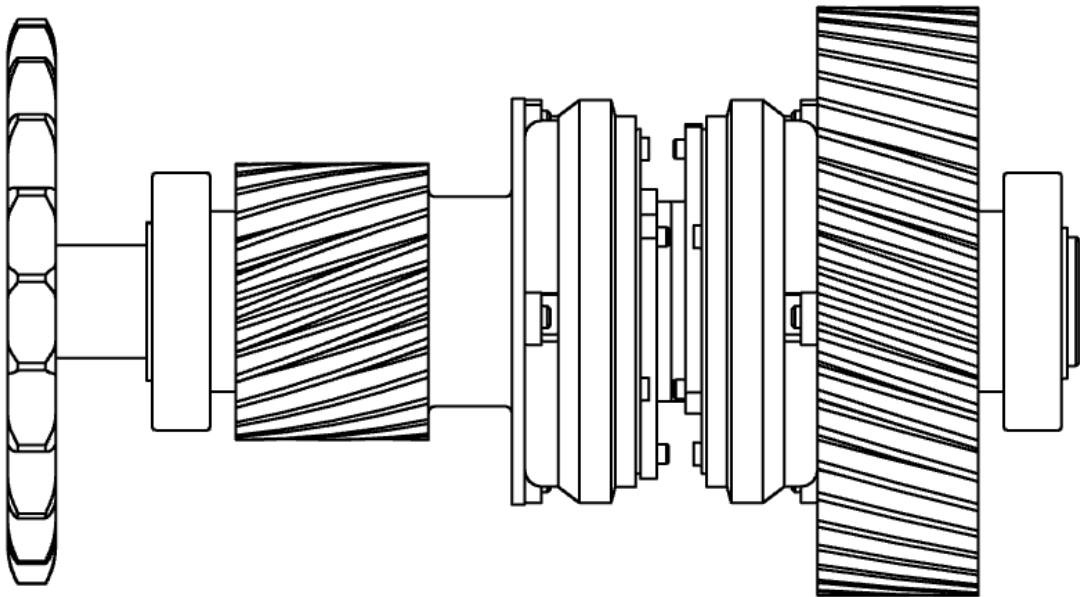
$$k_{\tau 2} = \frac{\tau_{kl}}{\tau_{k1}} = \frac{200}{19,07} = 10,49$$

#### Celková bezpečnost

$$k_2 = \sqrt{\frac{k_{\sigma 2}^2 \cdot k_{\tau 2}^2}{k_{\tau 2}^2 + k_{\sigma 2}^2}} = \sqrt{\frac{4,1^2 \cdot 10,49^2}{4,1^2 + 10,49^2}} = 3,1$$

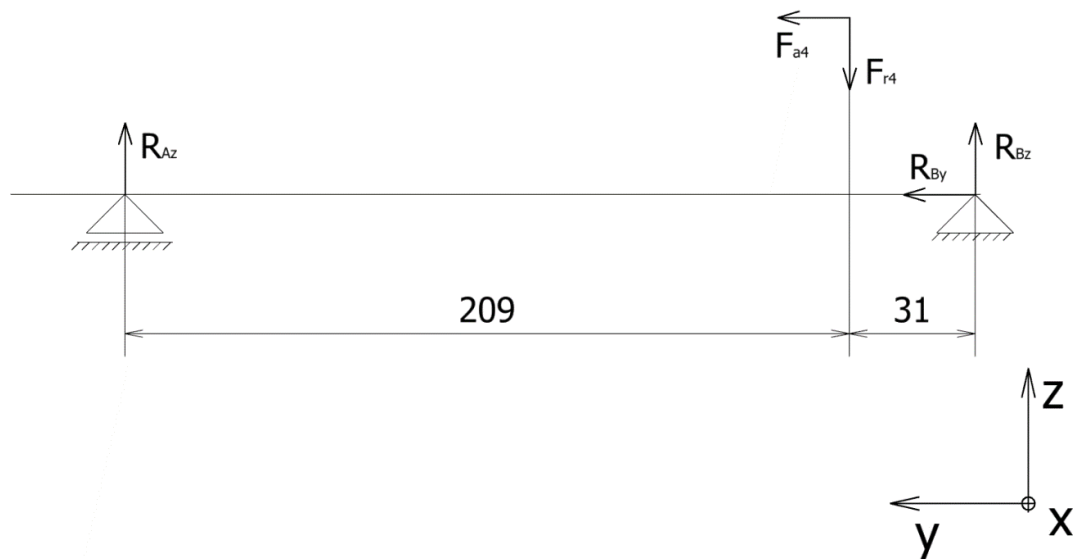
## 5.8.6 Výpočet výstupní hřídele

Jako materiál výstupní hřídele je vybrána konstrukční ocel 12 050.



Obr. 19 Výstupní hřídel

### Reakce výstupní hřídele za normálního chodu v rovině yz



Obr. 20 Reakce výstupní hřídele za normálního chodu v rovině yz

$$y: R_{By} + F_{a4} = 0$$

$$z: R_{Az} + R_{Bz} - F_{r4} = 0$$

$$M_B: R_{Az} \cdot 240 - F_{r4} \cdot 31 - F_{a4} \cdot r_4 = 0$$



$$R_{Az} = \frac{F_{r4} \cdot 31 + F_{a4} \cdot r_4}{240} = \frac{1115,8 \cdot 31 + 948,3 \cdot 86,5}{240} = 485,9 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = F_{r4} - R_{Az} = 1115,8 - 485,9 = 629,9 \text{ N}$$

$$R_{By} = -F_{a4} = -948,3 \text{ N}$$

### Reakce výstupní hřídele za normálního chodu v rovině xy



Obr. 21 Reakce výstupní hřídele za normálního chodu v rovině xy

$$x: R_{Ax} + R_{Bx} - F_{t4} + F_{vRh} = 0$$

$$M_B: R_{Ax} \cdot 240 - F_{t4} \cdot 31 + F_{vRh} \cdot 260 = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{-F_{vRh} \cdot 260 + F_{t4} \cdot 31}{240} = \frac{-2972,1 \cdot 260 + 2918,6 \cdot 31}{240} = -2842,8 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = F_{t4} - F_{vRh} - R_{Ax} = 2918,6 - 2972,1 - (-2842,8) = 2789,3 \text{ N}$$

### Maximální ohybový moment

$$M_{oyzmax} = F_{a4} \cdot r_4 - F_{r4} \cdot (y - 31) + R_{Bz} \cdot y \\ = 948,3 \cdot 86,5 - 1115,8 \cdot (42 - 31) + 629,9 \cdot 42 = 97,4 \text{ Nm}$$

$$M_{oxymax} = F_{vRh} \cdot y + R_{Ax} \cdot (y - 20) = 2972,1 \cdot 229 + (-2842,8 \cdot (229 - 20)) = \\ = 86,6 \text{ Nm}$$

$$M_{omax3} = \sqrt{M_{oyzmax}^2 + M_{oxymax}^2} = \sqrt{97,4^2 + 86,6^2} = 130,3 \text{ Nm}$$

### Výpočet minimálního průměru hřídele

Součinitele vyplývají z: [6].

$$R_m = 660 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 200 \text{ MPa}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red3}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}}$$

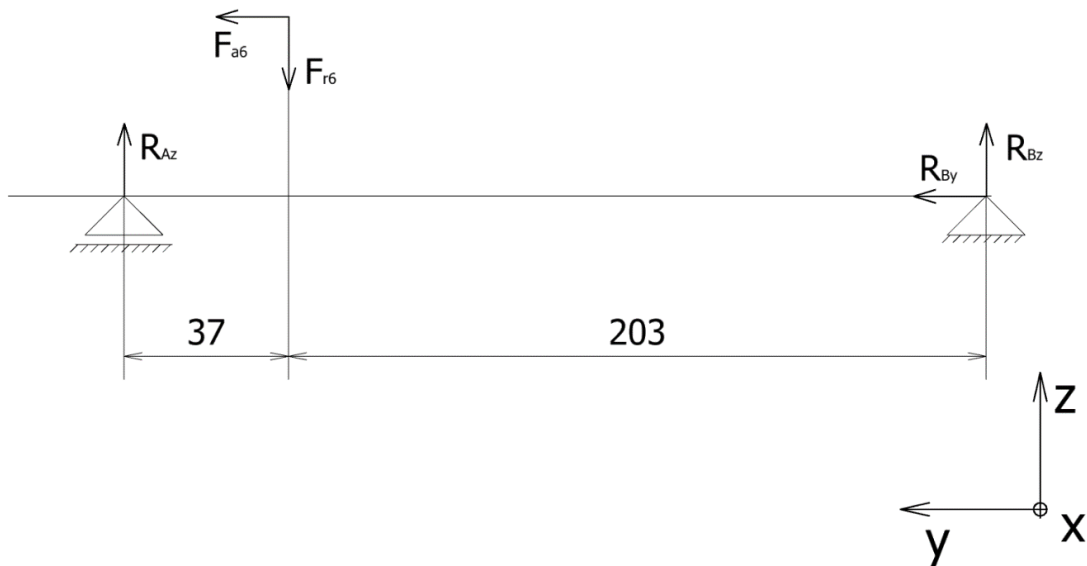
$$M_{red3} = \sqrt{M_{omax3}^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot M_{k3}^2)} = \sqrt{144,23^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot 246,1^2)} = 232,3 \text{ Nm}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red3}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 232,3}{\pi \cdot 200}} = 22,78 \text{ mm}$$

Z [3] vyplývá minimální průměr hřídele  $d_3 = 40 \text{ mm}$ .

### 5.8.7 Výpočet výstupní hřídele při reverzaci otáček

Reakce výstupní hřídele při reverzaci v rovině yz



Obr. 22 Reakce výstupní hřídele při reverzaci v rovině yz

$$y: R_{By} + F_{a6} = 0$$

$$z: R_{Az} + R_{Bz} - F_{r6} = 0$$

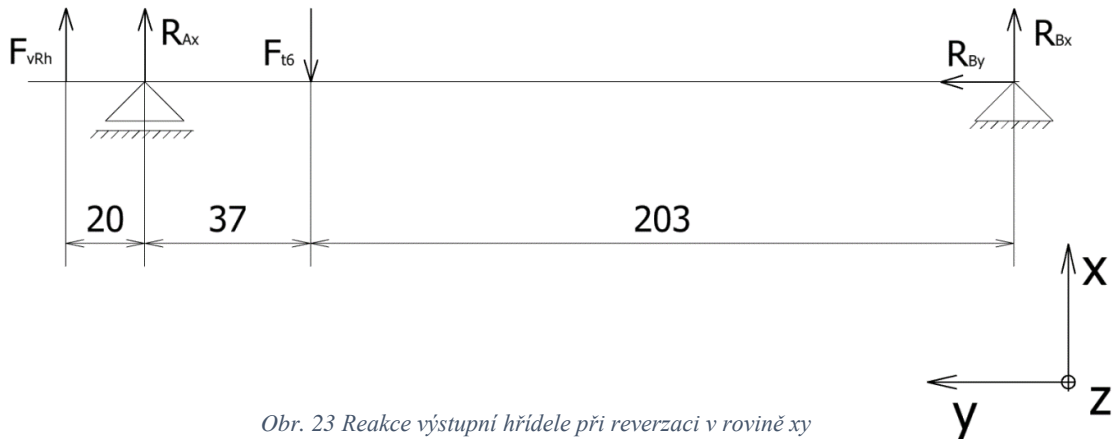
$$M_B: R_{Az} \cdot 240 - F_{r6} \cdot 203 - F_{a6} \cdot r_6 = 0$$

$$R_{Az} = \frac{F_{r6} \cdot 203 + F_{a6} \cdot r_6}{240} = \frac{2089,2 \cdot 203 + 1963,8 \cdot 40}{240} = 2141,4 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = F_{r6} - R_{Az} = 2089,2 - 2141,4 = -52,2 \text{ N}$$

$$R_{By} = -F_{a6} = -1963,8 \text{ N}$$

## Reakce výstupní hřídele při reverzaci v rovině xy



Obr. 23 Reakce výstupní hřídele při reverzaci v rovině xy

$$x: R_{Ax} + R_{Bx} - F_{t6} + F_{vRh} = 0$$

$$M_B: R_{Ax} \cdot 240 - F_{t6} \cdot 203 + F_{vRh} \cdot 260 = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{-F_{vRh} \cdot 260 + F_{t6} \cdot 203}{240} = \frac{-2972,1 \cdot 260 + 5393,8 \cdot 203}{240} = 1342,5 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = F_{t6} - F_{vRh} - R_{Ax} = 5393,8 - 2972,1 - 1342,5 = 1079,2 \text{ N}$$

### Maximální ohybový moment

$$M_{oyzmax} = R_{Az} \cdot y = 2141,4 \cdot 37 = 79,2 \text{ Nm}$$

$$M_{oxymax} = F_{vRh} \cdot y + R_{Ax} \cdot (y - 20) = 2972,1 \cdot 57 + 1342,5 \cdot (57 - 20) = 179,6 \text{ Nm}$$

$$M_{omax3'} = \sqrt{M_{oyzmax}^2 + M_{oxymax}^2} = \sqrt{79,2^2 + 179,6^2} = 196,3 \text{ Nm}$$

### Výpočet minimálního průměru hřídele

Součinitele vyplývají z: [6].

$$R_m = 660 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 200 \text{ MPa}$$

$$d_{3'} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red3}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}}$$

$$M_{red3} = \sqrt{M_{omax3'}^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot M_{k3}^2)} = \sqrt{196,3^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot 246,1^2)} = 267,7 \text{ Nm}$$

$$d_{3'} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red3}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 267,7}{\pi \cdot 200}} = 23,9 \text{ mm}$$

Z [3] je vybrán minimální průměr hřídele  $d_3 = 40 \text{ mm}$ .

### 5.8.8 Pevnostní kontrola výstupní hřídele

#### Dynamická bezpečnost v ohybu

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v_h \cdot \eta}{\beta}$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2)$$

Součinitele vyplývají z: [6].

$$q_1 = 0,47$$

$$q_2 = 0,43$$

$$v_h = 0,95$$

$$\eta = 0,9$$

$$\alpha = 1,72$$

$$q = \frac{1}{2} \cdot (q_1 + q_2) = \frac{1}{2} \cdot (0,47 + 0,43) = 0,45$$

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,45 \cdot (1,72 - 1) = 1,32$$

$$\sigma_c^* = \frac{0,35 \cdot R_m \cdot v_h \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,35 \cdot 660 \cdot 0,95 \cdot 0,9}{1,32} = 149,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{omax3'}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{omax3'}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{32 \cdot 196,3}{\pi \cdot 40^3} = 31,24 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma3} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{o2}} = \frac{149,2}{31,24} = 4,77$$

#### Statická bezpečnost v krutu

$$\tau_{k3} = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 246,1}{\pi \cdot 35^3} = 29,23 \text{ MPa}$$

$$k_{\tau3} = \frac{\tau_{kl}}{\tau_{k3}} = \frac{200}{29,23} = 6,84$$

#### Celková bezpečnost

$$k_3 = \sqrt{\frac{k_{\sigma3}^2 \cdot k_{\tau3}^2}{k_{\tau3}^2 + k_{\sigma3}^2}} = \sqrt{\frac{4,77^2 \cdot 6,84^2}{4,77^2 + 6,84^2}} = 3,9$$

## 5.9 Ložiska

Prvním krokem při návrhu ložisek byla volba jejich druhu. Při výběru ložisek je důležité si uvědomit, že v převodovce jsou použita ozubená kola s šikmým ozubením a to způsobuje vznik axiálních sil. V případě vstupní hřídele jsou volena kuželíková ložiska a to z důvodu větších axiálních sil způsobených kuželovým soukolím. V ostatních případech uložení hřídelí jsou volena kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Při návrhu dochází také ke kontrole trvanlivosti ložiska, které dle zadání má být alespoň 8 000 hod.

### 5.9.1 Ložiska uložená na vstupní hřídeli

Jsou volena jednořadá, kuželíková ložiska typu: LOŽISKO 30210.

#### Ložisko A

$d = 30 \text{ mm}$ ,  $D = 62 \text{ mm}$ ,  $T = 17,25 \text{ mm}$ ,  $C = 30,5 \text{ kN}$ ,  $p = 3$ ,  $e = 0,31$

$$R_{Ay} = 1\,910 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 1\,450,6 \text{ N}$$

$$F_{aA} = 0 \text{ N}$$

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{1910^2 + 1450,6^2} = 2\,398,4 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0 < e \quad \Rightarrow \quad P_A = F_{rA}$$

$$P_A = F_{rA} = 2\,398,4 \text{ N}$$

$$L_{hA} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{30,5}{2398,4}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1250} = 27\,420 \text{ hod}$$

#### Ložisko B

$d = 30 \text{ mm}$ ,  $D = 62 \text{ mm}$ ,  $T = 17,25 \text{ mm}$ ,  $C = 30,5 \text{ kN}$ ,  $p = 3$ ,  $e = 0,31$ ,  $Y = 1,6$

$$R_{Bx} = 1\,161,4 \text{ N}$$

$$R_{By} = 382 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 1\,659,9 \text{ N}$$

$$F_{aB} = 1\,161,4 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{382^2 + 1659,9^2} = 1\,703,3 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0,68 > e \quad \Rightarrow \quad P_B = F_{rB} \cdot 0,67 + F_{aB} \cdot Y$$

$$P_B = F_{rB} \cdot 0,67 + F_{aB} \cdot Y = 1703,3 \cdot 0,67 + 1161,4 \cdot 1,6 = 2999,5 \text{ N}$$

$$L_{hB} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{30,5}{2999,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1250} = 14011 \text{ hod}$$

## 5.9.2 Ložiska uložená na předlohové hřídeli

Jsou volena jednořadá, kuličková ložiska s kosoúhlým stykem typu:

LOŽISKO 7208.

### Ložisko A

$$d = 40 \text{ mm}, D = 80 \text{ mm}, B = 18 \text{ mm}, C = 33,8 \text{ kN}, p = 3, e = 0,57$$

$$R_{Ax} = 4790,4 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 1491,5 \text{ N}$$

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{1491,5^2 + 4790,4^2} = 5017,2 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0 < e \quad \Rightarrow \quad P_A = F_{rA} = 5017,2 \text{ N}$$

$$L_{hA} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{33,8}{5017,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 874} = 9830 \text{ hod}$$

### Ložisko B

$$d = 40 \text{ mm}, D = 80 \text{ mm}, B = 18 \text{ mm}, C = 33,8 \text{ kN}, p = 3, e = 0,57, Y_2 = 1,63$$

$$X_2 = 0,72$$

$$R_{Bx} = 2125,2 \text{ N}$$

$$R_{By} = 1754,5 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 1759,1 \text{ N}$$

$$F_{aB} = R_{By} = 1754,5 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{2125,2^2 + 1759,1^2} = 2758,8 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0,63 > e \quad \Rightarrow \quad P_B = F_{rB} \cdot X_2 + F_{aB} \cdot Y_2$$

$$P_B = F_{rB} \cdot X_2 + F_{aB} \cdot Y_2 = 2758,8 \cdot 0,72 + 1754,5 \cdot 1,63 = 4846,2 \text{ N}$$

$$L_{hB} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{33,8}{4846,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 874} = 9469 \text{ hod}$$

### 5.9.3 Ložiska uložená na výstupní hřídeli

Jsou volena jednořadá, kuličková ložiska s kosoúhlým stykem typu:

LOŽISKO 7208.

#### Ložisko A

$d = 40 \text{ mm}$ ,  $D = 80 \text{ mm}$ ,  $B = 18 \text{ mm}$ ,  $C = 33,8 \text{ kN}$ ,  $p = 3$ ,  $e = 0,57$

$$R_{Ax} = 1\,342,5 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 2\,141,4 \text{ N}$$

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{1342,5^2 + 2141,4^2} = 2\,527,4 \text{ N}$$

$$\frac{F_{Aa}}{F_{Ar}} = 0 < e \quad \Rightarrow \quad P_A = F_{rA} = 2\,527,4 \text{ N}$$

$$L_{hA} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{33,8}{2527,4}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 582} = 68\,494 \text{ hod}$$

#### Ložisko B

$d = 40 \text{ mm}$ ,  $D = 80 \text{ mm}$ ,  $B = 18 \text{ mm}$ ,  $C = 33,8 \text{ kN}$ ,  $p = 3$ ,  $e = 0,57$ ,  $Y_1 = 1,12$

$$R_{Bx} = 1\,079,2 \text{ N}$$

$$R_{By} = 1\,963,8 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 52,2 \text{ N}$$

$$F_{aB} = R_{By} = 1\,079,2 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{1079,2^2 + 52,2^2} = 1\,079,5 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0,55 < e \quad \Rightarrow \quad P_B = F_{rB} + F_{aB} \cdot Y_1$$

$$P_B = F_{rB} + F_{aB} \cdot Y_1 = 1079,5 + 1079,2 \cdot 1,12 = 3\,173,2 \text{ N}$$

$$L_{hB} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{33,8}{3173,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 582} = 34\,608 \text{ hod}$$

#### Ložiska 1. pod ozubeným kolem

Jsou volena jednořadá, kuličková ložiska typu: LOŽISKO 61808.

$d = 40 \text{ mm}$ ,  $D = 52 \text{ mm}$ ,  $B = 7 \text{ mm}$ ,  $C = 19,2 \text{ kN}$ ,  $C_o = 12,2 \text{ kN}$ ,  $f_0 = 14,6$ ,  $p = 3$

$$F_1 = \frac{\sqrt{F_{t4}^2 + F_{r4}^2}}{2} = \frac{\sqrt{2918,5^2 + 1115,8^2}}{2} = 1\,562,3 \text{ N}$$

$$L_{h1} = \left(\frac{C}{F_1}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{19,2}{1562,3}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 582} = 2\,9621 \text{ hod}$$

## Ložiska 2. pod ozubeným kolem

$d = 40 \text{ mm}, D = 52 \text{ mm}, B = 7 \text{ mm}, C = 19,2 \text{ kN}, C_o = 12,2 \text{ kN}, f_0 = 14,6, p = 3$

$$F_2 = \frac{\sqrt{F_{t6}^2 + F_{r6}^2}}{2} = \frac{\sqrt{5393,8^2 + 2089,3^2}}{2} = 2\,892,2 \text{ N}$$

$$L_{h2} = \left(\frac{C}{F_2}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{19,2}{2892,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 582} = 8\,378 \text{ hod}$$

## 5.10 Lisované spoje

Lisované spoje byly vybrány pro spojení kuželového soukolí s hřídelemi. Mezi jejich hlavní výhody patří to, že nezmenšuje nosný průřez hřídele a také zabraňuje axiálnímu posuvu náboje na hřídeli. Při návrhu lisovaného spoje byl vypočítán minimální tlak působící mezi nábojem a hřídelí a pomocí tohoto tlaku byl vypočítán potřebný přesah spoje. Jako výsledné parametry lisovaného spoje byly vybrány tolerance hřídele a náboje.

### 5.10.1 Kuželový pastorek

Součinitelé vyplývají z: [3].

$l = 35 \text{ mm}, d_1 = 30 \text{ mm}, d_p = 100 \text{ mm}, f = 0,15, k_w = 1,2$

#### Výpočet minimálního tlaku

$$p_{1min} = \frac{2 \cdot k_w \cdot M_{k1}}{\pi \cdot f \cdot l \cdot d_1^2} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 114,6}{\pi \cdot 0,15 \cdot 35 \cdot 30^2} = 18,5 \text{ MPa}$$

#### Výpočet minimálního přesahu

$$\Delta d_{1min} = \frac{d_1}{E} \cdot p_{1min} \cdot (1 + C^{II})$$

$$C^{II} = \frac{r_p^2 + r_1^2}{r_p^2 - r_1^2} = \frac{50^2 + 15^2}{50^2 - 15^2} = 1,197$$

$$\Delta d_{1min} = \frac{d_1}{E} \cdot p_{1min} \cdot (1 + C^{II}) = \frac{30}{2,1 \cdot 10^5} \cdot 18,5 \cdot (1 + 1,197) = 5,78 \mu\text{m}$$

Z [3] jsou zvolené tolerance 30H7, 30r6.



### 5.10.2 Kuželové kolo

Součinitelé vyplývají z: [3].

$$l = 35 \text{ mm}, d_2 = 35 \text{ mm}, d_K = 135,3 \text{ mm}, f = 0,15, k_w = 1,2$$

**Výpočet minimálního tlaku**

$$p_{2min} = \frac{2 \cdot k_w \cdot M_{k2}}{\pi \cdot f \cdot l \cdot d_2^2} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 160,6}{\pi \cdot 0,15 \cdot 35 \cdot 35^2} = 14,6 \text{ MPa}$$

**Výpočet minimálního přesahu**

$$\Delta d_{2min} = \frac{d_2}{E} \cdot p_{2min} \cdot (1 + C^{II})$$

$$C^{II} = \frac{r_K^2 + r_2^2}{r_K^2 - r_2^2} = \frac{67,65^2 + 17,5^2}{67,65^2 - 17,5^2} = 1,191$$

$$\Delta d_{2min} = \frac{d_2}{E} \cdot p_{2min} \cdot (1 + C^{II}) = \frac{35}{2,1 \cdot 10^5} \cdot 14,6 \cdot (1 + 1,191) = 6,09 \text{ } \mu\text{m}$$

Z [3] jsou zvolené tolerance 40H7, 40r6.

## 5.11 Návrh těsných per

Těsná pera byla vybrána pro spojení čelních ozubených kol a hřídelí. U tohoto typu spojení je nutné myslet na to, že přenáší pouze krouticí moment a tudíž k zajištění axiálního posuvu musí být docíleno, mimo jiné, pomocí pojistných kroužků. Návrh spoje s těsným perem je jednoduchý a spočívá ve výpočtu minimální délky pera při dovoleném tlaku  $p_D$ . Součinitelé vyplývají z [3].

### 5.11.1 Spojení spojky a vstupní hřídele

$$d_1 = 30 \text{ mm}, b = 8 \text{ mm}, h = 7 \text{ mm}, p_D = 120 \text{ MPa}$$

$$l_{1min} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{0,45 \cdot p_D \cdot d_1 \cdot h} = \frac{2 \cdot 114,6}{0,45 \cdot 120 \cdot 30 \cdot 7} = 20,21 \text{ mm}$$

Z [3] je voleno PERO 8h9x7x22 ČSN 02 2562 o délce  $l = 25 \text{ mm}$

### 5.11.2 Spojení čelního kola s předlohou hřídelí

$$d_2 = 35 \text{ mm}, b = 10 \text{ mm}, h = 8 \text{ mm}, p_D = 120 \text{ MPa}$$

$$l_{2min} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{0,45 \cdot p_D \cdot d_2 \cdot h} = \frac{2 \cdot 160,6}{0,45 \cdot 120 \cdot 35 \cdot 8} = 21,24 \text{ mm}$$

Z [3] je voleno PERO 10h9 x 8 x 25 ČSN 02 2562 o délce  $l = 32 \text{ mm}$

### 5.11.3 Spojení ozubení s výstupní hřídelí

$$d_3 = 40 \text{ mm}, b = 12 \text{ mm}, h = 8 \text{ mm}, p_D = 120 \text{ MPa}$$

$$l_{3min} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{0,45 \cdot p_D \cdot d_3 \cdot h} = \frac{2 \cdot 246,1}{0,45 \cdot 120 \cdot 40 \cdot 8} = 28,48 \text{ mm}$$

Z [3] je voleno PERO 12h9 x 8 x 80 ČSN 02 2562 o délce  $l = 80 \text{ mm}$

## 5.12 Návrh rovnobokého drážkování

Z důvodu vysokých krouticích momentů bylo ke spojení řetězového soukolí a hřídelí vybráno rovnoboké drážkování. Před samotným návrhem bylo nutné znát, kromě parametrů drážkování, také účinnou plochu drážek  $f$ . Poté mohl již následovat výpočet, jehož prvním krokem byl návrh minimální délky drážkování a poté pevnostní kontrola, která byla provedena s ohledem na otláčení drážek. Parametry rovnobokého drážkování jsou voleny z: [3].

### 5.12.1 Pastorek řetězového kola

$$d = 32 \text{ mm}, N = 8, D = 38 \text{ mm}, B = 6 \text{ mm}, f = 30 \text{ mm}^2, p_D = 120 \text{ MPa}$$

$$l_{min} = \frac{4 \cdot M_{k3}}{(d + D) \cdot p_D \cdot f} = \frac{4 \cdot 246,1}{(32 + 38) \cdot 120 \cdot 30} = 9,93 \text{ mm}$$

#### Kontrola na otláčení

$$p = \frac{F_T}{f \cdot l} \leq p_D$$

$$F_T = \frac{4 \cdot M_{k3}}{D + d} = \frac{4 \cdot 246,1}{32 + 38} = 14\,062,8 \text{ N}$$

$$p = \frac{F_T}{f \cdot l} = \frac{14062,8}{30 \cdot 13} = 36,1 \text{ MPa}$$

Z [3] je voleno ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 32 x 38 x 6 o délce  $l = 13 \text{ mm}$

### 5.12.2 Řetězové kolo

$$d = 32 \text{ mm}, N = 8, D = 38 \text{ mm}, B = 6 \text{ mm}, f = 30, p_D = 120 \text{ MPa}$$

$$l_{min} = \frac{4 \cdot M_{k3}}{(d + D) \cdot p_D \cdot f} = \frac{4 \cdot 246,1}{(32 + 38) \cdot 120 \cdot 30} = 9,93 \text{ mm}$$

### Kontrola na otláčení

$$p = \frac{F_T}{f \cdot l} \leq p_D$$

$$F_T = \frac{4 \cdot M_{k4}}{D + d} = \frac{4 \cdot 415,7}{32 + 38} = 23\,754,3 \text{ N}$$

$$p = \frac{F_T}{f \cdot l} = \frac{23754,3}{30 \cdot 13} = 60,9 \text{ MPa}$$

Z [3] je voleno ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 32 x 38 x 6 o délce  $l = 13 \text{ mm}$

## 6 Kontrola hřídele pomocí metody konečných prvků

Metoda konečných prvků je numerická metoda, která mimo jiné slouží také k pevnostní kontrole součástí. K této kontrole byla vybrána výstupní hřídel převodového ústrojí, neboť zde působí nejvíce zatěžující síly. Výstupní hřídel pokrytá sítí prvků je zobrazena na obr. 24. V předpokládaném místě největší koncentrace napětí je síť jemnější a to z důvodu přesnějších výsledků.

Uzly:88314  
Prvky:59756



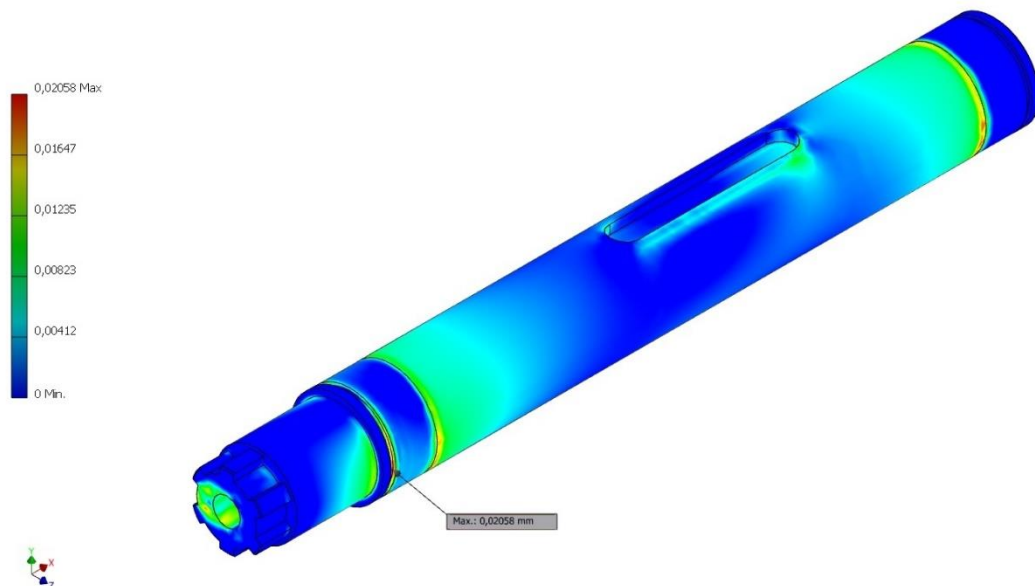
Obr. 24 Výstupní hřídel s vygenerovanou sítí prvků

Hřídel je zatížena momenty a silami (obr. 25), které působí v místě uložení elektromagnetické spojky a řetězového převodu. Tato hřídel je uložena pomocí páru kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem.



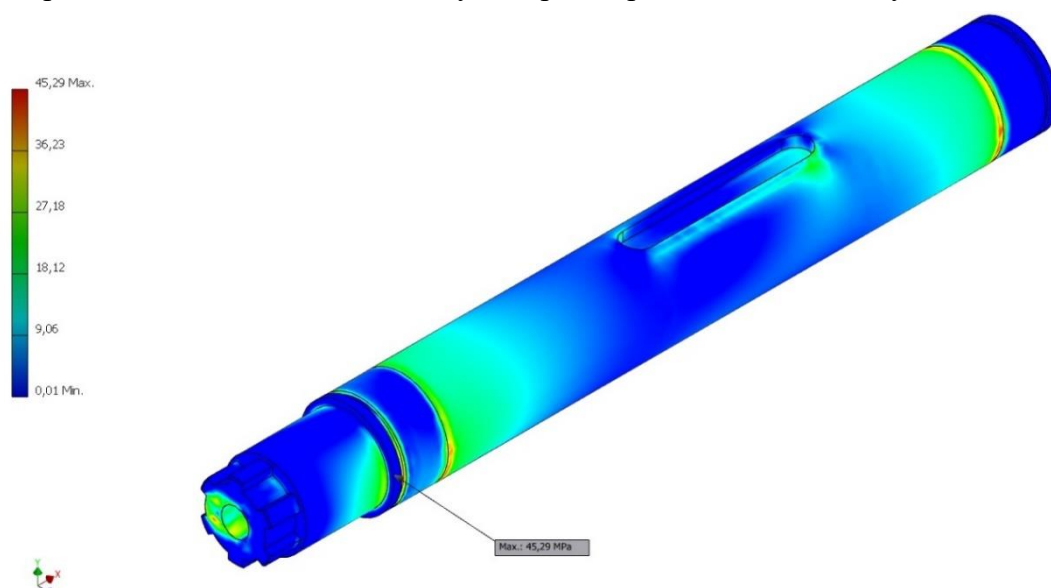
Obr. 25 Výstupní hřídel s okrajovými a počátečními podmínkami

Největší deformace hřídele byly naměřeny v místě, kde je drážka pro pojistný kroužek, což je znázorněno na obr. 26. Deformace drážky nepřevýšila hodnotu  $0,02\text{ mm}$ . Dále bylo díky pevnostní kontrole zjištěno, že dalšími kritickými místy byl vrub hřídele a také drážka pro těsné pero.



Obr. 26 Výsledek pevnostní kontroly MKP se zobrazenými deformacemi

Největší koncentrace napětí byla při pevnostní kontrole naměřena  $45,3\text{ MPa}$  a to v místě drážky pro pojistný kroužek (obr. 27). Při předchozím výpočtu, provedeném v kapitole 5.8.1, byla hodnota maximálního napětí, ve stejném místě, vypočítána  $121\text{ MPa}$  a z toho vyplývá, že rozdíl těchto hodnot byl zapříčiněn odlišnou volbou součinitelů, které jsou za použití MKP přesnější. Na obr. 27 si můžeme všimnout, že dalším kritickým místem, kde byla prokázána koncentrace napětí je drážka pro těsné pero. Na závěr je nutno podotknout, že žádné z naměřených napětí nepřekročilo mez únavy hřídele.



Obr. 27 Výsledek pevnostní kontroly metodou MKP se zobrazeným ekvivalentním napětím

## 7 Ekonomické zhodnocení

Tato kapitola je věnována ekonomickému zhodnocení vybraných dílů pohonu. Ekonomická úvaha je jedním z klíčových prvků jakéhokoli projektu, ve kterém se konstruktér musí snažit navrhnout, co možná nejlevnější a nejjednodušší model, avšak nesmí to být na úkor kvality nebo bezpečnosti. Díky snaze použít, co nejvíce normalizovaných součástí se tato bakalářská práce jeví jako velice efektivní.

Prvním a zároveň i nejdůležitějším prvkem pohonu je elektromotor 1LE1002 – 1DB43, který byl vybrán v katalogu společnosti Siemens. Tento elektromotor byl vybrán na základě toho, že jeho výkon a otáčky nejlépe korespondovaly se mnou požadovanými parametry, ke kterým patřila také příznivá cena 14 735,-. Další důležitou součástí je pružná čepová spojka REVOLEX, která byla v tomto případě vybrána od české společnosti KTR. Tato spojka patří se svou cenou 1 325,- mezi levnější, avšak zcela dostatečně vyhovuje našim nárokům. K řazení rychlostních stupňů byly použity dvě elektromagnetické spojky ROBTIC od společnosti Mayr v ceně 13 500,-. Tyto spojky jsou sice dražší než levnější alternativa v podobě zubové spojky, ale díky nim bude ovládání jednodušší a bude umístěné na ovládacím panelu výtahu. Dalším krokem bylo pořízení řetězového soukolí, které bylo vybráno od společnosti ŘETĚZY Olomouc v ceně 2 445,-. V neposlední řadě byl nutný výběr ložisek, která byla pořízena v ceně 5 200,- od společnosti SKF. Tato společnost byla vybrána z důvodu nižší ceny a vyšší kvality ložisek oproti konkurenci. Celý pohon výtahu je uložen na svařovaném rámu, který je tvořen normalizovanými U profily. Ceny vybraných nakupovaných součástí jsou uvedené v Tabulce 2. Avšak je nutné podotknout, že se jedná pouze o zlomek výsledné ceny, neboť konečná cena by musela zahrnovat i ceny součástí převodovky, práce a dalšího materiálu. Ceny dílů vyplývají z: [8-10].

Tabulka 2 Ceny vybraných součástí

Součást	Cena Kč
Elektromotor Siemens 1LE1002 – 1DB43	14 735,-
Čepová spojka REVOLEX	1 325,-
Elektromagnetické spojky ROBTIC	13 500,-
Řetězové soukolí s řetězem	2 445,-
Ložiska s příslušenstvím	5 200,-
Rám	1 800,-
Celková cena	39 005,-

## 8 Závěr

Tato bakalářská práce se zabývala kompletním návrhem plnohodnotného pohonu dopravního výtahu. Pohon se skládá z elektromotoru, pružné čepové spojky, dvoustupňové převodovky, řetězového převodu, svařovaného rámu a bubnu výtahu.

Celkový návrh byl vypracován na základě zadaných parametrů, mezi které patří vstupní a výstupní otáčky, výkon elektromotoru, trvanlivost ložisek a možnost reverzace otáček.

Na začátku celého projektu bylo nutné určit druh výtahu, ke kterému bude pohon patřit. Po důkladném prozkoumání jednotlivých typů výtahů, byl vybrán výtah bubnový, především kvůli umístění strojovny pod výtahovou šachtou, a tedy značné úspoře místa, ale také eliminaci hluku a vibrací. Tento pohon funguje tak, že je na buben z jedné strany navíjeno lano a z druhé strany je zároveň odvíjeno, a to vždy pouze v jedné vrstvě. Na základě tohoto systému bude výtah sloužit k dopravě nákladu mezi třemi patry, s maximálním zatížením až 2 000 kg.

Druhým krokem bylo navržení převodového ústrojí. Nejdříve bylo vytvořené schéma převodového ústrojí (obr. 10), na kterém je graficky znázorněno rozložení součástí převodovky. Toto schéma funguje tak, že je ze vstupní hřídele výkon přenášen na nalisované kuželové soukolí, odkud je přiveden na předlohovou hřídel. Na předlohové hřídeli jsou pomocí těsných per uloženy dvě čelní ozubená kola, z nichž jedno kolo slouží k přenosu výkonu za normálního chodu a druhé za reverzace. Poté jsou na výstupní hřídeli ozubená kola uložena na ložiskách, a proto se výkon přenáší do dvou elektromagnetických spojek. Tyto spojky jsou ovládány pomocí ovládacího panelu výtahu a určují, jaké kolo bude zabírat na výstupní hřídeli. Z této hřídele je přenášen výkon pomocí řetězového převodu na buben výtahu.

Dalším nezbytným úkolem bylo navržení převodových poměrů, které jsou rozděleny mezi kuželové soukolí, čelní soukolí a řetězový převod. K těmto převodovým poměrům byly vypočítány otáčky a krouticí momenty a následně byly zvoleny ozubená kola s šikmými zuby. Tato varianta byla zvolena z důvodu příznivějších záběrových poměrů, nižších vibrací a hluku. Dále byly navrženy normalizované moduly ozubených kol, společně s výpočty jejich dalších rozměrů. Následně byly vypočítány obvodové síly, zjištěné z krouticích momentů, díky kterým byl poté možný výpočet axiálních, radiálních a normálových sil. Dalším krokem byly pevnostní kontroly, které jsou prováděny

z ohledem na únavu zubu v dotyku a ohybu. Z důvodu dodržení osové vzdálenosti předlokové a výstupní hřídele, byly u čelního soukolí vypočítané korekce. Další výpočet se týkal řetězového převodu, na základě kterého bylo možné vyhledat vhodný typ řetězu pomocí korigovaného výkonu a také určit počet řad řetězu. Po zvolení typu řetězu byl proveden výpočet počtu článků řetězu, který byl zaokrouhlen na větší sudé číslo. Díky tomuto výpočtu bylo možné provést pevnostní kontrolu řetězového převodu, kde byla zjištěna statická a dynamická bezpečnost. Další částí bylo určení reakcí uložení hřídelí, které vznikají díky působení sil od ozubených a řetězových kol. Následně byly navrženy minimální průměry hřídelí a byla provedena jejich pevnostní kontrola. V této kontrole byla věnována pozornost dynamické bezpečnosti v ohybu, statické bezpečnosti v krutu a celkové kombinované bezpečnosti. V bakalářské práci byly použity tři typy ložisek a to: kuželíková, kuličková s kosoúhlým stykem a klasická kuličková. Kuželíková ložiska, jejichž orientace je do X, jsou umístěna na vstupní hřídeli, a to z důvodu větších axiálních sil. Tyto síly dokáží také pohlcovat kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, ale ve značně menší míře než je tomu u kuželíkových ložisek. Naproti tomu, klasická kuličková ložiska, která jsou umístěna pod ozubenými koly, nepohlcují axiální síly žádné. Všechna tato ložiska byla vybírána z katalogu společnosti SKF a jejich kontrola probíhala podle pokynů výrobce. Díky této kontrole vyšla u všech ložisek delší životnost, než jaká byla požadována. V poslední části výpočtů byla provedena kontrola spojení nábojů a hřídelí.

Jedním z posledních kroků bylo vypracování ekonomického zhodnocení, ve kterém jsou uvedeny jednotlivé části pohonu výtahu. Nejdůležitější součástí pohonu výtahu je elektromotor 1LE1002 – 1DB43 od společnosti Siemens, která patří mezi jednu z největších společností s elektromotory. Další nezbytnou součástí uvedenou v tomto zhodnocení byla čepová spojka REVOLLEX, která dokáže díky pryžovým čepům tlumit momentové rázy. Výhodou této spojky je schopnost, že hřídele, které spojuje, mohou být mírně nesouosé. Samotný buben výtahu je uložen v ložiskových ložích, zakoupených také od společnosti SKF. Celý pohon je přidělán ke svařovanému rámu z U profilů, který je konstrukčně velice jednoduchý.

Modely a výkresy byly vytvořeny pomocí softwaru Autodesk Inventor 2016. V bakalářské práci byla použita také metoda konečných prvků, kde byla provedena pevnostní kontrola výstupní hřídele převodovky. Návrh pohonu výtahu byl proveden dle požadovaných parametrů a všechny cíle práce byly splněny. Z konstrukčního hlediska považují tento pohon za velice efektivní.



## Přehled použité literatury

- [1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
- [2] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [4] JANOVSKEÝ, Lubomír a Josef DOLEŽAL. *Výtahy a eskalátory*. 1. vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1980. Technický průvodce (SNTL-Nakladatelství technické literatury).
- [5] JANOVSKEÝ, Lubomír. *Transportní zařízení*. Praha, 1976.
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] BUREŠ M.: *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [8] Spojka ROBATIC *produkty* [online]. [cit. 20.3.2016] Dostupné z: <http://www.mayr.com/en/products/electromagnetic-clutches-and-brakes/robatic>
- [9] SKF katalog ložisek [online databáze]. [cit. 24.3.2016] Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/index.html>
- [10] Katalog elektromotorů Siemens 1LE1 [online]. (c) 2007 [cit. 22.3.2016] Dostupné z: <http://www.elektromotory-siemens.cz/ke-stazeni.html>
- [11] Historie a rozdělení výtahů [online]. [cit. 3.4.2016] Dostupné z: <http://www.i-vytahy.cz/cs/sekce/nove-vytahy.html#historie>

## Seznam použitých obrázků

Obr. 1 Výtah na lidský pohon [11] .....	15
Obr. 2 Výtah se elektrickým pohonem [11] .....	16
Obr. 3 Schéma trakčního pohonu [4].....	19
Obr. 4 Schéma navíjení lana na buben [4].....	20
Obr. 5 Kotoučová třecí spojka [2] .....	22
Obr. 6 Pružná čepová spojka [2].....	22
Obr. 7 Pružná obručová spojka [2] .....	23
Obr. 8 Model pohonu výtahu .....	24
Obr. 9 Model převodovky.....	24
Obr. 10 Schéma převodu .....	25
Obr. 11 Vstupní hřídel .....	46
Obr. 12 Reakce vstupního hřídele v rovině xz.....	47
Obr. 13 Reakce vstupní hřídele v rovině xy .....	47
Obr. 14 Předlohová hřídel.....	49
Obr. 15 Reakce předlohové hřídele za normálního chodu v rovině yz.....	50
Obr. 16 Reakce předlohové hřídele za normálního chodu v rovině xy .....	50
Obr. 17 Reakce předlohové hřídele při reverzaci v rovině yz .....	52
Obr. 18 Reakce předlohové hřídele při reverzaci v rovině xy .....	52
Obr. 19 Výstupní hřídel .....	55
Obr. 20 Reakce výstupní hřídele za normálního chodu v rovině yz.....	55
Obr. 21 Reakce výstupní hřídele za normálního chodu v rovině xy.....	56
Obr. 22 Reakce výstupní hřídele při reverzaci v rovině yz .....	57
Obr. 23 Reakce výstupní hřídele při reverzaci v rovině xy .....	58
Obr. 24 Výstupní hřídel s vygenerovanou sítí prvků.....	67
Obr. 25 Výstupní hřídel s okrajovými a počátečními podmínkami.....	67
Obr. 26 Výsledek pevnostní kontroly MKP se zobrazenými deformacemi .....	68
Obr. 27 Výsledek pevnostní kontroly MKP se zobrazeným napětím.....	68

## Seznam příloh

- Příloha 1 – Výkres pohonu výtahu
- Příloha 2 – Výkres převodovky
- Příloha 3 – Výkres vstupního víčka
- Příloha 4 – Výkres vstupní hřídele
- Příloha 5 – Výkres čelního ozubeného kola